Chipmaker.ru

СПРАВОЧНИК МЕТАЛЛИСТА

1

СПРАВОЧНИК МЕТАЛЛИСТА

1



СПРАВОЧНИК МЕТАЛЛИСТА

В (5) ТОМАХ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ

Редакционный совет:
Б. Л. БОГУСЛАВСКИЙ,
А. Н. МАЛОВ (председатель),
М. П. НОВИКОВ,
А. Г. РАХШТАДТ,
С. А. ЧЕРНАВСКИЙ

МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1976

СПРАВОЧНИК МЕТАЛЛИСТА

Chipmaker.ru

ТОМ (1)

Под редакцией
д-ра техн. наук С. А. ЧЕРНАВСКОГО
и канд. техн. наук В. Ф. РЕЩИКОВА

22 274



545 740

МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1976

6П5.4
С74
УДК 621.002 (031)

Авторы: А. А. Готовцев, С. П. Демидов, А. В. Карп, С. Ф. Корндорф, В. П. Коротков, В. Н. Кудрявцев, Н. Я. Ниберг, Г. И. Ногачева, С. Д. Пономарев, Б. А. Пронин, В. Ф. Рещиков, Н. А. Спицын, Г. Б. Столбин, Б. А. Тайц, Г. П. Хализев, С. А. Чернавский, Б. И. Яньшин

Chipmaker.ru

С74 **Справочник** металлиста. В 5-ти т. Т. 1. Изд. 3-е, перераб. Под ред. С. А. Чернавского и В. Ф. Рещикова. М., «Машиностроение», 1976.

768 с. с ил.

На обороте тит. л. авт.: А. А. Готовцев, С. П. Демидов, А. В. Карп и др.

В первый том вошли справочные сведения по единицам измерения, механике, гидравлике, теплотехнике, электротехнике, электронике, сопротивлению материалов, деталям машин.

В нем учтены все изменения в действующих стандартах.

Справочник предназначен для инженеров-технологов и техник машиностроительных заводов.

С $\frac{31301\text{-}618}{038\ (01)\text{-}76}$ подписное

6П5.4

© Издательство «Машиностроение», 1976 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава 1

Единицы измерения (*С. А. Чернавский*)

Глава 2

Механика (сведения из теоретической механики и теории механизмов) (*Н. Я. Ниберг*)

Механические системы 18
Кинематика плоского движения 22
Основные положения 22
Движение точки по заданной траектории 22
Переносное и относительное движения точки 24
Движение звена в плоскости 24
Построение кинематических диаграмм 27
Построение планов скоростей для механизмов 29
Построение планов ускорений для механизмов 30
Статика и кинетостатика 33
Сложение и разложение сил на плоскости, условия равновесия . 33
Определение реакций в кинематических парах и движущего момента для механизма 37
Динамика 40
Силы, действующие в механических системах 40
Основные зависимости динамики 47
Движение машин под действием заданных сил и его регулирование 49
Сведения о различных механизмах 50
Плоские трехзвенные механизмы с одними поступательными парами 50
Винтовые одноосные трехзвенные механизмы 51
Плоские четырехзвенные шарнирные механизмы 53
Плоские четырехзвенные механизмы с вращательными и поступательными парами 53
Плоские трехзвенные кулачковые механизмы 56
Список литературы 59

Глава 3

Гидравлика (*Б. И. Яньшин*)

Гидростатика 60
Некоторые физические параметры и свойства жидкостей 60
Давление в покоящейся жидкости, закон Паскаля единицы давления 62

Силы давления неподвижной жидкости на плоские и криволинейные стенки; закон Архимеда 65
Относительный покой жидкости (поступательное и вращательное движение резервуаров с жидкостью) 68

Техническая гидродинамика 70

Задачи и методы гидродинамики, основные понятия и соотношения 70
Уравнения движения жидкостей 72
Гидродинамическое подобие потоков; критерии подобия 78
Режимы движения жидкости 81
Ламинарный режим потоков в трубах 82
Турбулентный режим потоков в трубах 84
Местные сопротивления и потери напора в них 87
Гидравлический расчет трубопроводов 93
Истечение жидкости через отверстия и насадки 97
Гидравлический удар в трубопроводах 101
Сила воздействия потока на ограничивающие его стенки 103
Список литературы 106

Глава 4

Электротехника (*Г. П. Хализев*)

Цепи постоянного тока 107
Соединение приемников энергии 110
Электромагнетизм 111
Цепи однофазного переменного тока 112
Цепи трехфазного тока 113
Электродвигатели 115
Двигатели постоянного тока 116
Асинхронные электродвигатели 119
Система электропривода 124
Выбор электродвигателя 126
Список литературы 129

Глава 5

Электроника (*С. Ф. Корндорф* и *Т. И. Ногачева*)

Резисторы и конденсаторы 130

Магнитные материалы 134
Катушки индуктивности, дроссели и трансформаторы 134
Полупроводниковые и электронные приборы 136
Электронные и полупроводниковые устройства 165
Выпрямители 165
Усилители 167
Обратная связь 168
Генераторы 169
Преобразователи 170
Усилители постоянного тока 170
Электронные вольтметры и осциллографы 171
Список литературы 171

Глава 6

Сопротивление материалов (*С. П. Демидов*)

Основные положения 173
Внешние силовые факторы 173
Внутренние силовые факторы 174
Напряжение. Напряженное состояние 175
Перемещения и деформации 179
Закон Гука для изотропного однородного тела 180
Потенциальная энергия деформации 180
Геометрические характеристики плоских сечений 181
Механические характеристики материалов и расчет на прочность при статических нагрузках 190
Растяжение (сжатие) прямого бруса 195
Кручение прямого бруса 198
Брусья круглого поперечного сечения 199
Расчет на прочность 206
Изгиб прямого бруса 207
Простой чистый и поперечный изгиб 207
Косой изгиб 220
Внецентренное растяжение или сжатие 223
Статически неопределимые рамы и балки 226
Расчет на прочность при сложном напряженном состоянии 229
Расчет плоских кривых брусьев 231
Кручение и изгиб плоского кривого бруса в плоскости, перпендикулярной к плоскости его кривизны 233
Расчет толстостенных цилиндров (труб), находящихся под действием давления 236
Тонкостенные симметричные оболочки 238
Устойчивость 240
Устойчивость прямолинейных сжатых стержней постоянного сечения 241
Устойчивость плоской формы изгиба 247
Устойчивость пластин 249
Устойчивость тонкостенных оболочек 252
Продольно-поперечный изгиб 253
Расчет на прочность при переменных напряжениях 254
Влияние различных факторов на прочность при переменных напряжениях 259
Расчет на прочность 266
Перемещения и напряжения при ударной нагрузке 268
Список литературы 271

Глава 7

Резьбы (*А. В. Карп*)

Крепежные резьбы 272
Крепежно-уплотнительные резьбы 278
Ходовые резьбы 282
Расчет резьбы на прочность 287
Расчет резьбовых соединений 287
Расчет статически нагруженных болтов 288
Расчет циклически нагружаемых болтов 293
Болты 295

Винты 303
Шпильки 305
Гайки 308
Шайбы 312
Допуски на резьбовые сопряжения (*В. П. Коротков*) 315
Основные понятия и определения 315
Погрешности основных параметров резьбы 317
Характер резьбового сопряжения 318
Допуски резьбовых соединений 319
Допуски винтовых пар 344
Трапецеидальные резьбы 345
Упорная резьба 352
Список литературы 354

Глава 8

Валы, оси, шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения
(*Н. Я. Ниберг*)

Валы и оси 355
Конструкция валов и осей 355
Расчет валов и осей 360
Условный расчет по напряжениям кручения 360
Построение эпюр изгибающих моментов и определение напряжений в опасных сечениях 361
Проверочный расчет на выносливость 364
Проверочные расчеты на статическую прочность, жесткость и виброустойчивость 369
Гибкие валы 371
Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения 372
Шпоночные соединения 372
Зубчатые (шлицевые) соединения 380
Список литературы 390

Глава 9

Подшипники

Подшипники качения (*Н. А. Спицын*) 391
Классификация 391
Классы точности ПК 392
Выбор ПК 392
Эквивалентная нагрузка радиальных шариковых и радиально-упорных подшипников 393
Осевые составляющие радиальной нагрузки в радиально-упорных подшипниках 398
Осевая грузоподъемность подшипников с короткими цилиндрическими роликами 399
Эквивалентная нагрузка при переменном режиме работы 400
Методические указания по использованию справочных данных при выборе ПК 401
Статическая и динамическая грузоподъемность ПК 401
Предельная частота вращения ПК 414
Посадки ПК 416
Способы подвода смазки 417
Уплотнения подшипниковых узлов 417
Моменты трения в ПК 420

Подшипники скольжения (*С. А. Чернавский*) 422
Трение в подшипниках скольжения 422
Расчет ПС 422
Материалы для ПС 423
Конструкции ПС 427
Гидродинамический расчет ПС 438
Список литературы 447

Глава 10
Муфты (*Н. Я. Ниберг*)

Общие сведения 449
Применение муфт 455
Список литературы 479

Глава 11
Ременные передачи (*Б. А. Пронин*)

Общая часть 480
Классификация ременных передач 480
Геометрические и кинематические зависимости 482
Силовые зависимости 483
Напряжения в ремне 485
Критерии работоспособности ременной передачи 486
Плоскоременные передачи 489
Обыкновенная плоскоременная передача 490
Виды ремней 490
Выбор параметров передачи 493
Расчет обыкновенных плоскоременных передач 495
Методика расчета передач 499
Передача с натяжным роликом 505
Быстроходные ременные передачи 506
Требования к быстроходным ремням и их виды 507
Выбор параметров и расчет быстроходных передач 508
Шкивы плоскоременных передач 510
Клиноременные и поликлиновые передачи 516
Ремни 517
Характеристика работы передач 520
Выбор параметров передачи 521
Расчет передачи 523
Шкивы 532
Особые виды клиноременных передач 539
Зубчатоременная передача 549
Зубчатые ремни 549
Шкивы 551
Выбор параметров передачи и ее расчет 552
Список литературы 555

Глава 12
Цепные передачи и их элементы (*А. А. Готовцев, Г. Б. Столбин*)

Расчет и выбор исходных параметров цепных передач 566
Расчет нагрузок и к. п. д. цепной передачи 572
Выбор шага приводной цепи 574
Монтаж, настройка и контроль цепных передач 579
Список литературы 583

Глава 13

Зубчатые и червячные передачи

Зубчатые передачи (*В. Н. Кудрявцев*) 584
Обозначения и определения 584
Цилиндрические зубчатые передачи 586
Конические зубчатые передачи 599
Расчет зубчатых передач с эвольвентным зацеплением 603
Метод расчета зубчатых передач на контактную выносливость зубьев 603
Проверочный расчет зубьев на изгиб 616
Проектировочный расчет зубчатых передач 623
Пример проверочного расчета 627
Материал и термическая обработка зубчатых колес 632
Планетарные передачи 633
Червячные передачи (*В. Н. Кудрявцев*) 641
Общие сведения 642
Геометрия и кинематика червячных передач 643
Червячные передачи с $x \neq 0$ 645
Усилия в зацеплении и к. п. д. червячных передач 647
Тепловой расчет червячных передач 650
Материалы червяка и колеса и виды разрушения рабочих поверхностей червячной пары 652
Расчет червячных передач 653
Допуски на зубчатые и червячные передачи (*Б. А. Тайц*) 657
Допуски цилиндрических зубчатых передач 658
Допуски конических зубчатых передач 671
Допуски червячных передач 680
Контроль зубчатых и червячных передач 693
Список литературы 698

Глава 14

Пружины (*М. Д. Пономарев*)

Материал и выбор допускаемых напряжений 700
Витые пружины 705
Классификация 705
Цилиндрические винтовые пружины 706
Цилиндрические винтовые пружины растяжения—сжатия . . . 707
Расчет цилиндрических винтовых пружин растяжения—сжатия с витками круглого поперечного сечения 710
Конструкция пружин растяжения с витками круглого поперечного сечения 712
Конструкция пружин сжатия с витками круглого поперечного сечения 713
Конструкция пружин сжатия с витками прямоугольного поперечного сечения 715
Расчет составных (концентрических) пружин сжатия 715
Цилиндрические винтовые пружины кручения 716
Фасонные витые пружины 718
Расчет фасонных витых пружин 719
Расчет фасонных витых пружин при динамической нагрузке . . 720
Плоские спиральные пружины 721
Конструкция и назначение 721

Характеристика плоской спиральной пружины . 722
Фигурные гнутые пружины . . 723
Прорезные пружины 723
Волнистые шайбы 725
Тарельчатые пружины 727
Конструкция и назначение . . . 727
Расчет тарельчатых пружин 728
Список литературы . 728

Глава 15

Смазочные материалы (*В. Ф. Рещиков*)

Введение 730
Минеральные масла . . . 730
Пластичные смазки 742
Твердые смазки и выбор смазочного материала . 742
Список литературы 749
Предметный указатель 750

ОТ ИЗДАТЕЛЬСТВА

Третье издание «Справочника металлиста» в отличие от второго издания, вышедшего в трех томах в 1965—1966 гг., выпускается в пяти томах. Это позволило дополнить справочник сведениями по новым видам материалов, термической и химико-термической обработке, испытанию материалов, по физическим методам обработки и ряду других вопросов.

Расположение материала в справочнике в основном соответствует предыдущим изданиям с некоторыми изменениями.

В настоящем издании учтены замечания и пожелания читателей, изменения в действующих стандартах, прогресс в технологии, используемом оборудовании и оснастке, организации, экономике и управлении производством.

Новое издание справочника подготовлено большим коллективом ученых и высококвалифицированных специалистов на основе официальных и литературных данных с учетом опыта передовых машиностроительных предприятий и научно-исследовательских технологических институтов.

Первый том справочника содержит общетехнические сведения (см. оглавление).

Во втором томе приведены данные по физико-механическим и технологическим свойствам черных и цветных металлов, сплавов и неметаллических материалов, методам защиты от окисления, термической и химико-термической обработке, испытаниям металлов.

В третьем томе содержатся сведения по изготовлению отливок, обработке давлением, химическим, электрофизическим, электрохимическим и механическим способам обработки деталей, допускам и посадкам.

В четвертом томе даны сведения по абразивной обработке, слесарным работам, доводке, сборке, технологической оснастке, приспособлениям, вспомогательному инструменту, технико-экономическим расчетам, техническим измерениям.

Последний (пятый) том справочника посвящен автоматизации и механизации производственных процессов, применению вычислительной техники, системам автоматического управления, расчетам экономической эффективности автоматизации технологических процессов.

Каждый том справочника снабжен предметным указателем.

Издательство просит читателей направлять свои замечания по содержанию и оформлению «Справочника металлиста» по адресу: 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3, издательство «Машиностроение».

Глава I

ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ

Международная система единиц СИ (ГОСТ 9867—61) введена как предпочтительная во всех областях науки и техники. Но в машиностроении применяют единицы систем МКГСС, СГС и внесистемные (ГОСТ 7664—61). Сводные данные по единицам этих систем и внесистемным единицам приведены в табл. 1.

Допускается использовать единицы, представляющие собой десятичные кратные и дольные от единиц, приведенных в табл. 2. Образование таких единиц производится в соответствии с табл. 3.

В табл. 4 приведены ряды предпочтительных чисел по ГОСТ 8032—56*, являющиеся основой для выбора градаций параметров и размеров, а также отдельных числовых характеристик.

1. Единицы измерения физических величин

Система СИ			Другие системы		Соотношение с единицей системы СИ
Величина	Название единицы	Обозначение	Система	Обозначение	
			Основные единицы		
Длина	метр	м	МКГСС СГС	м см	— 0,01 м
Масса	килограмм	кг	МКГСС СГС	кгс·с²/м г	9,80665 кг 0,001 кг
Время	секунда	с	МКГСС СГС	с с	
			Дополнительные единицы		
Плоский угол	радиан	рад	МКГСС, СГС	рад	
Телесный угол	стерадиан	стер	МКГСС, СГС	стер	
			Производные единицы		
Площадь	квадратный метр	м²	МКГСС СГС	м² см²	10^{-4} м²
Объем	кубический метр	м³	МКГСС СГС	м³ см³	10^{-6} м³
Плотность, объемная масса	килограмм на кубический метр	кг/м³	МКГСС СГС	кгс·с²/м⁴ г/см³	9,80665 кг/м³ 10^{3} кг/м³
Угловая скорость	радиан в секунду	рад/с	МКГСС, СГС	рад/с	
Скорость	метр в секунду	м/с	МКГСС СГС Внесистемная	м/с см/с км/ч	0,01 м/с 0,2778 м/с
Сила	Ньютон	Н	МКГСС СГС	кгс дин	9,80665 Н 10^{-5} Н

Система СИ			Другие системы		Соотношение с единицей системы СИ
Величина	Название единицы	Обозначение	Система	Обозначение	
Давление, механическое напряжение	Паскаль	Па $\left(\frac{Н}{м^2}\right)$	МКГСС СГС	кгс/см² дин/см²	9,8066,5 Н/см² 0,1 Н/м²
Работа, энергия	Джоуль	Дж (Н·м)	МКГСС СГС	кгс·м эрг (дин·см)	9,80665 Дж 10^{-7} Дж
Мощность	Ватт	Вт (Дж/с)	МКГСС СГС	кгс·м/с Вт	9,80665 Вт
Динамическая вязкость		Н·с/м²	МКГСС СГС	кгс·с/м² Пз (Пуаз) г/см·с	9,80665 Н·с/м² 0,1 Н·с/м²
Кинематическая вязкость		м²/с	СГС	Ст (стокс)	10^{-4} м²/с
Тепловые единицы					
Термодинамическая температура	Градус Кельвина	К	Внесистемная	°С (градус Цельсия)	$T_C = T_K - 273,16$
Количество теплоты	Джоуль	Дж	Внесистемная	кал (калория) ккал (килокалория)	4,187 Дж $4,187 \cdot 10^3$ Дж
Теплоемкость системы	Джоуль на градус	Дж/град	Внесистемная	ккал/град	4187 Дж/град
Удельная теплоемкость		Дж/кг·К	Внесистемная	ккал/кг·град	4187 Дж/кг·град
Тепловой поток, мощность	Ватт	Вт	Внесистемная	ккал/ч	1,163 Вт
Коэффициент теплопередачи		Вт/м²·град	Внесистемная	ккал/м²·ч·град	1,163 Вт/м²·град
Коэффициент теплопроводности		Вт/м·град	Внесистемная	ккал/м·ч·град	1,163 Вт/м·град

2. Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц

Множитель	Приставка		Множитель	Приставка	
	Наименование	Обозначение		Наименование	Обозначение
10^{12}	тера	Т	10^{-1}	(деци)	д
10^{9}	гига	Г	10^{-2}	(санти)	с
10^{6}	мега	М	10^{-3}	милли	м
10^{3}	кило	к	10^{-6}	микро	мк
10^{2}	(гекто)	г	10^{-9}	нано	н
10^{1}	(дека)	да	10^{-12}	пико	п

Примечание. В скобках указаны приставки, которые допускается применять только в наименованиях кратных и дольных единиц, уже получивших широкое распространение (например, гектар, декалитр, дециметр, сантиметр).

3. Ряды предпочтительных чисел (ГОСТ 8032—56 *)

*R*40	*R*20	*R*10	*R*20/3			*R*5	*R*4	*R*10/3		
1,00	1,00	1,00	1,00			1,00	1,00	1,00		
1,06										
1,12	1,12			11,2						
1,18										
1,25	1,25	1,25			125					125
1,32										
1,40	1,40		1,40							
1,50										
1,60	1,60	1,60		16,0		1,60			16,0	
1,70										
1,80	1,80				180		1,80			
1,90										
2,00	2,00	2,00	2,00					2,00		
2,12										
2,24	2,24			22,4						
2,36										
2,50	2,50	2,50			250	2,50				250
2,65										
2,80	2,80		2,80							
3,00										
3,15	3,15	3,15		31,5			3,15		31,5	
3,35										
3,55	3,55				355					
3,75										
4,00	4,00	4,00	4,00			4,00		4,00		
4,25										
4,50	4,50			45,0						
4,75										
5,00	5,00	5,00			500					500
5,30										
5,60	5,60		5,60				5,60			
6,00										

Продолжение табл.

*R*40	*R*20	*R*10	*R*20/3			*R*5	*R*4	*R*10/3		
6,30	6,30	6,30		63,0		6,30			63,0	
6,70										
7,10	7,10				710					
7,50										
8,00	8,00	8,00	8,00					8,00		
8,50										
9,00	9,00			90,0						
9,50										
10,0	10,0	10,0			1000	10,0	10,0			1000

Примечания: 1. Ряды предпочтительных чисел образованы как десятичные ряды геометрической прогрессии со знаменателями φ, численно равными номеру ряда (стоящему справа от буквы *R*). Так, для ряда *R*40 знаменатель прогрессии $\varphi = \sqrt[40]{10} \approx 1{,}06$.

Ряд	*R*20	*R*10	*R*20/3	*R*5	*R*4	*R*10/3
φ	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0

2. Числа меньше 1 и больше 10 получают для всех рядов, кроме *R*20/3 и *R*10/3, умножением на $10^{\pm k}$, где k — целое число; для рядов *R*20/3 и *R*10/3 числа меньше 1 и больше 1000 получают умножением на $1000^{\pm k}$.

Глава 2

МЕХАНИКА (сведения из теоретической механики и теории механизмов)

МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

В механике рассматривают движение и равновесие под действием сил отдельных материальных точек и *механических систем*, представляющих собой совокупность материальных точек, движения которых взаимосвязаны. Механические системы делятся на геометрически неизменяемые и геометрически изменяемые.

К *геометрически неизменяемым системам* относятся:

а) твердое тело (деталь, стержень), деформациями которого можно пренебречь;

б) звено — деталь или несколько неподвижно соединенных между собой деталей;

в) ферма — несколько стержней, связанных между собой шарнирами (условно) так, что исключаются их относительные движения.

В *геометрически изменяемой системе* (кинематической цепи) составляющие элементы (звенья) связаны подвижными соединениями (кинематическими парами) таким образом, что могут двигаться относительно друг друга.

Изменяемые системы используют в качестве механизмов. В простейших наиболее распространенных случаях *механизмом* называется кинематическая цепь с одним неподвижно закрепленным звеном (стойкой), в которой при заданном движении одного звена (ведущего) все остальные звенья (ведомые) получают вполне определенные движения.

Для обеспечения определенности движения звеньев при одном ведущем звене и отсутствии дополнительных (избыточных) связей необходимо, чтобы число степеней свободы механизма $W = 1$. *Число степеней свободы* механизма равно числу независимо изменяемых координат положения его звеньев, например, в шарнирном четырехзвенном кривошипно-коромысловом механизме (рис. 1, *а*) $W = 1$, так как независимо может изменяться угол поворота кривошипа φ. При $W = 0$ звенья механизма теряют способность двигаться, при $W > 1$ появляется недопустимая неопределенность движения звеньев (рис. 1, *б*).

Общая формула для плоского механизма

$$W = 3n - 2p_2 - p_1, \qquad (1)$$

где n — число подвижных звеньев (стойка не учитывается); p_2 — число вращательных (рис. 2, *а*), поступательных (рис. 2, *б*) и других кинематических пар (рис. 2, *в*), допускающих движение одного звена относительно другого с одной степенью свободы (рис. 2, *а—в*); p_1 — число кинематических пар, допускающих движение одного звена относительно другого с $W = 2$ (рис. 3).

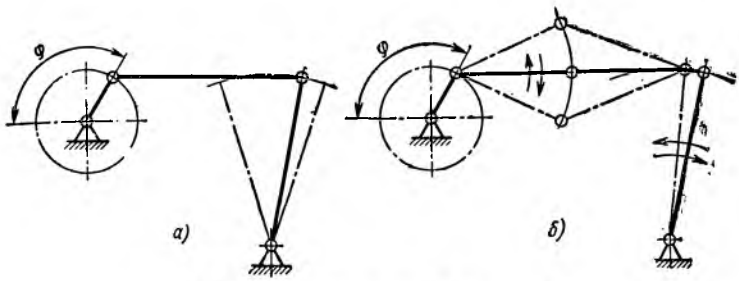


Рис. 1. Схема шарнирных механизмов:
а — с $W = 1$; *б* — с $W = 2$

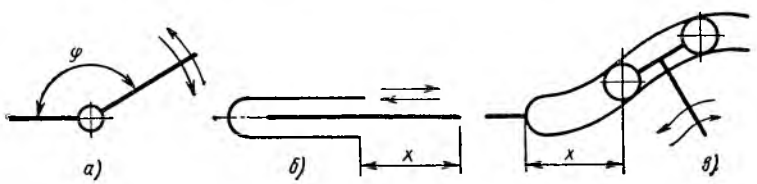
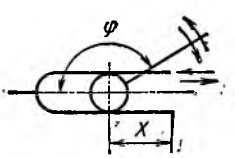


Рис. 2. Кинематические пары, допускающие относительное движение звеньев с $W = 1$ (независимо может изменяться только одна координата φ или *x*):
a_4^3 — вращательная; *б* — поступательная; *в* — высшая

Рис. 3. Кинематическая пара, допускающая относительное движение с $W = 2$ (независимо могут изменяться две координаты: φ и *x*)



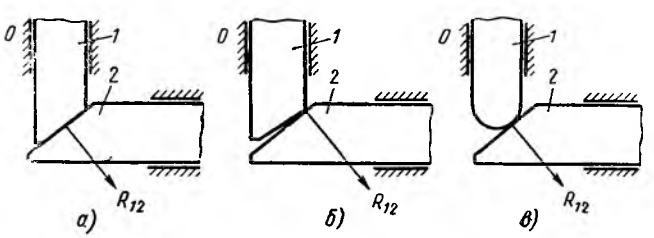


Рис. 4. Механизмы с поступательным движением звеньев:
а и *б* — статически неопределимый; *в* — статически определимый

Пример 1. Для механизма, показанного на рис. 1, *а*,

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Для механизма, показанного на рис. 1, *б*,

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2.$$

Для плоского механизма, звенья которого могут двигаться только поступательно (рис. 4),

$$W_1 = 2n - p, \tag{2}$$

где n — число подвижных звеньев; p — число кинематических пар.

Пример 2. Для механизмов, приведенных на рис. 4,

$$W_1 = 2n - p = 2 \cdot 2 - 3 \cdot 1 = 1.$$

Пассивными или *избыточными* связями в механизме называют связи, устраняющие возможность тех относительных движений звеньев, которые уже исключены другими связями.

Число пассивных связей γ в плоском механизме * определяют как разность между фактическим W_1 механизма и W, подсчитанным по общей формуле (1):

$$\gamma = W_1 - W.$$

Пример 3. Для механизма, показанного на рис. 4, *а*,

$$\gamma = W_1 - W = (2n - p) - (3n - 2p_2 - p_1) =$$

$$= (2 \cdot 2 - 3) - (3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0) = 1 - 0 = 1.$$

Для механизма, изображенного на рис. 4, *в*,

$$\gamma = W_1 - W = (2 \cdot 2 - 3) - (3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1) = 1 - 1 = 0.$$

Пример 4. Для механизма, приведенного на рис. 5, из рассмотрения схемы получаем $W_1 = 1$. Однако по формуле (1)

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0.$$

Поэтому

$$\gamma = W_1 - W = 1 - 0 = 1.$$

Пассивные связи допускаются в механизме для повышения его нагрузочной способности (см. рис. 4, *а* и рис. 6) и жесткости (рис. 5). Однако наличие пассивных связей делает механизм статически неопределимой системой со степенью статической неопределимости, равной γ.

Статически неопределимой системой называется такая, для которой уравнений равновесия статики недостаточно, чтобы определить все силы и моменты, нагружающие элементы системы и их соединения.

Статическая неопределимость приводит к необходимости точного соблюдения размеров звеньев, что достигается выдерживанием жестких допусков, применением пригонки, компенсаторов или регулировочных устройств, так как неувязка в размерах может привести к неправильному контакту поверхностей (см. рис. 4, *б*) или к деформации и дополнительному нагружению деталей (см. рис. 5). При силовом анализе статически неопределимых систем приходится учитывать деформацию деталей или принимать различные допущения в расчетной схеме, на-

* Здесь рассматриваются только пассивные связи, приводящие к статической неопределимости системы относительно сил и моментов в плоскости механизма.

пример, считать распределение давления равномерным между звеньями *1* и *2* в механизме на рис. 4, *а*.

Пример 5. Для планетарного редуктора (рис. 6) с одним сателлитом *2* $W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1$ (зацепления зубчатых колес отнесены к кинематическим парам p_1).

Для такого же механизма с тремя сателлитами *2* $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 6 = -1$, а фактическое число степеней свободы будет таким же как и у односателлитного ($W_1 = 1$).

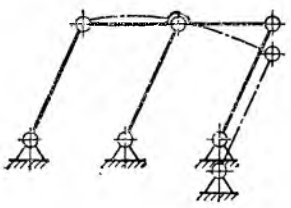


Рис. 5. Статически неопределимый механизм двойного шарнирного параллелограмма

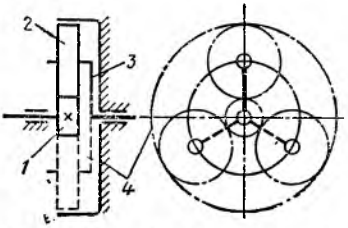


Рис. 6. Схема планетарного редуктора

Наличие у трехсателлитного механизма пассивных связей $\gamma = W_1 - W = 1 - (-1) = 2$ или статической неопределимости второй степени приводит к необходимости: а) выбора определенных соотношений чисел зубьев колес для обеспечения возможности сборки механизма (числа зубьев у колес *1* и *4* удобно брать кратными 3); б) точного соблюдения ряда размеров для обеспечения достаточно равномерного распределения нагрузки между сателлитами. В планетарных редукторах пассивные связи обычно устраняют, применяя плавающие самоустанавливающиеся колеса *1*.

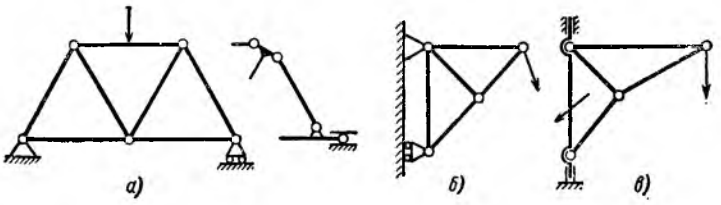


Рис. 7. Схемы ферм:
а — моста; *б* — кронштейна; *в* — стрелы поворотного крана

В *геометрически неизменяемой системе* (ферме) составляющие элементы (стержни) связаны между собой так, что не имеют возможности двигаться относительно друг друга.

Неизменяемые системы используют в виде самостоятельных неподвижных сооружений (рис. 7, *а* и *б*) или в составе механизма в качестве подвижного отдельного звена (рис. 7, *в*) или стойки.

Хотя в ферме стержни скрепляют неподвижно сваркой или клепкой, при расчетах эти соединения принимают за вращательные пары (шарниры). Для проверки неизменяемости и статической определимости плоской фермы пригодна формула (1). Пассивные связи, появляющиеся вследствие особенностей соотношения размеров и расположения стерж-

ней, в фермах обычно отсутствуют. Опоры ферм, имеющие структуру кинематической пары, изображенной на рис. 3, обозначают в схемах так, как показано для правой опоры фермы на рис. 7, *а*.

Структуру фермы можно проверять без учета опор как свободную систему или с учетом опор фермы. В первом случае должно быть $W = 3$, во втором $W = 0$.

Пример 6. Проверим неизменяемость и статическую определимость фермы, изображенной на рис. 7, *а*, с учетом опор фермы. В этом случае

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 1 = 0.$$

Число кинематических пар, связывающих в узле несколько стержней (а также стойку), определяют как число стержней и вычитают 1 (см. схемы узлов на рис. 7, *а*).

Пример 7. Таким же образом проверим ферму, показанную на рис. 7, *в*, рассматривая ее без учета опор, т. е.

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 0 = 3.$$

Ферма крана — неизменяемая и статически определимая система.

КИНЕМАТИКА ПЛОСКОГО ДВИЖЕНИЯ

Основные положения

В кинематике рассматривается движение твердых тел (звеньев) и принадлежащих им характерных точек с геометрической точки зрения без учета сил, вызывающих это движение.

Результаты кинематического анализа позволяют судить о степени соответствия кинематических свойств механизма его назначению, а также используются при силовом анализе механизма.

При анализе механизмов встречаются два характерных случая.

1. Траектория движения точки известна (обычно прямая линия или дуга окружности), следовательно, известны направления кинематических параметров — *перемещения, скорости и ускорений* — в любом положении точки на траектории. Требуется определить лишь значения пройденного пути, скорости и тангенциального ускорения в зависимости от времени или значения скорости и тангенциального ускорения в зависимости от пути. Эту задачу решают методом графического дифференцирования и интегрирования (см. с. 27) или аналитически.

2. Построено положение всех звеньев механизма и задано движение ведущего звена, нужно определить скорости и ускорения ряда характерных точек механизма (центры вращательных пар, центры тяжести звеньев и т. п.), причем направления скоростей и ускорений известны не для всех точек механизма. Эту задачу решают графически построением векторных фигур — планов скоростей и ускорений.

Движение точки по заданной траектории

Кинематические параметры движения:

а) *пройденный путь* s от начала отсчета и перемещение $\Delta s = s_2 - s_1$ из одного положения в другое; путь измеряют в метрах, при графическом изображении пути применяют масштаб μ_s (м/мм), показывающий, сколько метров пути содержится в 1 мм изображающего отрезка;

б) *средняя скорость* $v_{ср}$ за промежуток времени $\Delta t = t_2 - t_1$, соответствующий перемещению $\Delta s = s_2 - s_1$:

$$v_{ср} = \frac{s_2 - s_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta s}{\Delta t},$$

откуда

$$\Delta s = v_{ср}\,\Delta t \text{ и } \Delta t = \frac{\Delta s}{v_{ср}};$$

скорость v в момент времени t направленная по касательной к траектории и равная пределу отношения приращения пути Δs к приращению времени Δt, когда Δt стремится к нулю (этот предел называют производной пути по времени и обозначают $\frac{ds}{dt}$), определяют по формуле

$$v = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{ds}{dt};$$

при равномерном движении $v = v_{ср}$; при графическом изображении скорости применяют масштаб $\mu_v \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \Big/ \text{мм}\right)$;

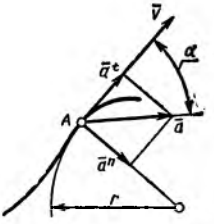


Рис. 8. Скорость и ускорения точки

в) *тангенциальное ускорение* a^t, характеризующее изменение величины скорости в единицу времени, направлено по касательной к траектории движения точки; *среднее тангенциальное ускорение* в промежуток времени $\Delta t = t_2 - t_1$, в который скорость увеличилась на $\Delta v = v_2 - v_1$,

$$a^t_{ср} = \frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta v}{\Delta t},$$

откуда

$$\Delta v = a^t_{ср}\,\Delta t \text{ и } \Delta t = \frac{\Delta v}{a^t_{ср}};$$

тангенциальное ускорение в момент времени t

$$a^t = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{dv}{dt};$$

при равноускоренном или равнозамедленном движении тангенциальное ускорение в любой момент времени равно среднему ускорению, т. е. $a^t = a^t_{ср}$; ускорения измеряют в м/с^2, при графическом изображении применяют масштаб $\mu_a \left(\frac{\text{м}}{\text{с}^2} \Big/ \text{мм}\right)$;

г) *нормальное ускорение* a^n, характеризующее изменение направления скорости, направлено к центру кривизны траектории движения точки, перпендикулярно траектории, скорости v и ускорению a^t (рис. 8):

$$a^n = \frac{v^2}{r} = \omega^2 r;$$

д) *полное ускорение*

$$a = \sqrt{(a^t)^2 + (a^n)^2};$$

направление $\bar{a}$ определяют графическим построением или аналитически, вычисляя значение угла α (см. рис. 8):

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{a^n}{a^t}.$$

Переносное и относительное движения точки

При решении задач кинематики приходится определять абсолютное движение точки по переносному ее движению вместе с подвижной плоскостью и относительному движению точки в этой плоскости или же разлагать абсолютное движение на переносное и относительное.

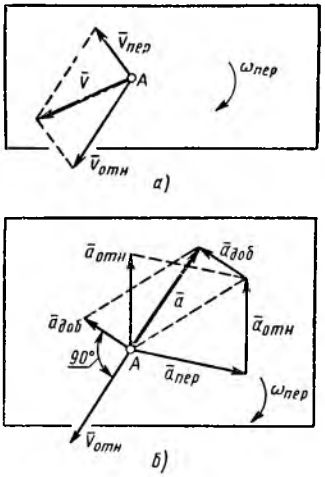


Рис. 9. **Сложное плоское движение:** *а* — определение абсолютной скорости $\bar{v}$ точки A по скоростям относительного и переносного движения; *б* — определение абсолютного ускорения $\bar{a}$ точки A

Перемещение $\Delta\bar{s}$, скорость $\bar{v}$ и полное ускорение $\bar{a}$ точки в абсолютном движении определяются по соответствующим параметрам $\Delta\bar{s}_{пер}$ $\bar{v}_{пер}$, $\bar{a}_{пер}$ переносного и $\Delta\bar{s}_{отн}$, $\bar{v}_{отн}$, $\bar{a}_{отн}$ относительного движения следующим образом:

$$\Delta\bar{s} = \Delta\bar{s}_{пер} + \Delta\bar{s}_{отн};$$

$$\bar{v} = \bar{v}_{пер} + \bar{v}_{отн};$$

а) для переносного поступательного движения

$$\bar{a} = \bar{a}_{пер} + \bar{a}_{отн};$$

б) для переносного вращательного или сложного движения с угловой скоростью $\omega_{пер}$ (рис. 9)

$$\bar{a} = \bar{a}_{пер} + \bar{a}_{отн} + \bar{a}_{доб};$$

$$a_{доб} = 2v_{отн}\omega_{пер},$$

где $a_{доб}$ — добавочное или кориолисово ускорение, вектор $\bar{a}_{доб}$ повернут относительно $\bar{v}_{отн}$ на 90° в сторону $\omega_{пер}$ (см. рис. 9).

Движение звена в плоскости

Поступательное движение звена характеризуется равенством линейных перемещений, скоростей и ускорений всех его точек в каждый момент времени. В механизмах часто встречается прямолинейно-поступательное движение звеньев, реже круговое поступа-

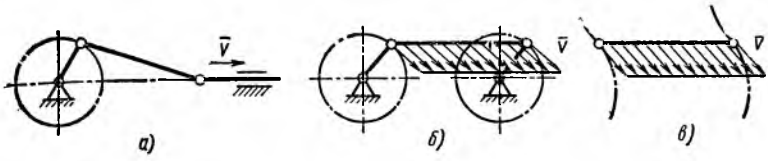


Рис. 10. Поступательное движение звеньев:
а — прямолинейное; *б* — круговое; *в* — криволинейное

тельное движение, а при кинематическом анализе механизмов криволинейное поступательное движение рассматривают как составную часть сложного движения звена (рис. 10).

Вращательное движение звена характеризуется равенством угловых перемещений $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ угловых скоростей ω и угловых ускорений ε всех его точек в каждый момент времени (рис. 11).

Средняя угловая скорость за промежуток времени $\Delta t = t_2 - t_1$, соответствующий угловому перемещению $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$,

$$\omega_{ср} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t},$$

откуда

$$\Delta\varphi = \omega_{ср}\,\Delta t \text{ и } \Delta t = \frac{\Delta\varphi}{\omega_{ср}}.$$

Угловая скорость в момент времени t

$$\omega = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} = \frac{d\varphi}{dt}.$$

При равномерном вращении

$$\omega = \omega_{ср}.$$

Среднее угловое ускорение за промежуток времени $\Delta t = t_2 - t_1$, за который угловая скорость увеличилась на $\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$,

$$\varepsilon_{ср} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}.$$

Угловое ускорение в момент времени t

$$\varepsilon = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{d\omega}{dt}.$$

При равноускоренном или равнозамедленном движении

$$\varepsilon = \varepsilon_{ср}.$$

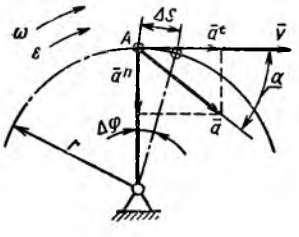


Рис. 11. Вращательное движение звена (точки)

Окружное (линейное) *перемещение* точки (см. рис. 11)

$$\Delta s = r\,\Delta\varphi.$$

Средняя окружная скорость за промежуток времени Δt

$$v_{ср} = r\omega_{ср};$$

окружная скорость в момент времени t

$$v = r\omega.$$

Среднее тангенциальное ускорение за промежуток времени Δt

$$a^t_{ср} = r\varepsilon_{ср};$$

тангенциальное ускорение в момент времени t

$$a^t = r\varepsilon.$$

Нормальное ускорение

$$a^n = \omega^2 r = \frac{v^2}{r}.$$

Полное ускорение a и угол α, характеризующий его направление, определяют по формулам

$$a = \sqrt{(a^t)^2 + (a^n)^2} = r\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4};$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{a^n}{a^t} = \frac{\omega^2}{\varepsilon}.$$

Сложное плоское движение звена в каждый момент времени приводится к вращению его вокруг мгновенного центра вращения или мгновенного центра скоростей M с мгновенной угловой скоростью ω и мгновенным угловым ускорением ε (рис. 12, *а*). Векторы линейных скоростей и ускорений всех точек звена удобно определять графически построением плана скоростей и плана ускорений.

План скоростей звена представлен на рис. 12, *б*; векторы абсолютных скоростей всех точек $\bar{v}_A$; $\bar{v}_B$ и $\bar{v}_C$ проведены из общего полюса o_v. Прямые, соединяющие концы этих векторов, являются векторами относительных скоростей: $\overline{ab} = \bar{v}_{BA}$ — скорость точки B относительно A; $\overline{ba} = \bar{v}_{AB}$ — скорость точки A относительно B и т. д.

Свойство плана скоростей звена. $\triangle abc$ на плане скоростей подобен $\triangle ABC$ на изображении звена, сходственно с ним расположен и повернут относительно него на 90° в направлении ω. Признаком сходственного расположения треугольников является одинаковое направление обхода равных углов в треугольниках $A \to B \to C$ и $a \to b \to c$ (против часовой стрелки).

План ускорений звена показан на рис. 12, *в*. Векторы абсолютных полных ускорений всех точек $\bar{a}_A$; $\bar{a}_B$ и $\bar{a}_C$ проведены из общего полюса o_a, а прямые, соединяющие концы этих векторов, являются векторами относительных ускорений: $\overline{ab} = \bar{a}_{BA}$ — ускорение точки B относительно A; $\overline{ba} = \bar{a}_{AB}$ — ускорение точки A относительно B и т. д.

Свойство плана ускорений звена. $\triangle abc$ на плане ускорений подобен $\triangle ABC$ на изображении звена, сходственно с ним расположен и повернут относительно него на угол $(90° + \alpha)$ в направлении ε.

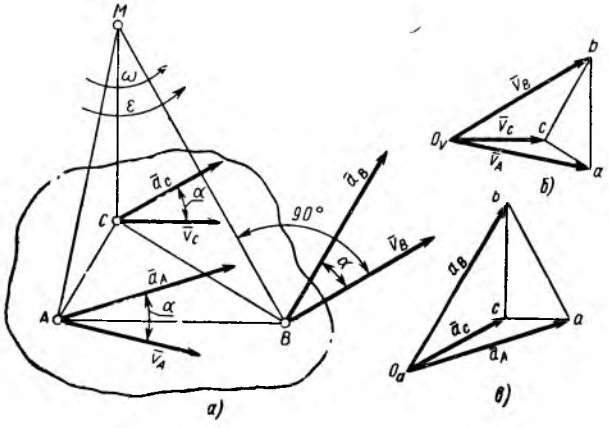


Рис. 12. План скоростей и план ускорений для звена:
а — звено; *б* — план скоростей; *в* — план ускорений

Построение кинематических диаграмм

Кинематические диаграммы графически изображают законы изменения пройденного пути s, скорости v и ускорения a в движении одной точки непрерывно за весь цикл работы механизма.

Кинематические диаграммы используют главным образом для звеньев с вращательным или прямолинейно-поступательным движением: а) при анализе и проектировании кулачковых механизмов; б) реже при анализе механизмов с низшими парами *, например, механизма качающейся кулисы поперечно-строгального станка.

Диаграммы могут быть построены на основании аналитических расчетов или по изображениям механизма в последовательных положениях и по планам скоростей и ускорений.

Более простым, но менее точным, является построение по одной имеющейся диаграмме двух других способами графического дифференцирования и интегрирования. При анализе обычно легко получить построениями на чертеже механизма диаграмму $s = f_1(t)$; тогда две остальные диаграммы строят путем двукратного графического дифференцирования. При проектировании кулачковых механизмов часто задается закон изменения ускорения $a = f_3(t)$, двукратным графическим интегрированием которого получают диаграммы $v = f_2(t)$ и $s = f_1(t)$. Последнюю используют при профилировании кулачка.

Графическое дифференцирование (рис. 13) выполняют обычно способом хорд (способ касательных менее удобен).

* В низших парах соприкосновение звеньев происходит по поверхности, в высших — по линиям или в точках.

На диаграммах $s—t$, $v—t$ и $a—t$ откладывают равные промежутки времени Δt и проводят разделяющие вертикали *1*, *2*, . . ., кривую на диаграмме $s—t$ заменяют ломаной, состоящей из хорд *0—1*, *1—2*, .; на диаграмме $v—t$ параллельно соответствующим хордам проводят лучи *0—1*, *1—2*, . . . из точки, отстоящей от начала координат на полюсное расстояние H_1 мм, выбираемое произвольно с учетом желательного масштаба построений; из точек пересечения лучей с осью v проводят горизонтали, отрезки которых между соответствующими разделяющими прямыми дают ступенчатую диаграмму скорости; ее можно заменить плавной кривой, проведенной через середины горизонтальных участков ступенчатой диаграммы или так, чтобы площади F'_{01} и F''_{01}, F'_{12} и F''_{12} были примерно равны. Для получения необходимой точности результата нужно брать малые участки Δt; обычно время t делят на 12—16 частей.

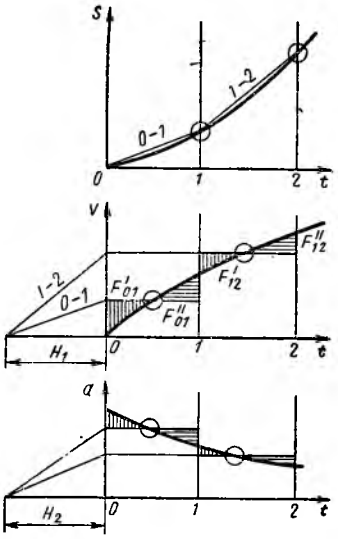


Рис. 13. Графическое дифференцирование и интегрирование

Подобным же образом строят диаграмму $a—t$ по полученной диаграмме $v—t$.

Графическое интегрирование производят в обратном порядке: по заданной диаграмме $a—t$ строят диаграмму $v—t$, а затем по $v—t$ строят $s—t$.

Пример построения диаграммы $s—t$ по $v—t$ показан на рис. 13. На диаграмме проводят разделяющие линии *1*, *2*, . . ., а затем горизонтали с таким расчетом, чтобы примерно $F'_{01} \approx F''_{01}$, $F'_{12} \approx F''_{12}$; далее выбирают произвольно H_1 с учетом масштаба построений и проводят лучи *0—1*, *1—2*, . . ., параллельно которым на диаграмме $s—t$ проводят отрезки прямых *0—1*, *1—2*, ., а затем по полученным в пересечениях с разделяющими прямыми точкам строят искомую кривую $s—t$.

Формулы для определения масштабов диаграмм:

при графическом дифференцировании

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t H_1}; \quad \mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t H_2} = \frac{\mu_s}{\mu_t^2 H_1 H_2};$$

при графическом интегрировании

$$\mu_v = \mu_a \mu_t H_2; \quad \mu_s = \mu_v \mu_t H_1 = \mu_a \mu_t^2 H_1 H_2,$$

где μ_t; μ_s; μ_v и μ_a — масштабы, равные соответственно числу с, м, м/с и м/с^2, содержащихся в 1 мм чертежа; H_1 и H_2 — полюсные расстояния, мм.

Построение планов скоростей для механизмов

Планом скоростей для механизма называется векторная фигура, состоящая из совмещенных планов скоростей всех его звеньев, построенных из одного полюса и в одинаковых масштабах.

План скоростей строят для заданного положения механизма, и по нему определяют графически скорости точек на звеньях.

При построении планов скоростей используют следующие приемы.

1. Разложение сложного плоского движения звеньев на переносное (обычно поступательное) движение с известной скоростью

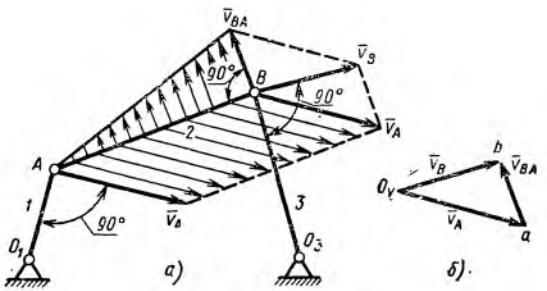


Рис. 14. К определению скорости точки *B* механизма:

а — схема разложения сложного движения звена *2* на переносное и относительное; *б* — план скоростей для звена *2*

какой-либо точки рассматриваемого звена и на относительное (обычно вращательное) движение звена вокруг этой точки (рис. 14, *а*). Абсолютная скорость точки *B*

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}.$$

Для построения планов скоростей составляют векторные уравнения, в которых подчеркивают двумя линиями векторы, известные по величине и направлению; одной линией — векторы, известные только по направлению, например, если для точки *B* (см. рис. 14, *а*) векторы $\bar{v}_B$ и $\bar{v}_{BA}$ известны только по направлению, а вектор $\bar{v}_A$ — по величине и направлению, то векторное уравнение будет иметь вид

$$\underline{\bar{v}}_B = \underline{\bar{v}}_A + \underline{\bar{v}}_{BA}.$$

Решая его графически (рис. 14, *б*), находят величины векторов $\bar{v}_B$ и $\bar{v}_{BA}$.

2. Построение на планах скоростей треугольников относительных скоростей, подобных соответствующим треугольникам на изображении звена, с целью определения вектора скорости $\bar{v}_C$ третьей точки звена по известным скоростям $\bar{v}_A$ и $\bar{v}_B$ двух других точек (см. рис. 12, *а* и *б*), т. е.

$$\Delta abc \backsim \Delta ABC.$$

Пример 1. Заданы схема, основные размеры и положение кривошипно-коромыслового механизма (рис. 15, *а*), а также постоянная угловая скорость ω_1 ведущего кривошипа *1*. Требуется определить скорости точек *A*, *B* и *C*.

Решение. Скорость $\bar{v}_A$ определим как окружную скорость точки *A* звена *1*:

$$v_A = \omega_1 r_1; \quad \bar{v}_A \perp O_1 A.$$

Отложим вектор $\bar{v}_A$ в выбранном масштабе μ_v из полюса $\bar{o_v}$ (рис. 15, *б*).

Для определения $\bar{v}_B$ воспользуемся приемом 1, построив уравнение

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA};$$

из полюса o_v и точки *a* проводим прямые по известным направлениям: $\bar{v}_B \perp O_3 B$ и $\bar{v}_{BA} \perp AB$ до пересечения в точке *b*.

Для определения $\bar{v}_C$ воспользуемся приемом 2, а именно: построим $\triangle abc$, подобный $\triangle ABC$, проведя перпендикулярные стороны; в вершине *c* будет конец вектора $\bar{v}_C$.

Пример 2. Задана схема, основные размеры и положение кривошипно-кулисного механизма (рис. 16, *а*) и угловая скорость $\omega_1 = \text{const}$ ведущего кривошипа. Требуется определить скорость точки *C*.

Решение. Скорость $\bar{v}_A$ центра шарнира *A* определим как окружную скорость этой точки кривошипа *1*, т. е.

$$v_A = \omega_1 r_1; \quad \bar{v}_A \perp O_1 A.$$

Отложим этот вектор $\bar{v}_A$ в выбранном масштабе из полюса o_v (рис. 16, *б*).

Для определения скорости $\bar{v}_B$ точки *B*, принадлежащей кулисе *3* и в данный момент совпадающей с точкой *A*, разложим движение кулисного камня *2* на переносное вращательное с кулисой *3* и относительное поступательное вдоль кулисы *3*; тогда

$$\bar{v}_A = \bar{v}_B + \bar{v}_{AB}.$$

Для определения $\bar{v}_C$ построим

$$\Delta o_v bc \sim \Delta O_3 BC,$$

который в нашем примере вытянут в одну прямую; следовательно,

$$o_v c = o_v b \frac{O_3 C}{O_3 B}.$$

Построение планов ускорений для механизмов

Планом ускорений для механизмов называется векторная фигура, состоящая из совмещенных планов ускорений всех его звеньев, построенных из одного полюса и в одном масштабе.

Построение плана ускорений отличается от построения плана скоростей следующим:

1. Векторное уравнение типа

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA},$$

полученное разложением сложного плоского движения, справедливо только, когда переносное движение поступательное. Если же переносное движение принято вращательным, то необходимо к правой части уравнения прибавить кориолисово ускорение (см. с. 24).

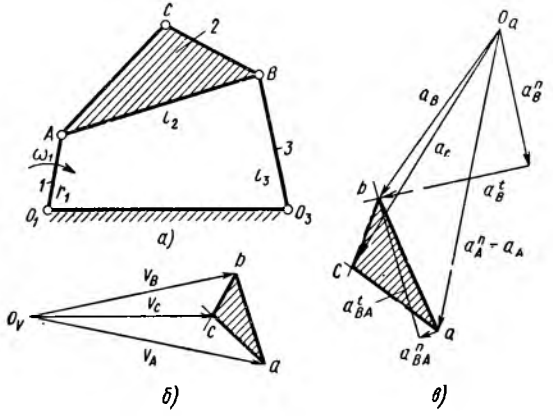


Рис. 15. Построение планов скоростей и ускорений для четырехзвенного шарнирного механизма:
а — схема механизма; *б* — план скоростей; *в* — план ускорений

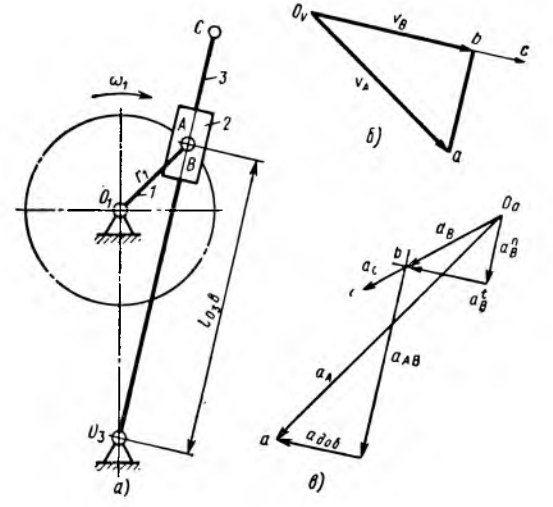


Рис. 16. Построение планов скоростей и ускорений для четырехзвенного кривошипно-кулисного механизма:
а — схема механизма; *б* — план скоростей; *в* — план ускорений

2. Неизвестные ускорения раскладываются на две составляющие: нормальную, величину и направление которой можно определить по построенному плану скоростей, и тангенциальную, направление которой определяется по схеме механизма.

3. При построении треугольника относительных ускорений, подобного треугольнику на изображении звена, нельзя пользоваться способом проведения перпендикулярных сторон, так как эти треугольники повернуты один относительно другого на угол, отличный от 90°.

Пример 3. Построить план ускорений для механизма, рассмотренного в примере 1 (см. рис. 15, *а*), для которого построен план скоростей.

Решение. Ускорение $a_A^t = 0$ (так как $\omega_1 = \text{const}$ и $\varepsilon_1 = 0$);

$$a_A^n = \omega_1^2 r_1; \quad \bar{a}_A^n \parallel AO_1.$$

Откладываем вектор $\bar{a}_A^n$ в выбранном масштабе из полюса o_a (см. рис. 15, *в*).

Для определения $\bar{a}_B$ напишем уравнение $\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}$ в развернутом виде:

$$\bar{a}_B^n + \bar{a}_B^t = \bar{a}_A^n + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t,$$

где

$$\bar{a}_B^n = \frac{v_B^2}{l_3}; \quad \bar{a}_B^n \parallel BO_3; \quad \bar{a}_B^t \perp BO_3; \quad a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_2};$$

$$\bar{a}_{BA}^n \parallel BA; \quad \bar{a}_{BA}^t \perp BA.$$

Построением векторного многоугольника по уравнению находим $\bar{a}_B^t$ и полное ускорение $\bar{a}_B = \bar{a}_B^n + \bar{a}_B^t$.

Для определения $\bar{a}_C$ построим $\triangle abc$, подобный $\triangle ABC$ и сходственно с ним расположенный. Построение удобно выполнять методом засечек.

Пример 4. Построить план ускорений для кулисного механизма, рассмотренного в примере 2 (см. рис. 16, *а*).

Решение. Ускорение $a_A^t = 0$ (так как $\omega_1 = \text{const}$); $a_A = a_A^n = \omega_1^2 r_1$; $\bar{a}_A \parallel AO_1$.

Воспользовавшись построенным планом скоростей, определяем:

$$a_B^n = \frac{v_B^2}{l_{O_3B}}; \quad \bar{a}_B^n \parallel AO_3; \quad \bar{a}_B^t \perp AO_3;$$

$a_{AB}^n = 0$; $\bar{a}_{AB} = \bar{a}_{AB}^t$; $\bar{a}_{AB} \parallel AO_3$ (относительное движение поступательное);

$$a_{\text{доб}} = 2v_{AB}\frac{v_B}{l_{O_3B}}; \quad \bar{a}_{\text{доб}} \perp AO_3 \text{ (переносное движение вращательное).}$$

Уравнение

$$\bar{a}_A = \bar{a}_B + \bar{a}_{AB} + \bar{a}_{\text{доб}}$$

напишем в развернутом виде:

$$\bar{a}_A = \bar{a}^n_B + \bar{a}^t_B + \bar{a}_{AB} + \bar{a}_{\text{доб}}.$$

Построив по нему векторный многоугольник, находим $\bar{a}^t_B$ и полное ускорение $\bar{a}_B$.

Строим $\triangle abc \infty \triangle ABC$, которые в нашем примере вытянуты в одну прямую; в точке c помещается конец вектора $\bar{a}_C$.

СТАТИКА И КИНЕТОСТАТИКА

Сложение и разложение сил на плоскости, условия равновесия

В статике рассматривают условия равновесия неподвижных механических систем и их звеньев, в кинетостатике — остановленных систем с добавлением сил инерции.

При решении задач статики вектор силы можно переносить в любую точку вдоль линии его действия, а момент или пару сил — в любое

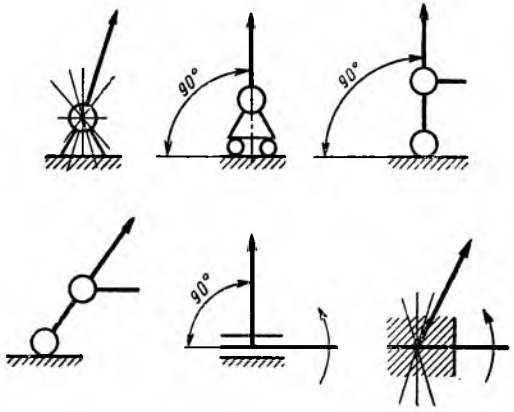


Рис. 17. Положения линий действия реакций и возможные реактивные моменты в различных опорах

место плоскости звена, так как это не влияет на равновесие звена. Но при расчете на прочность произвольное перенесение точки приложения силы или момента изменяет напряженное состояние звена и поэтому недопустимо.

При сложении сил находят вектор равнодействующей $\bar{R}$ и линию его действия.

При разложении силы с целью определения реакций в опорах и сил в кинематических парах необходимо, чтобы каждая опора или кинематическая пара реально могла воспринимать силу с выбранной линией действия; на рис. 17 и 18 показано, какие условия налагаются на положение линий действия сил без учета трения.

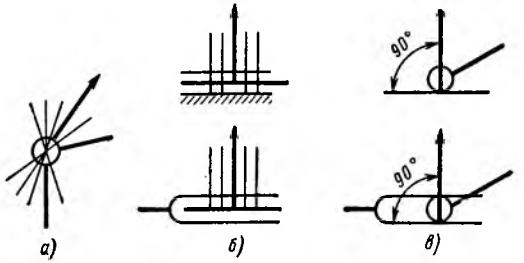


Рис. 18. Положения линии действия реакций в кинематических парах:
а — во вращательной паре; *б* — в поступательной паре; *в* — в высшей паре

Сложение сил. Сложение двух сил по правилу параллелограмма позволяет найти вектор равнодействующей $\overline{R}$ и линию ее действия (рис. 19). Многократное применение этого приема дает возможность складывать три силы и более. Но удобнее пользоваться построением векторного многоугольника сил, замыкающая которого дает вектор равнодействующей $\overline{R}$ (рис. 20, *б*), а для определения линии действия $\overline{R}$ строить веревочный многоугольник (рис. 20, *а*) следующим образом: выбирают произвольно полюс *O* (рис. 20, *б*) и соединяют его с вершинами силового многоугольника лучами; через любую точку *a* на линии действия силы $\overline{P}_1$ (рис. 20, *а*) проводят $ab \parallel OB$, через полученную точку *b* — прямую $bc \parallel OC$ и через точки *a* и *c* — прямые $ad \parallel OA$ и $cd \parallel OD$. Через найденную в их пересечении точку *d* будет проходить искомая линия действия силы $\overline{R}$. На рис. 20 лучи силового многоугольника и параллельные им стороны веревочного многоугольника для удобства обозначены одинаковыми цифрами *01*, *12*, *23* и *30*.

Если при построении силовой многоугольник получился замкнутым, т. е. точки *A* и *D* совпали, то $\overline{R} = 0$. При этом на веревочном много-

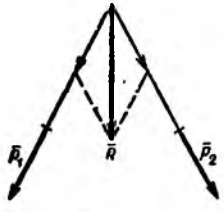


Рис. 19. Сложение сил по правилу параллелограмма

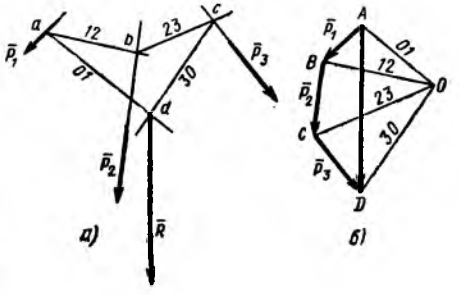


Рис. 20. Сложение сил при помощи силового и веревочного многоугольников:
а — веревочный многоугольник; *б* — силовой многоугольник

угольнике прямые *01* и *30* будут параллельны (рис. 21) и система приводится к моменту $M = \mu_S \bar{h} \mu_p = \overline{OA}$, где $\bar{h}$ и $\overline{OA}$ — в мм; μ_s и μ_p — масштабы линейных размеров и сил.

Если при построении силовой и веревочный многоугольники получились замкнутыми, т. е. $\bar{R} = 0$ и $\bar{h} = 0$, то $M = 0$, и система находится в равновесии (табл. 1).

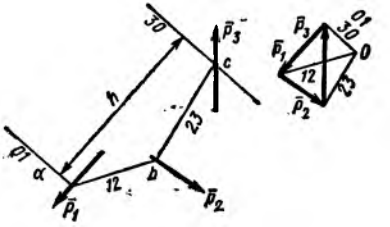


Рис. 21. Система сил, приводящаяся к моменту

Веревочный многоугольник может быть использован также и для разложения силы на составляющие с обусловленными линиями действия и для решения других задач статики.

Пример 1. Определить реакции опор фермы, находящейся под действием произвольно направленных сил (рис. 22).

Решение. Строим часть силового многоугольника $P_1P_2P_3$ и проводим по известному направлению вектор $\bar{R}_B$; после построения веревочного многоугольника из полюса *O* проводим луч *BA*, параллельный прямой *BA* на веревочном многоугольнике. В пересечении этого луча с линией $\bar{R}_B$ находим конец вектора $\bar{R}_B$ и начало вектора $\bar{R}_A$, что определяет векторы искомых реакций опор.

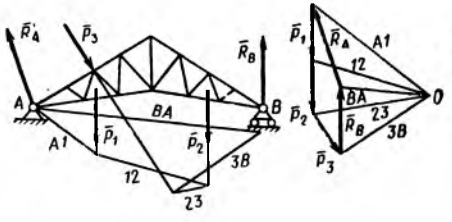


Рис. 22. Определение реакций опор при помощи веревочного многоугольника

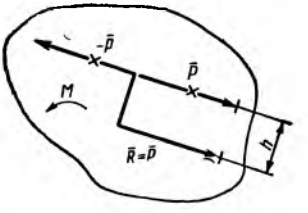
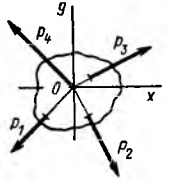
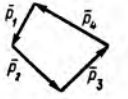
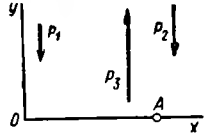
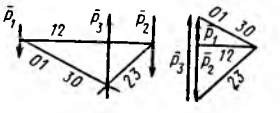
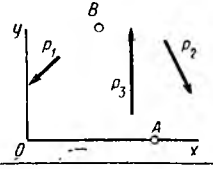
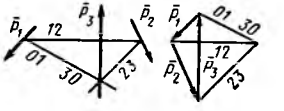


Рис. 23. Сложение силы и момента

Сложение параллельных сил при помощи веревочного многоугольника может быть использовано для нахождения центра тяжести сложной фигуры, симметричной относительно плоскости чертежа, если объемы и положения центров тяжести частей этой фигуры известны.

Сложение моментов или пар сил в плоскости производится с учетом знаков. Сложение силы $\bar{P}$ и момента *M* дает равнодействующую $\bar{R} = \bar{P}$

1. Условия равновесия сил на плоскости

Схема расположения сил	Условия равновесия в скалярной форме для аналитических расчетов	Условия равновесия в графической и векторной форме
Линии действия сил пересекаются в одной точке 	$\sum P_x = 0;\ \sum P_y = 0.$ $\sum_{\text{ось } x} P_x$ и $\sum_{\text{ось } y} P_y$ — суммы проекций всех сил на ось x и ось y	Векторный многоугольник сил замкнут $\sum \bar{P} = 0$ 
Силы параллельны 	а) $\sum P = 0;\ \sum M_0 = 0;$ б) $\sum P_y = 0;\ \sum M_0 = 0$ (ось проекций y не должна быть перпендикулярна силам); в) $\sum M_0 = 0;\ \sum M_A = 0$ (OA не должно быть параллельно силам). $\sum M_0$ и $\sum M_A$ — сумма моментов всех сил относительно точек O и A	Силовой и веревочный многоугольники замкнуты 
Общий случай 	а) $\sum P_x = 0;\ \sum P_y = 0;\ \sum M_0 = 0;$ б) $\sum P_x = 0;\ \sum M_0 = 0;\ \sum M_A = 0$ (ось проекций x не должна быть перпендикулярна к OA); в) $\sum M_0 = 0;\ \sum M_A = 0;\ \sum M_B = 0$ (точки O, A и B не должны лежать на одной прямой)	Силовой и веревочный многоугольники замкнуты $\sum \bar{P} = 0;\ \sum M_0 = 0$ 

с линией действия, смещенной относительно линии действия силы $\overline{P}$ на расстояние (рис. 23)

$$h = \frac{M}{P}.$$

Условия равновесия звена на плоскости приведены в табл. 1. Определение сил, действующих на стержни фермы, см. в работе [3].

Определение реакций в кинематических парах и движущего момента для механизма

Решение задачи возможно, если механизм является статически определимым относительно плоской системы сил (см. с. 20).

Задачу решают методами кинетостатики: для каждого звена определяют равнодействующую всех сил, действующих на него при движении механизма, т. е.

$$\overline{P}_i = \overline{Q}_i + \overline{P}_{вi} + \overline{P}_{иi},$$

где $\overline{Q}_i$ — внешняя сила; $\overline{P}_{вi}$ — сила тяжести (вес) звена; $\overline{P}_{иi}$ — найденная по заданному движению механизма сила инерции. Полученные равнодействующие $\overline{P}_1$, $\overline{P}_2$, принимают за внешние силы, а механизм — за неподвижную систему, силовой анализ которой производят по законам статики с использованием условий равновесия. Трение в кинематических парах обычно не учитывают.

Поскольку механизм является системой с $W = 1$, т. е. не имеет достаточного числа условий связи для обеспечения равновесия механизма под действием сил $\overline{P}_1$, $\overline{P}_2$, при любых их значениях, к ведущему (движущему) звену механизма необходимо приложить *уравновешивающий (движущий) момент*, величину которого определяют из условия равновесия ведущего звена.

Определение сил в кинематических парах и движущего момента выполняют графоаналитическим способом путем построения планов сил для выбранных положений механизма.

Рассмотрим построение плана сил для шарнирных механизмов (рис. 24, *а* и *д*). Для каждого звена механизма должны удовлетворяться условия равновесия $\sum \overline{P} = 0$ и $\sum M = 0$.

Первое условие равновесия приводит к замкнутому многоугольнику из внешних сил и реакций, действующих на звено. Учитывая, что в любом шарнире сила воздействия первого звена на второе $\overline{R}_{12}$ равна силе воздействия второго на первое $\overline{R}_{21}$, но противоположно ей направлена, замкнутые силовые многоугольники для отдельных звеньев (рис. 24, *б* и *е*) можно объединить в одну векторную фигуру, называемую планом сил для механизма (рис. 24, *в* и *ж*).

При заданных внешних силах для построения плана сил четырехзвенного механизма (см. рис. 24, *а*) требуется найти положение полюса $o_р$ (рис. 24, *в*), для чего достаточно определить вектор реакции в одном шарнире. Аналогично для шестизвенного механизма (рис. 24, *д*) требуется найти положения $o_р$ и o (рис. 24, *ж*), определив реакции в двух шарнирах.

Для определения реакции в шарнире совместно используют вторые условия равновесия обоих связываемых звеньев в виде $\sum M = 0$. Решение возможно, если известны все внешние силы и моменты, действующие на указанные звенья. Такими звеньями для механизма, показанного на рис. 24, *а*, являются звенья *2* и *3*, связанные шарниром *B*, для механизма на рис. 24, *д* — звенья *3* и *4*, связанные шарниром *E*, а после определения реакций в шарнирах *C* и *D* (по плану

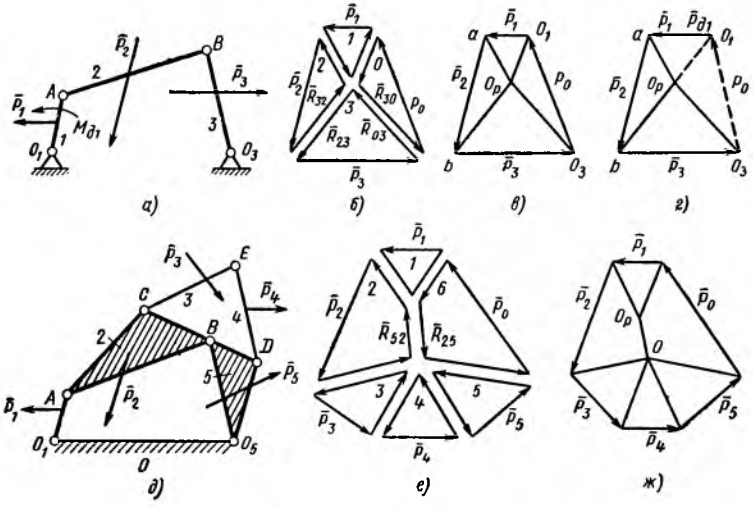


Рис. 24. Построение планов сил для шарнирных механизмов

сил) — звенья *2* и *5*, связанные шарниром *B* (определение реакций — см. пример 2). Как видно, в обоих механизмах для определения реакций используют условия равновесия $\sum M = 0$ всех подвижных звеньев, кроме ведущего звена *1*. Оставшееся же условие применяют для определения уравновешивающего или движущего момента (см. пример 2).

Пример 2. Построить план сил, определить реакции в шарнирах и движущий момент на кривошипе для шарнирного четырехзвенника (см. рис. 24, *а*). Заданы действующие силы $\bar{P}_1$, $\bar{P}_2$ и $\bar{P}_3$, основные размеры и положение механизма.

Решение. Строим в выбранном масштабе μ_p (кгс/мм) многоугольник силы $\bar{P}_1\bar{P}_2\bar{P}_3\bar{P}_0$; замыкающая сила $\bar{P}_0$ равна сумме реакций неподвижных шарниров $\bar{R}_{01}$ и $\bar{R}_{03}$ (рис. 24, *в*).

Реакцию R_{32} в шарнире *B* разложим на составляющие, направленные поперек $\bar{R}^t_{32}$ и вдоль $\bar{R}^n_{32}$ звена *2* (рис. 25, *а*), и из условия равновесия этого звена $\sum M_A = 0$ найдем

$$R^t_{32} = P_2 \frac{h_2}{l_2},$$

где l_2 — длина звена *2*.

Таким же образом для звена *3* из условия равновесия $\sum M_{O_3} = 0$ подсчитаем

$$R_{23}^t = P_3 \frac{h_3}{l_B}.$$

В соответствии с равенствами

$$\bar{R}_{32} = \bar{R}_{32}^t + \bar{R}_{32}^n$$

$$\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23} = -\left(\bar{R}_{23}^t + \bar{R}_{23}^n\right)$$

из точки B откладывают вектор $\bar{R}_{32}^t \perp AB$ и через его конец проводят прямую $\bar{R}_{32}^n \parallel AB$, а затем из той же точки B — вектор $\left(-\bar{R}_{23}^t\right) \perp BO_3$ и прямую $\left(-\bar{R}_{23}^n\right) \parallel BO_3$. В пересечении прямых находится конец искомого вектора $\bar{R}_{23}$,

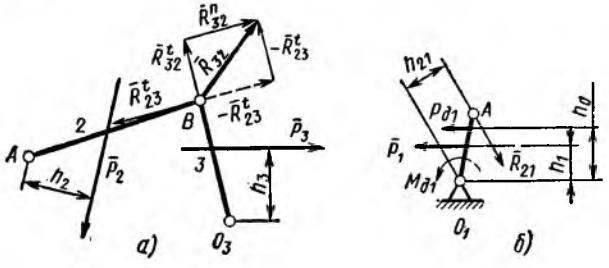


Рис. 25. К построению плана сил:

а — определение реакции в шарнире *B*; *б* — определение движущего момента $M_{д1}$ или движущей силы $P_{д1}$ на ведущем звене

с помощью этого построения на плане сил находят точку o_p, а соединив ее с вершинами многоугольника внешних сил, получают реакции во всех шарнирах (см. рис. 24, *б* и *в*).

Найдем величины и направления вектора реакции по плану сил: не показанное на плане направление вектора реакции $\bar{R}_{12}$ в шарнире *A* определим обходом силового треугольника abo_p (соответствует звену *2*, на которое действует реакция $\bar{R}_{12}$) в направлении $\bar{P}_2$, следовательно, реакция $\bar{R}_{12}$ направлена от o_p к *a*.

Из условия равновесия звена *1* $\sum M_{O1} = 0$ подсчитываем движущий момент (рис. 25, *б*):

$$M_{д1} = -P_1 h_1 + R_{21} h_{21}.$$

Если же к ведущему звену приложен не момент, а движущая (уравновешивающая) сила $\bar{P}_{д1}$ с заданной линией действия, то

$$P_{д1} = \frac{-P_1 h_1 + R_{21} h_{21}}{h_{д1}}.$$

В этом случае в план сил добавляется вектор $\bar{P}_{д1}$ и изменяются векторы $\bar{P}_0$ и $\bar{R}_{01}$ (см. рис. 24, *г*).

ДИНАМИКА

В динамике изучают движение механических систем с учетом физических причин, его вызывающих.

Используя законы динамики машин, решают на основании силового и энергетического анализа следующие основные задачи:

1) определение передаваемых машиной сил и работы; 2) определение движения машины под действием приложенных сил; 3) регулирование хода машины.

Силы, действующие в механических системах

Силы тяжести звеньев при силовом анализе ферм и механизмов учитывают, если они велики по сравнению с другими действующими силами.

Равнодействующая сил тяжести звена $P_в$ приложена в центре тяжести. Связь между силой тяжести (весом) $P_в$ (кгс), массой звена m (кгс·с^2/м) и ускорением земного притяжения $g = 9{,}81$ м/с^2 выражается зависимостью

$$P_в = mg.$$

Центр тяжести сложной фигуры определяют как точку приложения равнодействующей сил тяжести простейших фигур, составляющих сложную (см. с. 35).

Силы инерции звеньев нужно учитывать в большинстве современных механизмов, за исключением сравнительно тихоходных сильно нагруженных.

Для звена массы m, движущегося поступательно с ускорением a, равнодействующая сил инерции

$$P_и = -ma$$

приложена к центру тяжести звена; линия ее действия параллельна направлению движения (рис. 26, *а*).

Пример 1. Определить, во сколько раз в двигателе автомобиля «Волга» сила инерции поршня $P_и$ превышает его вес $P_в$ при $n = 4000$ об/мин; $r = 46$ мм; $\lambda = \frac{r}{l} 0{,}28$.

Решение. Наибольшее ускорение поршня (ползуна) (см. с. 55)

$$a_{max} \approx r\omega^2 (1 + \lambda) = r \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 (1 + \lambda);$$

$$a_{max} \approx 0{,}046 \left(\frac{\pi \cdot 4000}{30}\right)^2 (1 + 0{,}28) = 10\,300 \text{ м/с}^2.$$

Искомое отношение сил

$$\frac{P_и}{P_в} = \frac{ma_{max}}{mg} = \frac{10\,300}{9{,}81} = 1050.$$

Для вращающихся звеньев, имеющих плоскость симметрии, перпендикулярную к оси вращения:

а) при $\omega = \text{const}$ и положении центра тяжести на оси вращения ($r_S = 0$) силы инерции элементарных масс взаимно уравновешиваются (рис. 26, *б*);

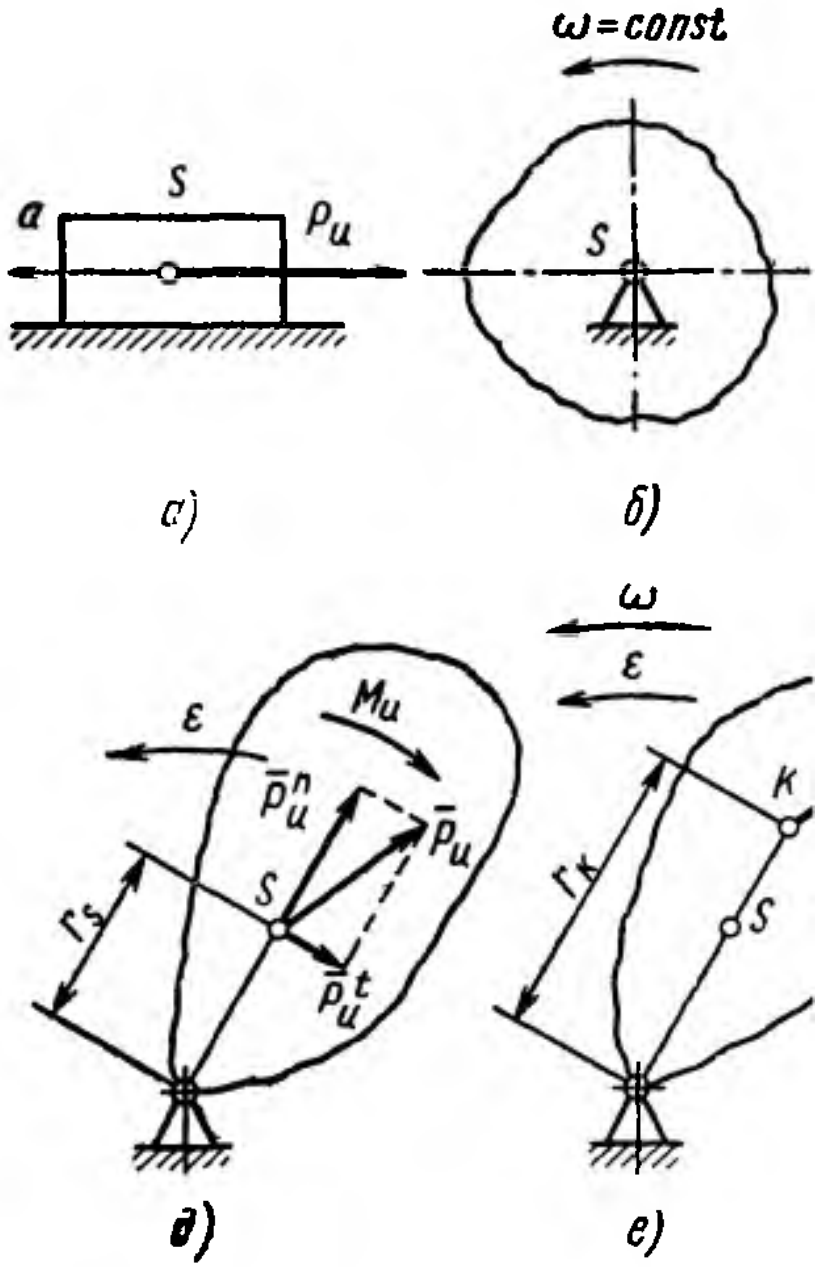


Рис. 26. Силы инерции, действующие на звенья:

а — движущееся поступательно; *б*—*е* — вращающиеся; *ж*, *э* — совершающие сложное плоское движение

$\bar{P}_u$
S
$\omega = const$
в)
ε
M_u
S
г)
$\bar{P}_u$
$\bar{a}_S$
S
M_u
ε
$\bar{P}_u$
ж)
n
$\bar{a}_S$
S
ε
$\bar{P}_u$
з)

б) при $\omega = \text{const}$ и $r_s \neq 0$ равнодействующая

$$P_и = mr_s\omega^2;$$

она приложена к центру тяжести и радиально направлена от оси, т. е. является центробежной силой (рис. 26, *в*);

в) при $\omega \neq \text{const}$ и $r_s = 0$ силы инерции приводятся к паре с моментом

$$M_и = -J_s\varepsilon,$$

где $J_s = m\rho_s^2$ — момент инерции звена относительно центра тяжести; ρ_s — радиус инерции звена; ε — угловое ускорение (рис. 26, *г*);

г) при $\omega \neq \text{const}$ и $r_s \neq 0$ силы инерции приводятся (рис. 26, *д*) к равнодействующей

$$P_и = -mr_s\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2},$$

приложенной к центру тяжести звена, и к паре с моментом

$$M_и = -J_s\varepsilon.$$

Нормальная и тангенциальная составляющие $P_и$:

$$P_и^n = -mr_s\omega^2; \quad P_и^t = -mr_s\varepsilon.$$

$P_и$ и $M_и$ могут быть также сведены к одной равнодействующей $P_и$ (рис. 26, *е*), приложенной в центре качания, который находится на радиальной прямой, проходящей через центр тяжести. Расстояние от оси вращения O до центра качания K

$$r_K = r_s + \frac{J_s}{mr_s}.$$

Для звеньев, совершающих сложное плоское движение, силы инерции приводятся к равнодействующей (рис. 26, *ж*)

$$P_и = -ma_s,$$

приложенной к центру тяжести, и к паре с моментом

$$M_и = -J_s\varepsilon.$$

В приведенных формулах: a_s — ускорение центра тяжести звена; J_s — момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр тяжести перпендикулярно плоскости движения. $P_и$ и $M_и$ могут быть также сведены (рис. 26, *з*) к одной равнодействующей

$$P_и = -ma_s,$$

линия действия которой отстоит от центра тяжести звена на расстояние

$$h = \frac{\rho_s^2\varepsilon}{a_s},$$

где ρ_s — радиус инерции звена, соответствующий J_s.

Моменты инерции полого цилиндра относительно осей x и z (рис. 27, *а*)

$$J_x = \frac{m}{12}(3R^2 + 3r^2 + h^2); \quad J_z = \frac{m}{2}(R^2 + r^2);$$

для сплошного цилиндра $r = 0$; для боковой поверхности (тонкостенный элемент) $r = R$.

Момент инерции прямого усеченного конуса (рис. 27, *б*)

$$J_z = \frac{3}{10} m \frac{R^5 - r^5}{R^3 - r^3};$$

для боковой поверхности усеченного конуса (тонкостенный элемент)

$$J_z = \frac{m}{2}(R^2 + r^2);$$

для целого конуса и его боковой поверхности $r = 0$.

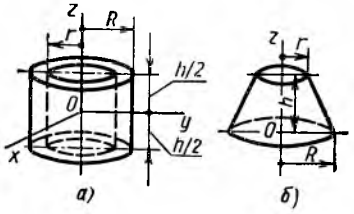


Рис. 27. К определению моментов инерции тел:
а — цилиндрической формы; *б* — конической формы

Трение и силы трения. Трением называется сопротивление относительному перемещению соприкасающихся тел, возникающее в месте их контакта (рис. 28).

Силы трения при *сухом* трении и трении *со смазкой* (полусухое, граничное, полужидкостное) определяют с помощью коэффициентов трения. Силы трения при *жидкостном трении*, когда трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки, определяют по гидродинамической теории смазки.

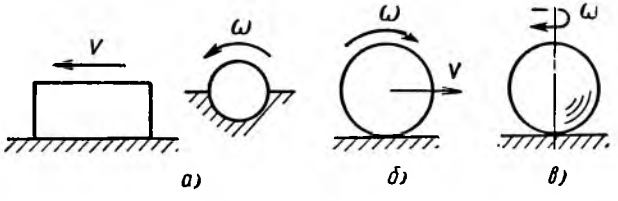


Рис. 28. Виды трения:
а — скольжения; *б* — качения; *в* — верчения

Для уменьшения потерь на трение и снижения износа в кинематических парах применяют жидкостное трение вместо сухого, трение качения вместо трения скольжения.

Трение скольжения (рис. 29). Сила трения при движении

$$F = fR_n^*.$$

* Здесь использована формула Кулона; в ряде случаев целесообразно применять формулу Кулона—Амонтона $F = fR_n + C$.

Предельная сила трения при покое (момент трогания с места)

$$F_0 = f_0 R_n,$$

где f и f_0 — коэффициенты трения при движении и при покое (табл. 2); R_n — нормальная реакция.

2. Ориентировочные значения коэффициентов трения

Материалы трущихся тел	Коэффициент трения скольжения				Коэффициент трения качения при движении k, см
	при покое f_0		при движении f		
	без смазки	со смазкой	без смазки	со смазкой	
Металл по металлу	0,15—0,3	0,1—0,2	0,15—0,2	0,05—0,2	0,001—0,005
Металл по дереву	0,5—0,6	0,1—0,2	0,3—0,6	0,1—0,2	0,03—0,04
Дерево по дереву	0,4—0,6	0,1	0,2—0,5	0,07—0,15	0,05—0,08
Кожа по дереву	0,4—0,6	—	0,3—0,5	—	—
Кожа по металлу	0,3—0,5	0,15	0,6	0,15	—

Более точные значения коэффициентов трения для конкретных условий приведены в специальной литературе (для фрикционных муфт, для тормозов, для пары колесо—рельс и т. д.).

Угол трения φ — это угол между вектором полной реакции $\overline{R}_{01}$ и нормалью к поверхности:

$$\operatorname{tg}\varphi = f; \quad \operatorname{tg}\varphi_0 = f_0.$$

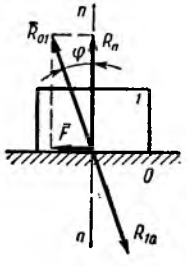


Рис. 29. Схема действия сил при трении скольжения на плоскости и угол трения

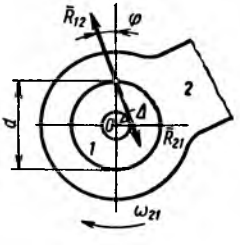


Рис. 30. Схема действия сил при трении скольжения во вращательной паре и круг трения

Обозначение реакций: $\overline{R}_{01}$ — сила, действующая от звена *0* на звено *1*; $\overline{R}_{10}$ — от звена *1* на звено *0*.

Круг трения радиуса $\Delta = f\frac{d}{2}$ (рис. 30) характеризует трение во вращательной паре. Вследствие появления момента трения при враще-

нии звена *2* относительно звена *1* линия действия реакций $\overline{R}_{12}$ и $\overline{R}_{21}$ смещается относительно центра пары на Δ. Она должна быть касательной к кругу трения; чтобы определить ее направление, пользуются следующим правилом: направление момента реакции ($\overline{R}_{21}$) относительно центра *O* должно совпадать с направлением относительной угловой скорости с тем же индексом (ω_{21}). Использование угла трения и круга трения часто облегчает силовой анализ механизмов.

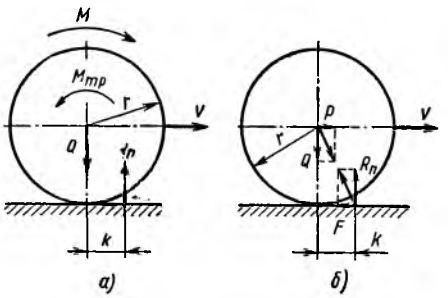


Рис. 31. Схема действия сил и моментов при трении качения:
а — приложен движущий момент *M*; *б* — приложена движущая сила *P*

Приведенный коэффициент трения $f_{пр}$ позволяет привести сложный случай трения к простейшему случаю трения скольжения на горизонтальной плоскости, для которого

$$F = f_{пр}Q.$$

Приведенный угол трения $\varphi_{пр}$ определяется из уравнения

$$\operatorname{tg} \varphi_{пр} = f_{пр}.$$

Некоторые значения $f_{пр}$ даны в табл. 3.

Трение качения. Момент трения, образованный парой сил $Q = R_n$ при движении (рис. 31, *а*),

$$M_{тр} = kR_n;$$

при покое в момент трогания с места

$$M_{0тр} = k_0 R_n.$$

Сила трения при движении (рис. 31, *б*)

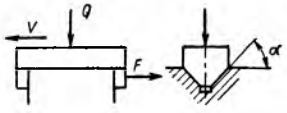
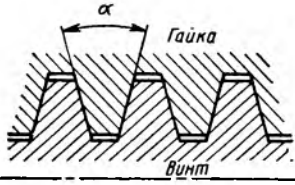
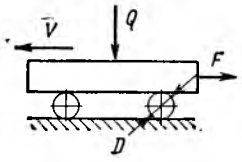
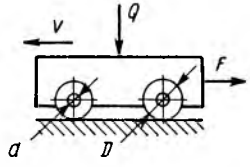
$$F = \frac{k}{r} R_n;$$

при покое в момент трогания с места

$$F_0 = \frac{k_0}{r} R_n,$$

где k и k_0 — коэффициенты трения качения при движении и при покое, имеющие линейную размерность, обычно см (табл. 2).

3. Приведенные коэффициенты трения

Схема	Расчетные формулы
	V-образная направляющая симметричного профиля; $F = Qf_{пр};\quad f_{пр} = \frac{f}{\cos\alpha}$
	Винтовая пара: $\varphi_{пр} = \operatorname{arctg} f_{пр} \approx f_{пр}$ рад, где φ в рад; $f_{пр} = \frac{f}{\cos\frac{\alpha}{2}}$. Для прямоугольной резьбы ($\alpha = 0$) $f_{пр} = f$. Для трапецеидальной резьбы ($\alpha = 30°$) $f_{пр} = 1{,}04f$. Для треугольной резьбы ($\alpha = 60°$) $f_{пр} = 1{,}15f$.
	Груз на подкладных катках или направляющие качения $F = Qf_{пр};\quad f_{пр} = \frac{2k}{D}$
	Тележка на колесах с учетом трения в подшипниках $F = Qf_{пр};\quad f_{пр} = \frac{2k + df}{D}$. То же, но без учета трения в подшипниках $F = Qf_{пр};\quad f_{пр} = \frac{2k}{D}$

Обозначения: f и k — коэффициенты трения скольжения и качения; $f_{пр}$ и $\varphi_{пр}$ — приведенные коэффициент и угол трения; F — сила трения.

Основные зависимости динамики

Работа на участке пути s_2—s_1 постоянной силы P при прямолинейно-поступательном движении (рис. 32, *а*)

$$A = P(s_2 - s_1)\cos\alpha.$$

Работа на участке пути s_2—s_1 переменной силы $P = f(s)$, направление которой совпадает с направлением скорости, при прямолинейном поступательном движении (рис. 32, *б*)

$$A = F\mu_P\mu_s,$$

где F — заштрихованная площадь, мм²; μ_P, кгс/мм и μ_s, м/мм — масштаб силы и масштаб пути, показывающие, сколько килограммов и метров содержится в 1 мм длины изображающих отрезков.

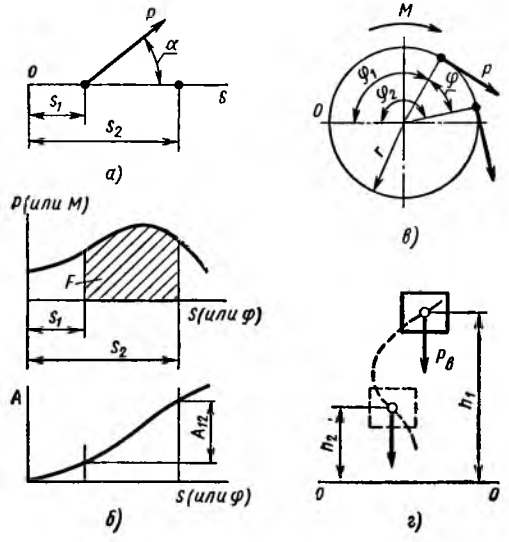


Рис. 32. К определению работы сил

По диаграмме $P = f(s)$ графическим интегрированием (см. с. 28) или измерением площадей можно получить диаграмму работ $A = f(s)$.

Работа сил с постоянным моментом M относительно оси вращения при угловом перемещении φ_2—φ_1 (рис. 32, *в*)

$$A = M(\varphi_2 - \varphi_1),$$

где φ_1 и φ_2 — углы, рад.

Работы сил с переменным моментом $M = f(\varphi)$ при угловом перемещении φ_2—φ_1 (см. рис. 32, *б*)

$$A = F\mu_M\mu_\varphi,$$

где F — заштрихованная площадь, мм², μ_M, кгс·м/мм, и μ_φ, рад/мм — масштабы моментов и угловых перемещений.

Аналогично предыдущему по диаграмме $M = f(\varphi)$ путем графического интегрирования можно получить диаграмму работ $A = f(\varphi)$.

Работа силы тяжести $P_в$ независимо от траектории движения (рис. 32, *г*)

$$A = P_в (h_1 - h_2).$$

Потенциальная энергия силы тяжести по отношению к нулевому уровню *0—0* равна работе силы $P_в$, которую она совершит при перемещении детали из заданного положения на нулевой уровень (рис. 32, г):

$$L = P_в h_1.$$

Мощность равна работе, совершаемой силой в единицу времени:

$$N = \frac{A}{t_2 - t_1};$$

мощность измеряется в киловаттах (кВт), кгс·м/с, лошадиных силах (л. с.):

1 л. с. = 75 кгс·м/с = 0,736 кВт; 1 кВт = 102 кгс·м/с = 1,36 л. с.

Импульс силы, постоянной по величине и направлению,

$$K = P(t_2 - t_1).$$

Количество движения при прямолинейно-поступательном движении $m \cdot v$.

Закон количества движения. Приращение количества движения звена (при поступательном движении) за некоторый промежуток времени равен сумме импульсов сил, вызвавших это приращение:

$$mv_2 - mv_1 = \Sigma P (t_2 - t_1).$$

Кинетическая энергия или живая сила при поступательном движении

$$T = \frac{mv^2}{2};$$

при вращательном движении

$$T = \frac{J\omega^2}{2};$$

при сложном плоском движении

$$T = \frac{mv_s^2}{2} + \frac{J_s\omega^2}{2},$$

где J и J_s — моменты инерции детали относительно оси вращения и относительно центра тяжести S; v_s — скорость центра тяжести детали.

Закон живых сил. Приращение кинетической энергии детали равно работе сил, вызвавших это приращение:

$$T_2 - T_1 = A.$$

Уравнение движения машины, основанное на законе живых сил,

$$T_2 - T_1 = A_д - A_{пс} - A_{вс} \pm A_в,$$

где T_1 — кинетическая энергия машины, равная сумме живых сил всех ее звеньев, для момента времени t_1; T_2 — то же, для последующего момента времени t_2; $A_д$, $A_{пс}$, $A_{вс}$, $A_в$ — работы за промежуток времени $(t_2 - t_1)$ соответственно движущих сил, сил полезного сопротивления, сил вредного сопротивления (трения, сопротивления среды) и сил тяжести (веса) звеньев.

В машинах различают установившееся (равновесное и неравновесное) движение и неустановившееся (периоды разбега и выбега) [4].

Установившееся неравновесное движение характеризуется периодическим изменением скорости движения звеньев за цикл, т. е. промежуток времени, через который повторяются рабочие процессы машины; в начале каждого цикла звенья машины занимают одни и те же положения и имеют одинаковые скорости и ускорения. Такое движение имеют, например, поршневые машины.

Движение машин под действием заданных сил и его регулирование

Задача исследования движения механизма под действием приложенных сил и моментов может быть сведена к аналогичной задаче для одного вращающегося звена, называемого звеном приведения. Для этого необходимо: а) все действующие в механизме внешние силы и силы сопротивления заменить приведенной к указанному звену силой или моментом от приведенной силы; б) массы и моменты инерции всех звеньев заменить приведенным к тому же звену моментом инерции.

Приведенной называется сила, которая при малом возможном перемещении механизма совершает работу, равную сумме работ всех действующих на механизм сил на возможных перемещениях. Точку приложения приведенной силы называют *точкой приведения*, а звено, на котором она располагается,— *звеном приведения*.

В машинах с неравновесным установившимся движением приведенный момент действующих сил и приведенный момент инерции изменяются в зависимости от положения звена приведения. Для определения скорости звена приведения в заданных положениях, степени неравномерности его движения, а в случае надобности — средств уменьшения этой неравномерности до допустимых пределов требуется найти значения приведенного момента инерции и кинетической энергии механизма в функции угла поворота звена приведения.

Приведенный момент инерции механизма

$$J_{пр} = J + \sum J_{0i} \frac{\omega_{0i}^2}{\omega^2} + \sum m_i \frac{v_i^2}{\omega^2} + \\ + \sum \left(m_{si} \frac{v_{si}^2}{\omega^2} + J_{si} \frac{\omega_{si}^2}{\omega^2} \right),$$

где J и ω — момент инерции относительно оси вращения и угловая скорость звена приведения; J_{0i} и ω_{0i} — моменты инерции относительно

оси вращения и угловые скорости остальных вращающихся звеньев механизма; m_i и v_i — массы и скорости поступательно движущихся звеньев механизма; m_{si}, v_{si}, J_{si} и ω_{si} — соответственно массы, скорости центров тяжести, моменты инерции относительно осей, проходящих через центры тяжести, и угловые скорости звеньев, совершающих сложное плоское движение.

Для простых зубчатых механизмов

$$J_{\text{пр}} = J + \sum J_{0i} u_i^2,$$

где u_i — передаточные отношения между рассматриваемыми звеньями и звеном приведения.

Величину $J_{\text{пр}}$ определяют аналитически или чаще графоаналитически с использованием плана скоростей и указанных выше формул, в которых величины угловых скоростей заменяют отношениями линейных скоростей к соответствующим радиусам (длинам звеньев); тогда отношения линейных скоростей во всех слагаемых могут быть заменены отношениями отрезков плана скоростей с добавлением в формулы некоторых размеров звеньев механизма.

Кинетическую энергию механизма в зависимости от φ находят методом графического интегрирования диаграммы приведенного момента в функции угла поворота звена приведения, так как $\Delta T = \Delta A$ (рис. 32, *б*).

Определение скорости и ускорения звена приведения в зависимости от угла его поворота $\omega = f(\varphi)$ и $\varepsilon = f(\varphi)$, а также момента инерции махового колеса $J_{\text{м}}$ для получения достаточно равномерного вращения звена приведения при установившемся неравновесном движении см. в работе [3, 4].

СВЕДЕНИЯ О РАЗЛИЧНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Плоские трехзвенные механизмы с одними поступательными парами

Эти механизмы пригодны для преобразования прямолинейно-поступательного движения ведущего звена в прямолинейно-поступательное движение ведомого звена с постоянным отношением скоростей. Многозвенные механизмы с одними поступательными парами для удобства анализа можно соответствующей разбивкой привести к трехзвенным.

Для механизмов, передающих движение под углом $\alpha = 90^\circ$ (рис. 33, *а*), передаточное отношение

$$u_v = \frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \alpha_1;$$

коэффициент передачи силы

$$u_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{12}) \operatorname{tg} \varphi_{23}}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{12}) + \operatorname{tg} \varphi_{13}},$$

а при

$$\varphi_{13} = \varphi_{23}$$

$$u_p = \operatorname{ctg}(\alpha_1 + \varphi_{12} + \varphi_{13});$$

коэффициент полезного действия

$$\eta = u_c u_p.$$

В формулах φ_{12}, φ_{13}, φ_{23} — углы трения или приведенные углы трения в кинематических парах, связывающих звенья *1* и *2*, *1* и *3*, *2* и *3*. Например, для консольного звена *2* (рис. 33, *б*)

$$\varphi_{23\,пр} = \operatorname{arctg} f_{23\,пр} = \operatorname{arctg}\left(1 + 3\frac{l}{a}\right)\operatorname{tg}\varphi_{23}.$$

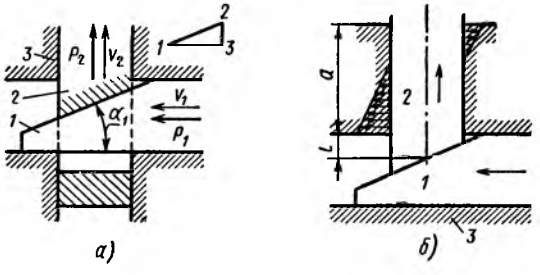


Рис. 33. Механизмы с одними поступательными парами

Углы трения рекомендуется выбирать равными 5° при хорошо изготовленных механизмах и обильной смазке, 8° при грубо изготовленных механизмах и скудной смазке. Для надежной работы механизма рекомендуется брать $\alpha_1 \leqslant 60°$; подробнее см. [3].

Винтовые одноосные трехзвенные механизмы

Эти механизмы позволяют преобразовывать вращательное или винтовое движение ведущего звена в медленное прямолинейно-поступательное движение ведомого звена с большим выигрышем силы (домкраты, прессы, зажимные устройства) или с точным отсчетом пройденного пути (измерительные приборы, станки).

В наиболее распространенных механизмах с одной винтовой парой (рис. 34, *а*) за один оборот винта ползун перемещается на шаг (ход) резьбы *t*. К. п. д. механизма без учета потерь в поступательной паре

$$\eta = \frac{tP}{2\pi M} = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\varphi_{пр} + \beta) + \frac{r_1}{r}\operatorname{tg}\varphi_1},$$

где P — сила на ползуне; M — момент, приложенный к винту; β — угол подъема резьбы по среднему диаметру; r и $\varphi_{пр}$ — средний радиус резьбы и приведенный угол трения в резьбе (см. табл. 3); r_1 и φ_1 — радиус приложения силы трения и угол трения в кольцевой опоре.

При замене кольцевой опоры скольжения упорным шарикоподшипником

$$\eta \approx \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\varphi_{пр} + \beta)}.$$

Механизм с дифференциальным винтом (рис. 34, *б*) применяют при малой длине хода ползуна для получения очень малых его перемещений за один оборот винта $s_0 = t_1 - t_2$, где t_1 и t_2 — шаги резьб.

Обе резьбы выполняют правыми или левыми.

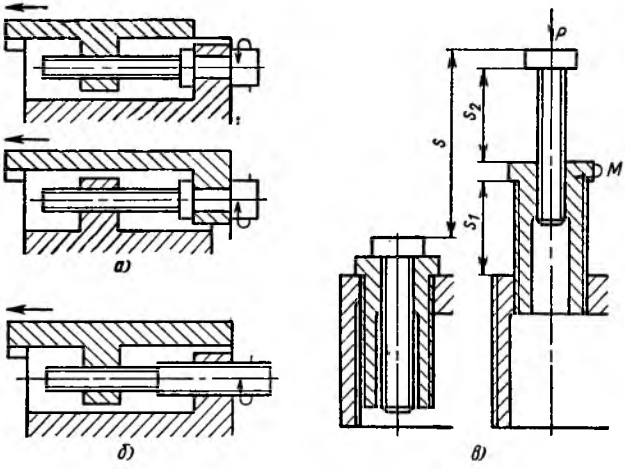


Рис. 34. Винтовые трехзвенные механизмы

Телескопический механизм (рис. 34, *в*) используют, например в домкратах, для получения увеличенной длины хода. Одну резьбу выполняют правой, а другую левой. Перемещение невращающегося центрального винта за один оборот полого винта $s_0 = t_1 + t_2$. Длина хода центрального винта $S = S_1 + S_2$.

К. п. д. механизмов без учета потерь в поступательной паре

$$\eta = \frac{(t_1 \mp t_2)\,P}{2\pi M} = \frac{r_1 \operatorname{tg}\beta_1 \mp r_2 \operatorname{tg}\beta_2}{r_1 \operatorname{tg}(\varphi_{1\,пр} + \beta_1) + r_2 \operatorname{tg}(\varphi_{2\,пр} \mp \beta_2)},$$

где β_1, r_1 и $\varphi_{1пр}$ — соответственно угол подъема резьбы по среднему диаметру, средний радиус резьбы и приведенный угол трения для винтовой пары, прилегающей к стойке; β_2, r_2 и $\varphi_{2пр}$ — то же, но для второй винтовой пары.

Знаки «минус» относятся к механизму, показанному на рис. 34, *б*, знаки «плюс» — на рис. 34, *в*.

Плоские четырехзвенные шарнирные механизмы

Назначение шарнирных механизмов разнообразно, но наиболее часто их используют для передачи и преобразования движения: равномерно вращательного в неравномерно вращательное или качательное.

Двухкривошипный механизм (рис. 35, *а*) имеет два вращающихся звена (кривошипа), связанных кинематическими парами со стойкой. Вращение двух звеньев возможно, если длины

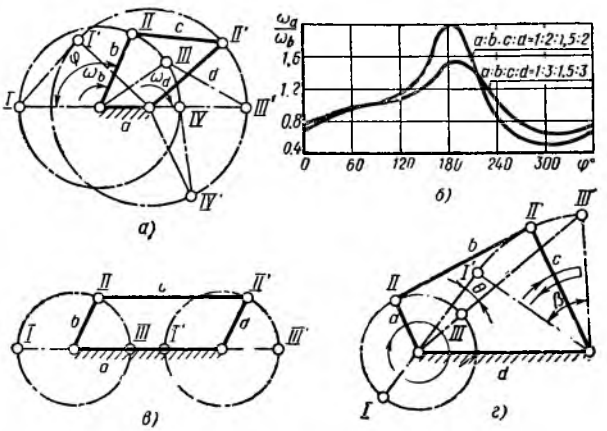


Рис. 35. Шарнирные четырехзвенные механизмы и их характеристики

звеньев $a + d \lhd b + c$, где a — длина стойки, причем $a \lhd b \lhd c \lhd d$ или $a \lhd c \lhd b \lhd d$.

Характер изменения передаточного отношения $u = \dfrac{\omega_d}{\omega_b}$ в зависимости от угла поворота φ ведущего кривошипа b показан на диаграмме (рис. 35, *б*).

При $a = c$ и $b = d$ получаем распространенный механизм шарнирного параллелограмма (рис. 35, *в*) с $u = \text{const}$. Механизм имеет мертвые положения *I* и *II*, через которые он проходит по инерции. Мертвые положения могут быть устранены применением соответственно расположенных двух шатунов c или трех и более кривошипов [4].

Кривошипно-коромысловый механизм (рис. 35, *г*) преобразует вращательное движения кривошипа a в качательное движение коромысла c. Механизм существует, если $a + d \lhd b + c$, где b или d — длины стойки при $a \lhd b \lhd c \lhd d$ или $a \lhd c \lhd b \lhd d$.

Плоские четырехзвенные механизмы с вращательными и поступательными парами

Эти механизмы применяют преимущественно для преобразования вращательного движения в прямолинейное возвратно-поступательное

или наоборот, а также для преобразования равномерного вращательного движения в неравномерное вращательное или качательное.

Центральный кривошипно-шатунный механизм (рис. 36, *а*). Этот механизм широко используют для преобразования вращательного движения в прямолинейное возвратно-поступательное и наоборот. Ниже приведены точные и приближенные фор-

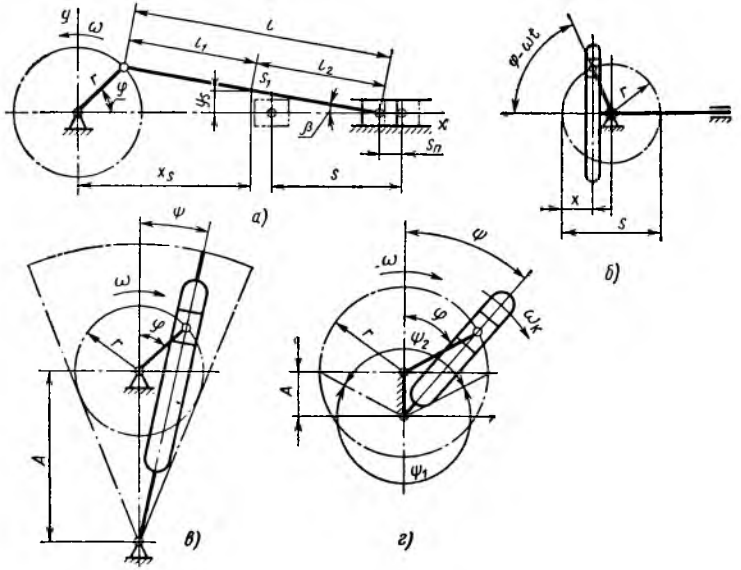


Рис. 36. Четырехзвенные механизмы с вращательными и поступательными парами

мулы для кинематического анализа механизма при $\omega = \text{const}$. Приближенные формулы дают достаточно точные результаты при $\lambda = \frac{r}{l} \leqslant \frac{1}{4}$ (рис. 36, *а*).

Расстояние между ползуном и его крайним правым положением

$$s_n \approx r\left[1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)\right].$$

Длина хода ползуна

$$s = 2r.$$

Скорость ползуна (м/с)

$$v \approx -r\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right),$$

где r в м; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ в 1/с при n в об/мин.

Средняя скорость ползуна (м/с)

$$v_{ср} = \frac{2}{\pi} r\omega = \frac{rn}{15}.$$

Наибольшая скорость ползуна

$$v_{max} \approx r\omega (1 + \lambda^2) \sqrt{1 - \lambda^2}.$$

Ускорение ползуна

$$a \approx -r\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi);$$

$$a_{max} \approx r\omega^2 (1 + \lambda).$$

Координаты центра тяжести шатуна S_1

$$x_S \approx r \cos\varphi + l_1 \left(1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2\varphi\right);$$

$$y_S = l_2 \lambda \sin\varphi.$$

Ускорение центра тяжести шатуна по направлению осей координат

$$a_x \approx -r\omega^2 \left(\cos\varphi + \frac{l_2}{l} \lambda \cos 2\varphi\right);$$

$$a_y = -r\omega^2 \frac{l_2}{l} \sin\varphi.$$

Угловое ускорение шатуна

$$\varepsilon = -\omega^2 \operatorname{tg}\beta \left(1 - \lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\beta}\right),$$

где $\sin\beta = \lambda \sin\varphi$.

Кривошипно-кулисный механизм с поступательно движущейся кулисой (рис. 36, *б*) применяют при малых длинах хода.

Координата положения кулисы

$$x = r(1 - \cos\varphi).$$

Скорость кулисы

$$v = r\omega \sin\varphi = \omega \sqrt{2rx - x^2}.$$

Ускорение кулисы (м/с^2)

$$a = r\omega^2 \cos\varphi = (r - x)\omega^2;$$

$$a_{max} = 0{,}011 rn^2,$$

где r в м; n в об/мин.

Кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой (рис. 36, *в*) преобразует вращательное движение кривошипа в качательное движение кулисы с ускоренным обратным ходом. Рекомендуется принимать $\rho = \frac{r}{A} \leqslant 0{,}5$.

Отношение времени обратного (быстрого) хода к времени прямого хода при $\omega = \text{const}$

$$\frac{T_{ox}}{T_{px}} = \frac{90° - \arcsin\rho}{90° + \arcsin\rho}.$$

Координата углового положения кулисы

$$\psi = \operatorname{arctg}\frac{\rho \sin\varphi}{1 + \rho\cos\varphi}.$$

Угловая скорость кулисы

$$\omega_к = \omega\rho\,\frac{\cos\varphi + \rho}{1 + 2\rho\cos\varphi + \rho^2};$$

$$\omega_{к\,max} = \omega\,\frac{\rho}{1 \pm \rho}.$$

Здесь знак «+» принимают при прямом ходе, знак «—» при обратном. Угловое ускорение кулисы при $\omega = \text{const}$

$$\varepsilon_к = \omega^2\rho\,\frac{(\rho - 1)^2 \sin\varphi}{(1 + 2\rho\cos\varphi + \rho^2)^2}.$$

Кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой (рис. 36, *г*) используют для преобразования равномерно вращательного движения в неравномерно вращательное. Рекомендуется принимать

$$\rho = \frac{r}{A} \geqslant 2.$$

Плоские трехзвенные кулачковые механизмы

Эти механизмы позволяют получать движение ведомого звена практически по любому заданному закону. Ведущее звено (кулачок) обычно имеет вращательное движение, иногда поступательное. Ведомое звено выполняется в виде ползуна (рис. 37, *а*) или качающегося рычага (рис. 37, *в*) и часто снабжается роликом, который контактирует с внешней поверхностью открытого кулачка или входит в паз пазового кулачка. В быстроходных механизмах ведомое звено обычно имеет плоскость, которая касается выпуклой поверхности открытого кулачка (рис. 37, *б*).

Кулачок имеет участки рабочего и холостого хода. Профиль участка рабочего хода определяется рабочим процессом машины, например постоянством скорости подачи инструмента в металлорежущих станках.

На участке холостого хода ведомое звено осуществляет вспомогательные перемещения, например отвод инструмента в исходное положение в металлорежущих станках. Для получения плавного движения и малых динамических нагрузок на участке холостого хода часто используют законы движения ведомого звена с косинусоидальным (рис. 38, *а*) или синусоидальным (рис. 38, *б*) изменением ускорения.

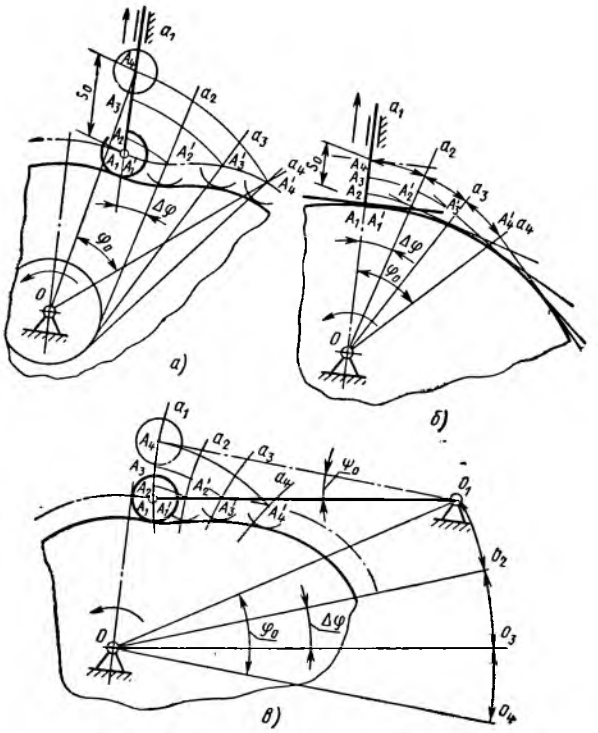


Рис. 37. Схемы построения профилей кулачков

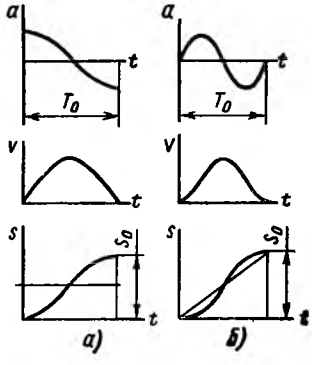


Рис. 38. Кинематические диаграммы для профилирования участков холостого хода кулачков

В этом случае при проектировании механизма можно воспользоваться аналитическими зависимостями для ускорения a, скорости v и перемещения s ведомого звена.

Косинусоидальный закон дает скачкообразное изменение ускорения (удар второго рода) в начале и конце хода. Для него

$$a = a_{max} \cos \frac{\pi}{T_0} t; \quad a_{max} = 5{,}0 \frac{s_0}{T_0^2};$$

$$v = v_{max} \sin \frac{\pi}{T_0} t; \quad v_{max} = \frac{\pi}{2} \frac{s_0}{T_0};$$

$$s = \frac{s_0}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{T_0} t\right).$$

Синусоидальный закон дает плавное изменение ускорения, но приводит к увеличению a_{max}. Для него

$$a = a_{max} \sin \frac{2\pi}{T_0} t \text{ и } a_{max} = 6{,}3 \frac{s_0}{T_0^2};$$

$$v = \frac{v_{max}}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{T_0} t\right) \text{ и } v_{max} = 2 \frac{s_0}{T_0};$$

$$s = s_0 \left(\frac{t}{T_0} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{T_0} t\right).$$

По полученной аналитическими расчетами или графическим интегрированием (см. с. 28) зависимости путь — время строится профиль кулачка, как огибающая последовательных положений профиля ведомого звена в его движении относительно ведущего. Для этого используют метод обращения движения: кулачок условно останавливается, а стойке сообщается вращение с угловой скоростью кулачка ω, но в противоположном направлении.

Порядок построения профиля (см. рис. 37):

а) на прямолинейной или дуговой траектории движения характерной точки A ведомого звена наносят последовательные положения A_1, A_2, . . ., которые эта точка будет занимать при повороте кулачка на равные углы $\Delta\varphi$;

б) наносят последовательные положения a_1, a_2, . . . траектории точки A в обращенном движении и засечками из центра вращения кулачка находят последовательные положения A_1', A_2', точки A в обращенном движении (если механизм центральный, то прямые a_1, a_2, . . на рис. 37, *а* проходят через центр O и построение соответственно упрощается);

в) соединив A_1', A_2', . . . на рис. 37, *а* и *в* плавной кривой, получим теоретический (центровой) профиль кулачка, а проведя из центров A_1', A_2', . . . дуги радиусом ролика ведомого звена, получим действительный профиль кулачка как огибающую этих дуг; на рис. 37, *б* действительный профиль кулачка будет огибающей прямых, проведенных через точки A_1', A_2', . . . перпендикулярно соответственно лучам a_1, a_2, . . .

В механизмах, представленных на рис. 37, *а* и *в*, во избежание заклинивания нужно, чтобы угол давления θ между направлением скорости ведомого звена и направлением действующей на него силы без учета трения не оказался слишком большим [3, 4]. В неответственных случаях можно принимать для кулачково-ползунных механизмов (см. рис. 37, *а*) $\theta \leqslant 30°$ и для кулачково-рычажных (рис. 37, *в*) $\theta \leqslant 45°$. Определение возможных положений центра вращения кулачка из этих условий см. в работах [3, 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М., «Наука», 1975, 640 с.
2. **Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М.** Механизмы. М., «Машиностроение», 1965, 1058 с.
3. **Краткий** справочник машиностроителя. М., «Машиностроение», 1966, с. 20—72.
4. **Справочник** машиностроителя. Т. 1. М., Машгиз, 1960, с. 361—551.
5. **Энциклопедический** справочник. Т. I, кн. 2. М., Машгиз, 1947, с. 1—48.

Глава 3
ГИДРАВЛИКА

ГИДРОСТАТИКА

Некоторые физические параметры и свойства жидкостей

Плотность ρ (кг/м^3) — отношение массы M жидкости к ее объему V:

$$\rho = \frac{M}{V}.$$

Удельный объем v (м^3/кг) — отношение объема V жидкости к ее массе M:

$$v = \frac{V}{M} = \frac{1}{\rho}.$$

Значения ρ или v для воды, ртути, керосина и бензина даны в табл. 1. В технической системе мер (МКГСС) принята величина *удельного веса* γ (кгс/м^3) — отношение веса жидкости G к ее объему V:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho g,$$

где g — ускорение свободного падения.

Относительная плотность или относительный удельный вес δ — отношение массы M или веса жидкости G к массе $M_в$ или весу $G_в$ дистиллированной воды (при 4° С), взятых в одинаковых объемах:

$$\delta = \frac{M}{M_в} = \frac{G}{G_в} = \frac{\rho}{\rho_в} = \frac{\gamma}{\gamma_в}.$$

Уменьшение объема жидкости при возрастании давления на величину Δp

$$\Delta V_p = -\beta_p \Delta p V_1,$$

где β_p — средний коэффициент объемного сжатия в интервале давлений $\Delta p = p_2 - p_1$; V_1 — объем жидкости при первоначальном давлении p_1.

Увеличение объема жидкости при возрастании температуры на величину Δt

$$\Delta V_t = \beta_t \Delta t V_1,$$

где β_t — средний коэффициент объемного расширения в интервале температур $\Delta t = t_2 - t_1$; V_1 — объем жидкости при первоначальной температуре t_1.

Коэффициенты β_p и β_t зависят от рода жидкости, давления и температуры. Для воды среднее значение $\beta_p = \frac{1}{20\,000}$ см²/кгс в интервале давлений от 1 до 500 кгс/см² при $t = 0 \div 20°$ С [6].

Капиллярность — свойство жидкости, обусловленное поверхностным натяжением, занимать в капиллярах уровень, отличающийся на величину h (мм) от уровня той же жидкости в большом резервуаре, с которым капилляр сообщается:

$$h = \frac{A}{d},$$

где A — постоянная для данной жидкости и материала, из которого сделан капилляр, мм²; d — диаметр капилляра, мм.

Если капилляры стеклянные, то A для воды равно +30, для спирта +10, для ртути —10 мм². Отрицательные значения A и h означают, что уровень в капилляре расположен ниже, чем уровень жидкости в большом резервуаре (жидкость не смачивает стенки капилляра, мениск выпуклый).

Вскипание жидкости — переход в паровую фазу — происходит при данной температуре, если давление снижается до давления насыщенных паров $p_{нп}$ этой жидкости. Значения $p_{нп}$ для воды, ртути, керосина и бензина даны в табл. 1.

Кавитация в движущейся жидкости — появление в сплошном потоке жидкости полостей, заполненных выделяющимися парами жидкости и газами, растворенными в ней. Кавитация возникает при уменьшении давления в данном месте потока до давления, близкого к давлению насыщенных паров (см. табл. 1).

Вязкость — свойство жидкости, обусловливающее появление касательных напряжений между слоями движущейся жидкости при их относительном перемещении. Количественной мерой вязкости являются величины динамической η и кинематической ν вязкостей. Они связаны соотношением

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}.$$

Единица для η — пуаз (П), 1 П $= \frac{\text{дин}\cdot\text{с}}{\text{см}^2}$ (система СГС) или 1 $\frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$ (система СИ), или 1 кгс·с/м² (система МКГСС).

$$1\ \frac{\text{кгс}\cdot\text{с}}{\text{м}^2} = 98{,}1\ \text{П}.$$

Единица для ν — стокс (Ст), 1 Ст $= 1\ \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = 100$ сСт $= 10^{-4}\ \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

С ростом температуры жидкости значения η и ν уменьшаются (для газов возрастают), а с увеличением давления — несколько увеличиваются. Значения η для воды, ртути, керосина и бензина приведены в табл. 1.

Жидкость, не обладающая вязкостью, поверхностным натяжением и не изменяющая объема при изменении температуры и давления, называется идеальной. К идеальной жидкости близок по свойствам жидкий гелий.

1. Значения физических параметров

Жидкость	Параметр	0	10	20	30	40
Вода дистиллированная	$p_{нп}$, бар	0,0061	0,0123	0,0234	0,0424	0,0737
	$v \cdot 10^3$, $\frac{м^3}{кг}$	1,0002	1,0003	1,0017	1,0043	1,0078
	$\eta \cdot 10^3$, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$	1,7525	1,2992	1,0015	0,7970	0,6513
Ртуть	$p_{нп}$, бар	$2{,}73 \times 10^{-7}$	$7{,}1 \times 10^{-7}$	$1{,}73 \times 10^{-6}$	$3{,}68 \times 10^{-6}$	$8{,}63 \times 10^{-6}$
	ρ, $\frac{кг}{м^3}$	13 595	13 570	13 546	13 521	13 497
	$\eta \cdot 10^3$, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$	1,687		1,556		1,457
Керосин	$p_{нп}$, мм рт. ст.			35	56	84
	ρ, $\frac{кг}{м^3}$			819	814	808
	$\eta \cdot 10^3$, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$	2,15	1,73	1,49		1,08
Бензин Б-70	$p_{нп}$, мм рт. ст.			80	123	148
	ρ, $\frac{кг}{м^3}$			751	743	735
	$\eta \cdot 10^3$, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$	0,735	0,643	0,529		0,411

Давление в покоящейся жидкости, закон Паскаля, единицы давления

На покоящуюся жидкость действуют две группы внешних сил — силы давления (поверхностные силы) и гравитационные (массовые) силы, т. е. вес жидкости.

Силы давления действуют нормально к соответствующим элементам поверхности выделенного жидкого объема и являются силами, сжимающими рассматриваемый объем.

Среднее давление жидкости на плоской поверхности площадью F

$$p_{ср} = \frac{P}{F},$$

где P — силы давления на всей площади F.

Давление в точке жидкости есть мера интенсивности сил давления в данном месте пространства, занятого жидкостью:

$$p = \lim_{\Delta F \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta F},$$

где ΔP — сила давления на площадке ΔF.

некоторых жидкостей [2]

Температура, °С						
50	60	70	80	90	100	200
0,1234	0,1992	0,3116	0,4736	0,7011	1,0133	15,551
1,0121	1,0171	1,0228	1,0292	1,0361	1,0437	1,1565
0,5440	0,4630	0,4005	0,3510	0,3113	0,2790	0,1338
$1{,}79\cdot10^{-5}$	$3{,}54\cdot10^{-5}$	$6{,}72\cdot10^{-5}$	$1{,}23\cdot10^{-4}$	$2{,}18\cdot10^{-4}$	$3{,}75\cdot10^{-4}$	$2{,}32\cdot10^{-2}$
13 473	13 448	13 424	13 400	13 376	13 351	13 112
	1,372		1,301		1,241	1,039
117	160	210	270	333	406	1851
801	795	788	781	774	766	685
	0,832		0,664		0,545	0,262
206	286	404	566	755	973	
721	717	708	699	690	681	570
	0,328		0,269		0,225	0,111

Давление в данной точке покоящейся жидкости по всем направлениям одинаково, т. е. не зависит от ориентации в пространстве площадки ΔF, по отношению к которой оно определяется.

В общем случае

$$p = f(x, y, z),$$

где x, y, z — координаты пространства, занятого жидкостью.

Дифференциальное уравнение для давления (следствие уравнений Эйлера в гидростатике) имеет вид

$$dp = \rho (X\,dx + Y\,dy + Z\,dz), \qquad (1)$$

где X, Y и Z — проекции единичной массовой силы, действующей в данном месте пространства, занятого жидкостью.

В случае действия только сил тяжести ($X = 0$; $Y = 0$; $Z = -g$)

$$dp = -\rho g\,dz = -\gamma\,dz,$$

когда ордината z направлена вверх.

Если принять $\rho = \text{const}$ (несжимаемая жидкость), то

$$p = C - \rho g z$$

или

$$p = p_0 \pm \rho g h = p_0 \pm \gamma h,$$

где p_0 — давление в жидкости на уровне $h = 0$; h — расстояние по вертикали от горизонтальной плоскости с давлением p_0, проходящей по жидкости; ординату h считают положительной, если ее отсчитывают вниз от плоскости с давлением p_0.

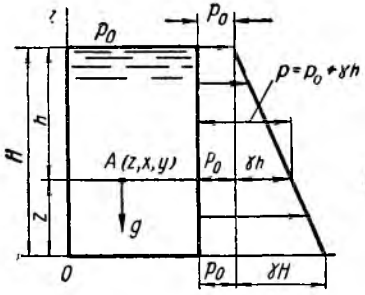


Рис. 1. Изменение давления жидкости по вертикали

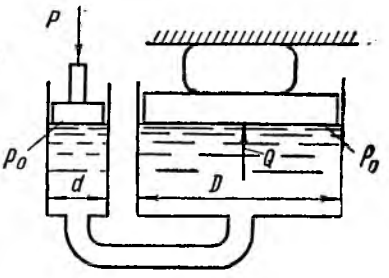


Рис. 2. Принципиальная схема гидравлического домкрата или пресса

Пусть p_0 — давление на свободной поверхности жидкости, т. е. внешнее давление (рис. 1), тогда уравнение $p = p_0 + \gamma h$ обусловит *закон Паскаля*: внешнее давление p_0 передается без изменения во все точки жидкости.

На законе Паскаля основана работа всех гидравлических машин объемного типа, в частности поршневых насосов и гидроцилиндров.

Например, гидравлический домкрат или гидропресс (рис. 2) малой внешней силой P, передающей на жидкость внешнее давление $p_0 = P_0 : \frac{\pi}{4} D^2$, позволяет получить большую силу Q, необходимую для подъема или опрессования:

$$Q = p_0 \frac{\pi}{4} D^2 = P \left(\frac{D}{d} \right)^2$$

Единицы давления: 1 Па = 1 $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; 1 бар = 10^5 Па; 1 $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ = $= 9{,}807 \cdot 10^4$ Па = 0,9807 бар; 1 $\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$ = 9,807 Па.

При $p_0 = 0$ высота столба (м) жидкости плотностью ρ, создающая давление p или соответствующая давлению p,

$$h = \frac{p}{\rho g} \qquad \frac{p}{\gamma}.$$

Например, высоте столба воды $h = 10$ м с удельным весом $\gamma = 1000$ кгс/м^3 соответствует давление 10^4 кгс/м^2 = 1 кгс/см^2; такое же давление создается столбом ртути высотой $h = 735{,}5$ мм (давление в миллиметрах ртутного столба) при удельном весе ртути $\gamma = 13\,600$ кгс/м^3.

Для одной и той же точки пространства, заполненного жидкостью, давление может быть определено как избыточное, если за нуль отсчета принимается атмосферное давление $p_{ат}$, и как абсолютное $p_{аб}$, если учитывать атмосферное давление:

$$p_и = p_{аб} - p_{ат}.$$

Если $p_{аб} < p_{ат}$, то в данном месте пространства существует вакуум (недостаток до атмосферного давления), величина которого

$$p_в = p_{ат} - p_{аб},$$

$p_в$ называют также вакуумметрическим давлением.

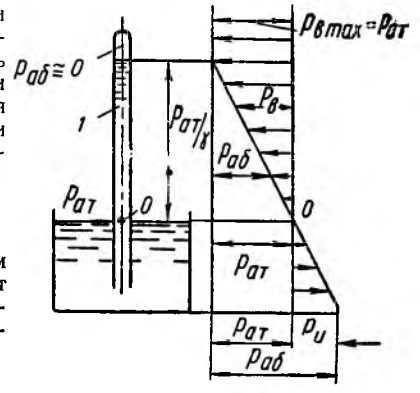


Рис. 3. Эпюры давлений для жидкости в барометрической трубке

Избыточное давление обычно определяют манометром, поэтому его называют и манометрическим давлением.

Соотношения между $p_{аб}$, $p_и$ и $p_в$ легко проследить на эпюре давлений жидкости, построенной по высоте барометрической трубки *1* (рис. 3).

Силы давления неподвижной жидкости на плоские и криволинейные стенки; закон Архимеда

Силы давления жидкости на плоские стенки. Равнодействующая сил давления жидкости на любую плоскую стенку

$$P = \int_F dP = \int_F p\, dF = p_C F,$$

где F — площадь поверхности стенки, смоченная жидкостью с одной стороны; p_C — избыточное давление в жидкости на уровне центра тяжести стенки.

Для негоризонтальной стенки линия действия силы P проходит через точку D — центр давления. Он расположен ниже центра тяжести стенки C (если в точке C избыточное давление) на расстоянии Δy от горизонтальной линии, проходящей через точку C, в плоскости стенки (рис. 4):

$$\Delta y = \frac{J_C}{F y_C}, \qquad (2)$$

где J_C — момент инерции площади стенки F относительно горизонтальной оси, проходящей в плоскости стенки через точку C; y_C — рас-

стояние в плоскости стенки от точки C до горизонтальной линии пересечения плоскости стенки (или ее продолжения) и пьезометрической плоскости.

Пьезометрическая плоскость проходит горизонтально на уровне пьезометра, опущенного в жидкость, т. е. на уровне нулевого избыточного давления ($p_и = 0$). Она совпадает со свободной поверхностью жидкости, если давление на этой поверхности равно атмосферному.

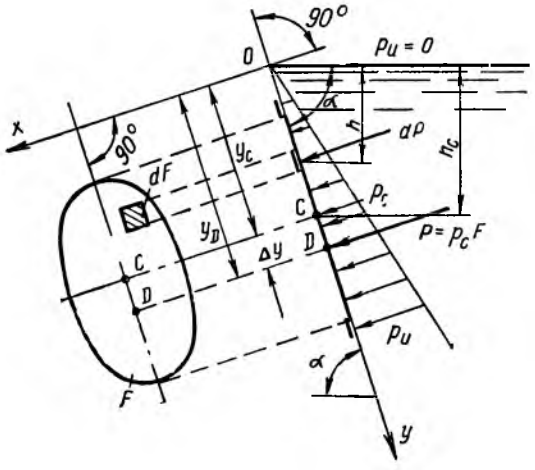


Рис. 4. Распределение сил давления по плоской стенке

При вакууме $p_в$ в жидкости на уровне точки C сила давления на плоскую стенку

$$P = p_в F.$$

В этом случае она направлена в сторону жидкости, а Δy в соответствии с формулой (2) отсчитывают вверх от точки C.

Для любого давления в жидкости момент M_C силы P относительно точки C остается постоянным:

$$M_C = \rho g \sin \alpha J_C,$$

где α — угол наклона плоскости стенки к горизонту (см. рис. 4).

При двустороннем воздействии одной и той же жидкости на стенку даже в случае различных давлений по обе стороны стенки момент $M_C = 0$.

Силы давления жидкости на криволинейные стенки. Для стенки произвольной формы равнодействующую сил давления жидкости определяют по трем ее составляющим на координатные оси:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2},$$

где P_x и P_y — горизонтальные составляющие; P_z — вертикальная составляющая.

Для стенки, имеющей вертикальную плоскость симметрии (например, цилиндрическая стенка с горизонтальной образующей), сила P будет лежать в этой плоскости, поэтому

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}.$$

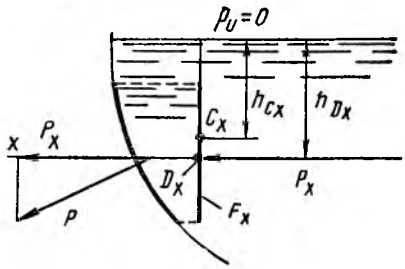


Рис. 5. Горизонтальная составляющая силы давления жидкости на стенку

Горизонтальная составляющая

$$P_x = p_{Cx} F_x,$$

где F_x — проекция стенки на вертикальную плоскость, нормальную к рассматриваемому горизонтальному направлению x—x (рис. 5); p_{Cx} — избыточное давление в жидкости на уровне центра тяжести этой проекции.

На рисунке D_x — точка, через которую проходит линия действия силы P_x. Расстояние от пьезометрической плоскости до точки D_x

$$h_{Dx} = h_{Cx} + \frac{J_{Cx}}{F_x h_{Cx}},$$

где h_{Cx} — расстояние до центра тяжести площади F_x; J_{Cx} — момент инерции площади F_x относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести C_x площади F_x.

Вертикальная составляющая

$$P_z = V\gamma = V\rho g,$$

где V — объем пространства между стенкой и ее проекцией F_z на пьезометрическую плоскость; обычно это пространство заполнено жидкостью (рис. 6).

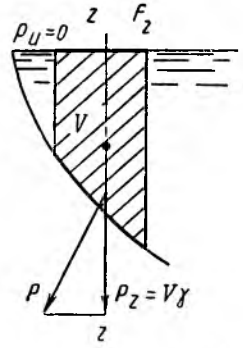


Рис. 6. Вертикальная составляющая силы давления жидкости на стенку

Линия действия P_z проходит вертикально через центр тяжести объема V.

Закон Архимеда: результирующая P давления жидкости на поверхность погруженного (частично или полностью) в жидкость твердого тела направлена вертикально вверх (выталкивающая сила) и равна весу жидкости G в объеме $V_т$, которая вытесняется погруженным телом:

$$P = G = V_т\gamma = V_т\rho g,$$

где ρ и γ — плотность и удельный вес жидкости.

Относительный покой жидкости (поступательное и вращательное движение резервуаров с жидкостью)

Если резервуар с жидкостью движется поступательно с постоянным ускорением $\bar{a}$ (включая и случай, когда $\bar{a} = 0$) или вращается вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью, то жидкость находится в покое относительно стенок резервуара или системы координат, которая движется (или вращается) вместе с резервуаром. Такие задачи рассматривают в гидростатике, применяя дифференциальное уравнение (1) для давления. Однако в значения проекций X, Y и Z единичной массовой силы помимо проекции единичной силы земного тяготения $\bar{g}$ войдут еще и проекции единичной силы инерции, численно равной инерционному ускорению $a_и$:

$$\bar{a}_и = -\bar{a}; \quad |a_и| = |a|.$$

В случае $dp = 0$ дифференциальное уравнение для *поверхностей уровня*, т. е. поверхностей одинакового давления $p = \text{const}$,

$$X\,dx + Y\,dy + Z\,dz = 0.$$

Свойства поверхностей уровня:

1. Результирующий вектор единичной массовой силы, имеющий проекции X, Y и Z, всегда направлен нормально к поверхности уровня в данной ее точке и в сторону возрастания давления.
2. Существует бесчисленное множество поверхностей уровня, и они не пересекаются между собой.
3. Свободная поверхность жидкости (если она имеется) является поверхностью уровня с наименьшим давлением.

Поступательное перемещение резервуара с постоянным ускорением $\bar{a}$. В случае произвольного направления $\bar{a} = -\bar{a}_и$ (рис. 7).

$$Y = 0; \quad X = a_и \cos\alpha; \quad Z = a_и \sin\alpha - g,$$

поэтому

$$dp = \rho\,[a_и \cos\alpha\,dx + (a_и \sin\alpha - g)\,dz].$$

Для поверхностей уровня ($dp = 0$)

$$a_и \cos\alpha\,dx + (a_и \sin\alpha - g)\,dz = 0;$$

после интегрирования

$$z = \frac{a_и \cos\alpha}{g - a_и \sin\alpha}\,x + C;$$

это уравнение семейства плоскостей, параллельных оси y. Если x_0 и z_0 — координаты горизонтальной линии на свободной поверхности (см. рис. 7), то уравнение свободной поверхности имеет вид

$$z = z_0 + \frac{a_и \cos\alpha}{g - a_и \sin\alpha}\,(x - x_0).$$

Интегрируя уравнение (1) для dp и считая известным давление p_0 в точке (точнее — на линии) с координатами x_0 и z_0, получаем уравне-

ние для давления в любой точке жидкости при поступательном движении резервуара:

$$p = p_0 + \rho\,[a_и \cos\alpha\,(x - x_0) + (a_и \sin\alpha - g)\,(z - z_0)].$$

При горизонтальном перемещении резервуара ($\alpha = 0°$) с ускорением $a = \text{const}$

$$p = p_0 + \rho a\,(x - x_0) + (z_0 - z)\rho g,$$

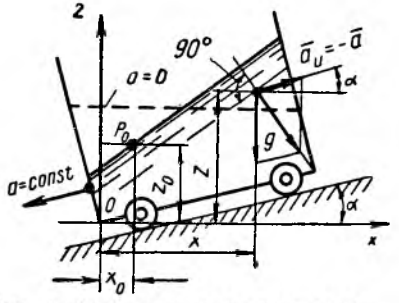


Рис. 7. Схема поступательного перемещения резервуара с жидкостью при произвольном направлении ускорения a

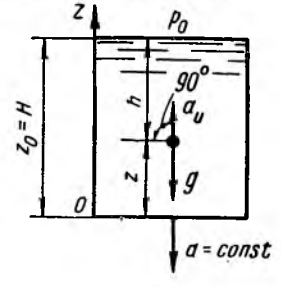


Рис. 8. Схема перемещения резервуара вниз с постоянным ускорением a

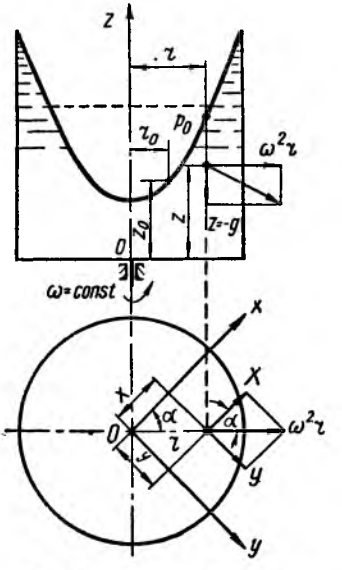


Рис. 9. Схема вращения резервуара вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω

а свободная поверхность удовлетворяет уравнению

$$z = z_0 + \frac{a}{g}(x - x_0).$$

При вертикальном перемещении резервуара вниз с ускорением $a = \text{const}$ ($\alpha = 90°$)

$$p = p_0 + \rho\,(g - a)\,(z_0 - z) = p_0 + \rho\,(g - a)\,h,$$

где h — расстояние по вертикали между рассматриваемой точкой жидкости и горизонтальной свободной поверхностью с давлением p_0 (рис. 8).

При ускоренном подъеме вверх сосуда с жидкостью

$$p = p_0 + \rho\,(g + a)\,h.$$

В случае равнозамедленного движения в уравнениях для p знак перед a (или перед $\bar{a}_и = -\bar{a}$) меняют на обратный.

Вращение резервуара вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω (рис. 9). В уравнении (1) в этом случае $X = \omega^2 x$, $Y = \omega^2 y$, $Z = -g$; давление в любой точке жидкости

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2}{2} (r^2 - r_0^2) + \rho g (z_0 - z),$$

где p_0 — известное давление в точке (точнее на окружности) с координатами z_0 и r_0; r — радиус, на котором расположена рассматриваемая точка.

В этом случае поверхности уровня являются параболоидами вращения:

$$z = z_0 + \frac{\omega^2}{2g} (r^2 - r_0^2).$$

где r_0 и z_0 — известные радиус и ордината точки на данной поверхности уровня (в частности, на свободной поверхности).

В случае больших угловых скоростей, когда $\omega^2 r \gg g$, поверхности уровня при любом направлении оси вращения приближаются к цилиндрическим поверхностям и описываются уравнением $r = \text{const}$, а давление зависит только от радиуса r:

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2}{2} (r^2 - r_0^2).$$

Этому же уравнению удовлетворяет случай вращения резервуара с жидкостью в условиях невесомости.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ГИДРОДИНАМИКА

Задачи и методы гидродинамики, основные понятия и соотношения

В общем случае задачей гидродинамики является определение скоростей и давлений для данного момента времени в любых точках пространства, через которое проходит поток жидкости (метод Эйлера), или для отдельных («отмеченных») частиц жидкости, заданных начальными параметрами (метод Лагранжа). Последующее решение задач технической гидродинамики осуществляется по методу Эйлера, причем в ряде случаев задача сводится к одноразмерной с введением необходимых поправок.

Различают два вида течения жидкости — неустановившееся (нестационарное) и установившееся.

При неустановившемся движении скорость v частиц и давление p в потоке зависят не только от координат x, y и z рассматриваемой точки пространства, но и от времени t, т. е.

$$v = f_v(x, y, z, t); \quad p = f_p(x, y, z, t).$$

Если скорость частиц жидкости и давление не меняются со временем в данном месте пространства, то такое движение потока называют установившимся или стационарным; для него

$$p = f_p(x, y, z); \quad v = f_v(x, y, z); \quad \frac{\partial v}{\partial t} = 0.$$

Оно, в свою очередь, может быть неравномерным и равномерным. Равномерное движение характеризуется постоянством скорости любой частицы потока $\left(v = \text{const}, \frac{dv}{dt} = 0\right)$.

Основная часть вопросов, рассматриваемых в технической гидродинамике, относится к области установившегося движения.

Линия тока — линия, проходящая в данный момент времени через такие частицы потока в их непрерывной последовательности, у которых векторы скоростей v_1, v_2 и т. д. являются касательными к этой линии

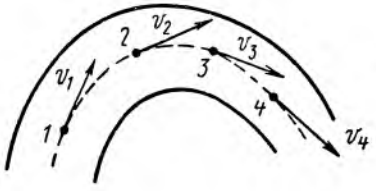


Рис. 10. Линия тока (штриховая линия)

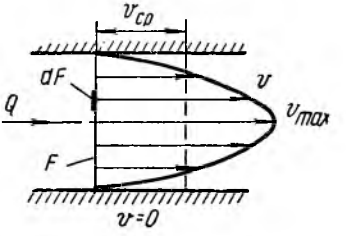


Рис. 11. Распределение местных скоростей по нормальному сечению потока при неравномерном поле скоростей

(рис. 10). При установившемся движении линия тока совпадает с траекторией расположенных на ней частиц.

Поверхность тока — поверхность, образованная линиями тока, которые проходят через все точки заданной в пространстве неподвижной линии.

Трубка тока — поверхность тока, проходящая через элементарный замкнутый контур. Поток внутри трубки тока составляет элементарную струйку. Ни одна из частиц элементарной струйки не может пересечь трубку тока, т. е. выйти из нее.

Нормальное или живое сечение потока — сечение потока в данном месте пространства поверхностью, нормальной ко всем линиям тока (к векторам скоростей всех частиц потока в этом месте).

Расход — количество жидкости (объемное, весовое или массовое), проходящее в единицу времени через данное нормальное сечение потока. В случае равномерного поля скоростей по нормальному сечению, когда скорости v всех частиц одинаковы, объемный расход $\left(\frac{м^3}{с}; \frac{м^3}{ч}; \frac{л}{с}\right)$

$$Q = vF,$$

где F — площадь нормального сечения.

Массовый расход $\left(\frac{кг}{с}\right)$

$$M = Q\rho.$$

Весовой расход $\left(\frac{кгс}{м^3}\right)$

$$G = Mg = Q\rho g = Q\gamma.$$

Местная скорость — скорость v частиц жидкости в данном месте пространства или в данной точке нормального сечения (рис. 11). В общем случае местные скорости не одинаковы в разных точках сечения, поэтому по значениям v можно находить лишь элементарные расходы dQ через элементы dF площади нормального сечения:

$$dQ = v\,dF.$$

Весь расход через нормальное сечение

$$Q = \int_F v\,dF.$$

Средняя скорость потока $v_{ср}$ — скорость фиктивного потока с равномерным полем скоростей по нормальному сечению, имеющего такой же расход Q, как и расход действительного потока с неравномерным полем скоростей (см. рис. 11):

$$Q = v_{ср}F = \int_F v\,dF;$$

$$v_{ср} = \frac{Q}{F} = \frac{\int_F v\,dF}{F}.$$

Таким образом, средняя скорость $v_{ср}$ есть отношение объемного расхода к площади нормального сечения F.

Уравнения движения жидкостей

Уравнение расхода или неразрывности. При неизменной плотности $\rho = \text{const}$ жидкости в части потока, ограниченного нормальными сечениями *I—I* и *II—II* (рис. 12), объемное количество Q жидкости, проходящей через оба сечения, должно быть одинаковым вследствие неразрывности потока:

$$Q_1 = Q_2 = Q = \text{const},$$

или

$$v_{1\,ср}F_1 = v_{2\,ср}F_2 = Q = \text{const}, \qquad (3)$$

где $v_{1ср}$ и $v_{2ср}$ — средние скорости в сечениях *I* и *II*; F_1 и F_2 — площади нормальных сечений *I* и *II*.

Уравнение расхода (3) позволяет найти для потока среднюю скорость $v_{ср}$ в любом сечении, площадь которого F известна, через скорость $v_{1ср}$ в исходном сечении площадью F_1:

$$v_{ср} = v_{1\,ср}\frac{F_1}{F}.$$

Если ρ меняется от сечения к сечению (например, у потока газа при больших перепадах давления), то сохраняется равенство масс $M_1 = \rho_1 Q_1$, входящей через сечение *I*, и $M_2 = \rho_2 Q_2$, выходящей через сечение *II*:

$$\rho_1 v_{1\,ср} F_1 = \rho_2 v_{2\,ср} F_2.$$

Аналогично для весового расхода получаем

$$M_1 g = M_2 g \quad \text{или} \quad Q_1 \rho_1 g = Q_2 \rho_2 g.$$

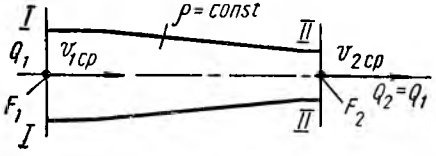


Рис. 12. Схема сплошного потока

Дифференциальное уравнение установившегося движения идеальной жидкости (*следствие уравнений Эйлера в гидродинамике*):

$$dU - \frac{1}{\rho} dp = \frac{1}{2} d(v^2),$$

где $dU = X\,dx + Y\,dy + Z\,dz$ — полный дифференциал потенциальной функции $U(x, y, z)$; X, Y и Z — проекции на оси координат единичной массовой силы.

Если на все частицы потока действует только единичная массовая сила g, вызванная полем земного тяготения, т. е. $Z = -g$; $X = 0$; $Y = 0$, то $dU = -g\,dz$. Тогда дифференциальное уравнение конкретизируется так:

$$g\,dz + \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} d(v^2) = 0.$$

Из него получается интеграл Эйлера

$$gz + \frac{1}{\rho} p + \frac{v^2}{2} = \text{const}, \qquad (4)$$

применимый ко всему пространству, заполненному потенциальным потоком идеальной жидкости, т. е. потоком, для которого справедлива потенциальная функция U.

Применяя уравнение (4) для частиц жидкости, расположенных на одной и той же траектории (т. е. для элементарной струйки), придем к *уравнению Бернулли для элементарной струйки* идеальной жидкости при установившемся движении

$$p + \rho g z + \rho \frac{v^2}{2} = \text{const}, \qquad (5)$$

или

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}.$$

Для выделенных двух сечений элементарной струйки идеальной жидкости уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}. \qquad (6)$$

Сумма членов в уравнении (5) представляет собой полную энергию единицы объема жидкости (удельную энергию), остающуюся неизменной вдоль элементарной струйки идеальной жидкости. Член $\rho\frac{v^2}{2}$ — это удельная кинетическая энергия, а сумма $p + \rho gz$ — удельная потенциальная энергия.

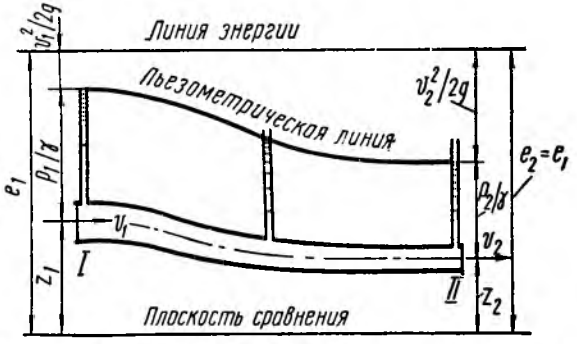


Рис. 13. Геометрическая интерпретация членов уравнения Бернулли (вдоль элементарной струйки идеальной жидкости)

Сумма членов уравнения вида (6) численно равна полной удельной энергии e единицы веса жидкости с разделением ее на кинетическую $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$ и потенциальную части.

Каждый из членов уравнения (6) имеет размерность длины, поэтому формально можно считать, что это высоты (рис. 13), отсчитываемые от одной и той же горизонтальной плоскости — *плоскости сравнения*. Если под p_1 и p_2 в уравнении Бернулли понимать избыточное давление, то величины p_1/γ и p_2/γ определяют уровни соответствующих пьезометров. Проведенная по этим уровням линия называется пьезометрической. Над пьезометрической линией на уровне $v^2/2g$ проходит линия полной энергии; для идеальной жидкости она горизонтальная (см. рис. 13).

Уравнение Бернулли для элементарной струйки вязкой жидкости. В вязкой жидкости появляется удельная потеря $h_п$ энергии при перемещении единицы веса (или единицы массы) жидкости из сечения *I* в сечение *II* элементарной струйки (рис. 14). Поэтому полная удельная энергия во втором сечении $e_2 < e_1$, так как $e_1 - e_2 = h_п$.

Отсюда $e_1 = e_2 + h_п$ или

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_п. \qquad (7)$$

Геометрическая интерпретация членов этого уравнения представлена на рис. 14. Так как потери энергии $h_п$ нарастают вдоль струйки, то линия энергии в этом случае обязательно нисходящая.

Уравнение Бернулли для больших потоков с неравномерным полем скоростей по нормальным и медленно изменяющимся вдоль потока сечениям имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_{1ср}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_{2ср}^2}{2g} + h_п, \qquad (8)$$

где обычно z_1 и z_2 — расстояния от плоскости сравнения до центров тяжести нормальных сечений *I* и *II*; p_1 и p_2 — давления в этих сечениях

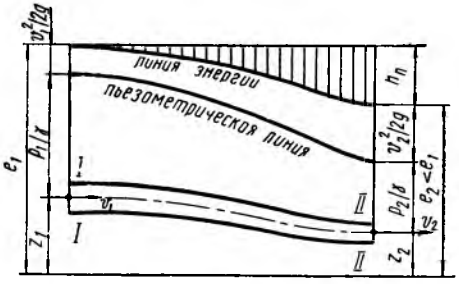


Рис. 14. Построение линии энергии и пьезометрической линии вдоль струйки вязкой жидкости

на уровне центров тяжести; $v_{1ср}$ и $v_{2ср}$ — средние скорости в сечениях *I* и *II*; α_1 и α_2 — безразмерные коэффициенты кинетической энергии (коэффициенты Кориолиса).

Для любого нормального сечения коэффициент α представляет собой отношение истинной кинетической энергии $E_к$, которой обладает секундная масса потока $Q\rho$, к кинетической энергии такой же массы, но имеющей скорость, равную $v_{ср}$:

$$\alpha = \frac{E_к}{Q\rho \dfrac{v_{ср}^2}{2}} = \frac{\int_F v^3\, dF}{v_{ср}^3 F}.$$

Всегда $\alpha \geqslant 1$.

Уравнение Бернулли для равномерного движения вязкой жидкости. В этом случае

$$\alpha_1 \frac{v_{1ср}^2}{2g} = \alpha_2 \frac{v_{2ср}^2}{2g},$$

поэтому на основании уравнения (8)

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + h_п.$$

При $p_1 \neq p_2$ — движение *напорное*, при котором возможен подъем потока вдоль по течению, т. е. $z_2 > z_1$ (рис. 15). При $p_1 = p_2 = p =$

= const движение *безнапорное*; уравнение Бернулли для него в случае равномерного движения имеет вид

$$z_1 = z_2 + h_п.$$

Согласно этому уравнению безнапорное движение возможно лишь при условии, когда $z_2 < z_1$, т. е. при снижении центров тяжести нормальных сечений. Равномерное безнапорное движение имеет место в открытых каналах и в трубах (обычно канализационных) при частичном их заполнении потоком. Напорное равномерное движение возможно в длинных трубопроводах постоянного диаметра при работе их полным сечением.

Уравнение Бернулли для относительного движения жидкости,

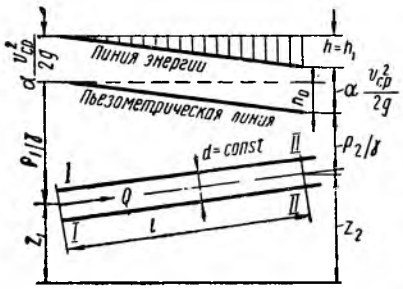


Рис. 15. Схема равномерного напорного движения жидкости

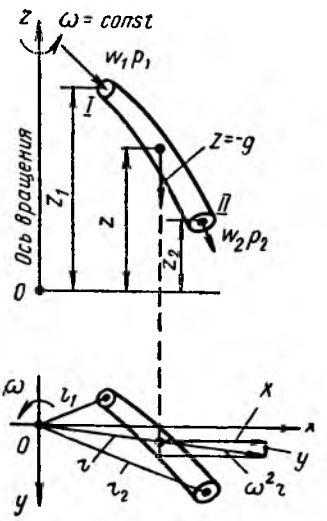


Рис. 16. Схема относительного движения жидкости внутри вращающегося канала

проходящей внутри вращающегося канала (рис. 16). Рассмотрим напорное движение жидкости внутри канала, вращающегося вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω при неизменных с течением времени величинах относительных скоростей w_1 и w_2 в сечениях *I* и *II* (рис. 16). Относительные скорости w определяются по отношению к сечениям канала, вращающимся вместе с ним.

В любом сечении канала (вращающейся элементарной струйки) для идеальной жидкости

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\omega^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} = \text{const},$$

где $u = \omega r$ — окружная скорость на радиусе r; w — относительная скорость, постоянная для данного сечения.

Для идеальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}. \qquad (9)$$

Для вязкой жидкости

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_2^2}{2g}+h_{\text{п}}, \qquad (10)$$

где $h_{\text{п}}$ — потеря энергии единицей веса жидкости внутри вращающегося канала при прохождении потока от сечения *I* к сечению *II*.

Уравнения (9) и (10) применяют при рассмотрении рабочего процесса в центробежных насосах, гидротурбинах и динамических гидропередачах.

Уравнение Бернулли для относительного движения жидкости, проходящей внутри поступательно движущегося канала. Для напорного потока в канале, движущегося поступательно с потоянным ускорением (или замедлением) a при неизменных относительных скоростях w_1 и w_2 в сечениях *I—I* и *II—II* (рис. 17) в случае идеальной жидкости,

$$z+\frac{p}{\gamma}+\frac{w^2}{2g}+\frac{a_x}{g}x+\frac{a_z}{g}z=\text{const},$$

где a_x и a_z — проекции a на движущиеся вместе с каналом оси координат.

В применении к сечениям *I* и *II* с координатами x_1, z_1 и x_2, z_2 (рис. 17)

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}+\frac{a_x}{g}x_1+\frac{a_z}{g}z_1=z_2+\frac{p_2}{\gamma}=\frac{w_2^2}{2g}+\frac{a_x}{g}x_2+\frac{a_z}{g}z_2. \qquad (11)$$

Если ускорение a направлено горизонтально ($a_z=0$; $a_x=a$), то

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}+\frac{a}{g}x_1=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}+\frac{a}{g}x_2. \qquad (12)$$

Для потока вязкой жидкости применяют уравнения (11) и (12) с добавлением в правую часть равенств удельной потери энергии $h_{\text{п}}$ при прохождении единицы веса жидкости на участке канала между сечениями *I* и *II*.

При равнозамедленном движении канала в уравнениях (11) и (12) знаки величин a, a_x и a_z изменяют на обратные. Эти уравнения используются при расчете коммуникаций для жидкости в самолетах, ракетах и т. п.

Уравнение Бернулли для неустановившегося движения жидкости. Такое уравнение можно применять лишь для *данного* момента времени.

Выделяя нормальные сечения *I* и *II* неподвижного канала (элементарной струйки) с напорным неустановившимся движением идеальной жидкости в нем и скоростями v_1 и v_2 (рис. 18), напишем

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{v_2^2}{2g}+h_{\text{и}}, \qquad (13)$$

где $h_{\text{и}}$ — инерционный напор;

$$h_{\text{и}}=\int_{l_1}^{l_2}\frac{\partial v}{\partial t}\,dl. \qquad (14)$$

Если внутри канала (трубы) постоянного сечения $F = \text{const}$, движение жидкости неустановившееся, то ускорение $\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{dv}{dt} = a$ будет одинаково по всей длине участка трубы $l = l_2 - l_1$, расположенного между сечениями *I* и *II*. Поэтому

$$h_и = \frac{a}{g} l.$$

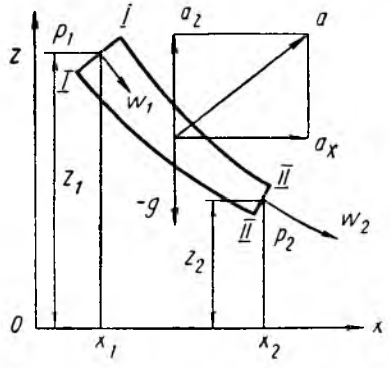


Рис. 17. Схема поступательного перемещения канала с движущейся внутри него жидкостью

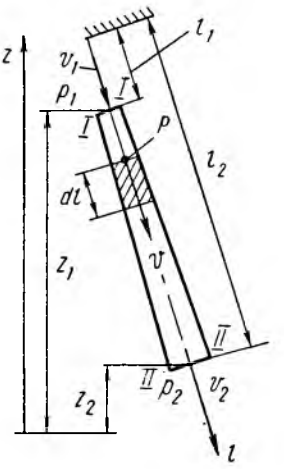


Рис. 18. К применению уравнения Бернулли при неустановившемся движении жидкости

Для вязкой жидкости из (13) следует

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_и + h_п, \qquad (15)$$

где $h_п$ — удельная потеря энергии на участке между сечениями *I* и *II* для данного момента времени.

В случае замедленного движения жидкости внутри неподвижного канала (трубы) в уравнениях (14) и (15) член $h_и$ отрицательный.

При неустановившемся движении несжимаемой жидкости уравнение расхода

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = Q$$

справедливо для *данного* момента времени.

Гидродинамическое подобие потоков; критерии подобия

В инженерной практике необходимо предварительно проверить на моделях и в модельных потоках работу проектируемых гидромашин, гидравлических устройств и сооружений, подвергающихся воздействию потока жидкости. На модельном потоке выявляют картину обтекания объекта потоком, определяют силовое воздействие на него потока, находят гидродинамические величины (напор или потери на-

пора, величины местного понижения давления и др.). Однако полученные результаты справедливы для натурного потока лишь при существовании гидродинамического подобия между модельным и натурным потоками. При полном гидродинамическом подобии должно существовать подобие силовых полей для двух потоков — натурного и модельного.

Обязательной предпосылкой динамического подобия является подобие геометрическое: как границы потоков, так и обтекаемые ими объекты в натуре и в модели должны быть геометрически подобными.

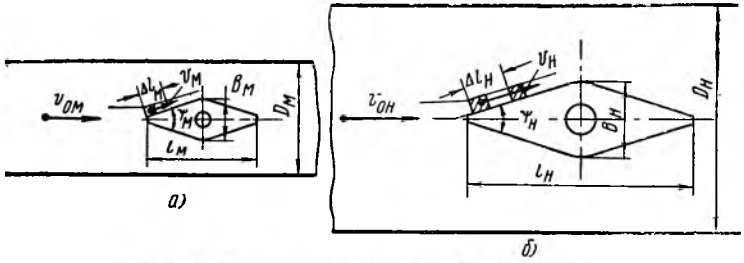


Рис. 19. Гидродинамическое подобие потоков:
а — модель; *б* — натура

Условия геометрического подобия: сходственные линейные элементы должны быть пропорциональными, а углы между ними одинаковыми (рис. 19):

$$l_м : l_н = D_м : D_н; \quad \psi^0_м = \psi^0_н.$$

Динамическое подобие обусловливает существование кинематического подобия, т. е. равенство соотношений скоростей в соответствующих точках натурного и модельного потоков и одинаковую относительную направленность векторов скоростей в этих точках.

Условие кинематического подобия (см. рис. 19):

$$v_{0м} : v_{0н} = v_м : v_н; \quad \bar{v}_м \parallel \bar{v}_н.$$

При кинематическом подобии существует подобие и линий тока для сходственных участков модельного и натурного потоков.

Полного динамического подобия потоков практически невозможно получить. Поэтому ограничиваются частичным гидродинамическим подобием, т. е. осуществлением одинакового соотношения тех сил, которые в данном случае определяют основной характер потока. Например, для потоков, не имеющих свободной поверхности, определяющими соотношениями могут являться: отношение сил инерции J к силам вязкости T и отношение сил давления P к силам инерции J, а в случае потоков со свободной поверхностью — отношение сил инерции к силам тяжести G.

Отношение двух сил численно выражается через соответствующие критерии подобия. Так, например, $J : T = k\,\mathrm{Re}$, где k — коэффициент пропорциональности; Re — критерий вязкостного подобия или критерий Рейнольдса. Поэтому условием вязкостного подобия двух пото-

ков (частичное гидродинамическое подобие по равенству соотношений сил инерции к силам вязкости) является равенство чисел Рейнольдса для натурного $Re_н$ и модельного $Re_м$ потоков:

$$Re_н = Re_м.$$

В общем случае

$$Re = \frac{l v_0}{\nu}, \tag{16}$$

где l — характерный линейный размер потока (или тела, обтекаемого потоком); v_0 — характерная скорость потока, например, средняя; ν — кинематическая вязкость жидкости.

Обычно для потоков принимают

$$l = 4R_г, \tag{17}$$

где гидравлический радиус

$$R_г = \frac{F}{П_{см}}, \tag{18}$$

здесь F — площадь нормального сечения потока; $П_{см}$ — периметр той части нормального сечения, которая совпадает с граничными твердыми стенками (смачиваемый периметр).

Для потоков круглого сечения (в заполненных трубах)

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \tag{19}$$

где v — средняя скорость потока в трубе; d — внутренний диаметр трубы.

Отношение сил давления P к силам инерции пропорционально критерию или числу Эйлера Eu:

$$P : J = k_E Eu,$$

где k_E — коэффициент пропорциональности.

Критерий Эйлера

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho v_0^2},$$

где Δp — разность давлений в двух точках потока; ρ — плотность жидкости; v_0 — характерная (обычно средняя) скорость потока

Частичное динамическое подобие по силам давления (по критерию Эйлера) обусловливается равенством чисел Эйлера для модельного и натурного потоков:

$$Eu_м = Eu_н$$

или

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho v_0^2}\right)_м = \left(\frac{\Delta p}{\rho v_0^2}\right)_н.$$

Критерий Эйлера характерен для напорных потоков при больших числах Рейнольдса.

Для безнапорных потоков, имеющих свободную поверхность с атмосферным давлением, определяющим условием частичного динамического подобия может быть равенство соотношений сил тяжести G к силам инерции J (условие гравитационного подобия) для модельного и натурного потоков:

$$\left(\frac{G}{J}\right)_{\text{м}} = \left(\frac{G}{J}\right)_{\text{н}}.$$

Эти отношения пропорциональны критерию гравитационного подобия или числу Фруда:

$$\frac{G}{J} = k_F \,\text{Fr},$$

где k_F — коэффициент пропорциональности.

Число Фруда

$$\text{Fr} = \frac{v_0^2}{gl},$$

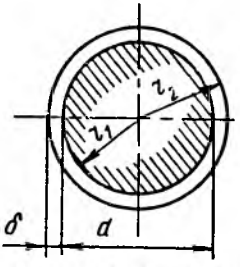


Рис. 20. Кольцевая щель

где v_0 — характерная скорость; l — характерный линейный размер потока или обтекаемого им тела; g — ускорение свободного падения.

Таким образом, условием гравитационного подобия является равенство чисел Фруда для модельного ($\text{Fr}_{\text{м}}$) и натурного ($\text{Fr}_{\text{н}}$) потоков:

$$\left(\frac{v_0^2}{gl}\right)_{\text{м}} = \left(\frac{v_0^2}{gl}\right)_{\text{н}}.$$

Существуют и иные критерии подобия.

Режимы движения жидкости

Возможны два режима движения потока реальной (вязкой) жидкости. При малых скоростях потока, имеющего сравнительно небольшие нормальные сечения, возможен *ламинарный* режим движения: в этом случае поток состоит из тонких слоев жидкости, а в пределах слоя — из элементарных струек, не перемешивающихся друг с другом. Принято считать, что при ламинарном режиме частицы жидкости, составляющие элементарные струйки или слои, не переходят в соседние.

При *турбулентном* режиме в потоках, движущихся с большой скоростью, или в потоках больших сечений не существует струйной структуры потока, происходит непрерывное и беспорядочное перемещение частиц жидкости из одного слоя в другой.

Для гидравлических расчетов потока важно знать, каков режим его движения.

В случае потоков, движущихся в трубах круглого сечения, ламинарный режим имеет место при $\text{Re} \leqslant \text{Re}_{\text{кр}} = 2300$ [см. формулу (19)], т. е. в тех случаях, когда в потоке определяющими силами являются силы вязкости.

Для потока в трубах некруглого сечения (квадратного, прямоугольного) $\text{Re}_{\text{кр}}$ близко к $\text{Re}_{\text{кр}}$ круглых труб. Значение Re находят по формулам (16), (17) и (18), принимая за характерную скорость v_0 среднюю скорость потока $v_{\text{ср}}$. По этим формулам, например, для потока кольце-

вого сечения малой ширины (кольцевая щель шириной δ, см. рис. 20) при смоченном периметре ее $\Pi_{см} = 2\pi d$ гидравлический радиус

$$R_г = \frac{F}{\Pi_{см}} = \frac{\pi d\delta}{2\pi d} = \frac{\delta}{2};$$

число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{v_{ср} \cdot 4R_г}{\nu} = \frac{v_{ср} \cdot 2\delta}{\nu}.$$

В трубе постоянного сечения, начинающейся от резервуара, при неизменном расходе Q образуются два участка потока — первый от резервуара участок, так называемый начальный, на котором движение жидкости неравномерное, и последующий участок — с равномерным движением жидкости.

Ламинарный режим потоков в трубах

При ламинарном режиме поток на входе в трубу круглого сечения диаметром d (рис. 21) формируется так, что там создается равномерное поле скоростей по всему нормальному сечению потока (за исключением бесконечно тонкого слоя у стенок трубы, где имеет место прилипание

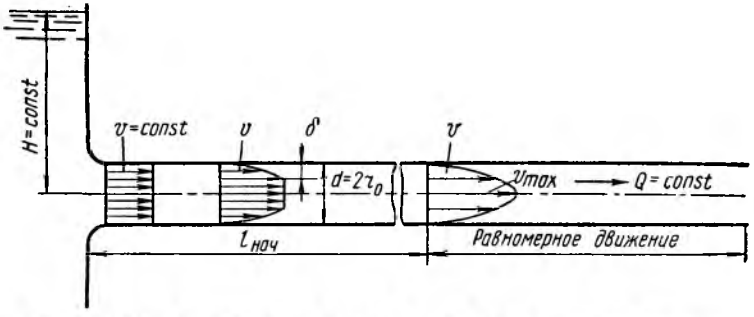


Рис. 21. Схема формирования потока в трубе при ламинарном режиме

жидкого слоя, т. е. его скорость $v = 0$). В последующих сечениях центральный участок с равномерным полем скоростей (ядро потока) уменьшается и вытягивается из-за тормозящего действия слоя, прилипшего к стенкам трубы. При этом возрастает толщина слоя δ, на который распространяется торможение, обусловленное стенками трубы. Этот слой называют пограничным. На расстоянии $l_{нач}$ от входа в трубу значение δ доходит до $\delta = \frac{d}{2}$, т. е. ядро сечения полностью ликвидируется; с этого момента начинается равномерное движение жидкости в трубе.

При ламинарном режиме длина начального участка

$$l_{нач} \approx 0{,}029\,\mathrm{Re}\,d.$$

Поле скоростей v в любом сечении за начальным участком имеет параболическую форму с максимальной скоростью по оси трубы

$$v_{max} = 2v_{ср}. \tag{20}$$

На радиусе r трубы

$$v = \frac{\Delta p}{4l\mu}\left(\frac{d^2}{4} - r^2\right), \tag{21}$$

где Δp — перепад давления на участке горизонтальной трубы длиной l; μ — динамическая вязкость жидкости.

С учетом (21) для равномерного движения потока в трубе круглого сечения при ламинарном режиме коэффициент кинетической энергии $\alpha = 2$. В этом же случае потери напора на гидравлическое трение $h_п = h_l$ на участке трубы диаметром d и длиной l, входящие в уравнение (8), определяют по формуле

$$h_l = \frac{32\nu l v_{ср}}{d^2 g},$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости; g — ускорение свободного падения.

Заменяя $v_{ср}$ на $Q \Big/ \frac{\pi d^2}{4}$, получим явную зависимость h_l от d трубы при ламинарном режиме:

$$h_l = \frac{128\nu l Q}{\pi d^4 g}.$$

Для трубы кольцевого сечения (см. рис. 20) поле скоростей v на участке равномерного движения при ламинарном режиме определяется уравнением

$$v = \frac{\Delta p}{4l\mu}\left(r_1^2 - r^2 + \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\ln\frac{r}{r_1}\right),$$

где величины Δp, l и μ — те же, что и в формуле (21).

Потери напора $h_п = h_l$ вычисляют по формуле

$$h_l = \frac{8\nu l v_{ср}}{g} : \left(r_2^2 + r_1^2 - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\right).$$

При ламинарном течении жидкости в плоской щели высотой δ (плоская труба неограниченной ширины) потери напора на участке равномерного движения протяженностью l

$$h_l = \frac{12\nu l v_{ср}}{g\delta^2}.$$

Ламинарный режим может существовать при протекании жидкости в трубах и щелях малого сечения, в капиллярах, в смазочном слое гидродинамических подшипников.

Турбулентный режим потоков в трубах

Турбулентный режим характеризуется пульсацией местных скоростей во всех точках пространства внутри трубы, по которой проходит поток постоянного расхода Q (это же справедливо и для безнапорных потоков, т. е. потоков в каналах, реках и пр.). Однако осредненная за малый, но конечный интервал времени местная скорость v, направленная вдоль оси трубы, будет величиной постоянной, если $Q = \text{const}$. Поэтому при этих условиях турбулентный поток можно считать квазиустановившимся, и к нему допустимо применять уравнение (8).

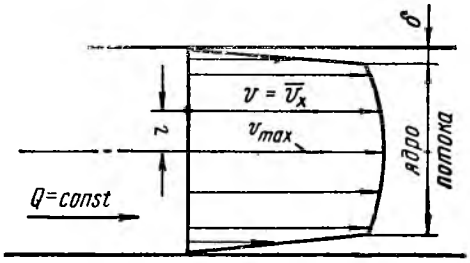


Рис. 22. Поле скоростей в трубе при турбулентном режиме

Поле осредненных местных скоростей v по нормальному сечению трубы при турбулентном режиме представлено на рис. 22; оно более выравнено, чем при ламинарном режиме, и с ростом числа Рейнольдса отношение $v_{ср}/v_{max}$ возрастает: например, при $Re = 10^4$ отношение $v_{ср}/v_{max} = 0{,}79$, а при $Re = 3 \cdot 10^4$ $v_{ср}/v_{max} = 0{,}88$; для ламинарного же режима по формуле (20) $v_{ср}/v_{max} = 0{,}5$.

Турбулентный поток в трубе по структуре поля осредненных местных скоростей можно условно разделить на две части: на основной поток, имеющий сравнительно небольшое уменьшение v с ростом радиуса r от нуля (турбулентное ядро потока), и на пристеночный кольцевой слой малой толщины δ (см. рис. 22), где имеет место большой отрицательный градиент скорости и интенсивное ее уменьшение до нуля. Этот слой иногда называют пограничным слоем в трубе или пограничной пленкой.

Равномерное движение в трубе постоянного диаметра d при расходе $Q = \text{const}$ и турбулентном режиме возникает за участком, начинающимся от выхода потока из резервуара, длиной

$$l_{нач} \approx 0{,}7d\sqrt[4]{\text{Re}}\,.$$

Практически $l_{нач} \approx (20 \div 40)\,d$ в зависимости от первоначальной структуры потока и шероховатости трубы.

При турбулентном режиме в трубе в выражении для удельной кинетической энергии $e_к = \alpha \dfrac{v_{ср}^2}{2g}$ коэффициент кинетической энергии $\alpha \approx 1{,}03 \div 1{,}05$.

Потеря напора на участке длиной l при турбулентном режиме

$$h_l = \frac{\lambda l v_{ср}^2}{d \cdot 2g}, \qquad (22)$$

где $v_{ср} = \frac{4Q}{\pi d^2}$; зависимость h_l от d в явном виде

$$h_l = \frac{8}{\pi^2 g} \cdot \frac{\lambda l Q^2}{d^5} = 0{,}0827 \frac{\lambda l Q^2}{d^5}. \qquad (23)$$

В формуле (23) величины l и d должны быть выражены в м, расход Q — в м³/с, тогда h_l — в м.

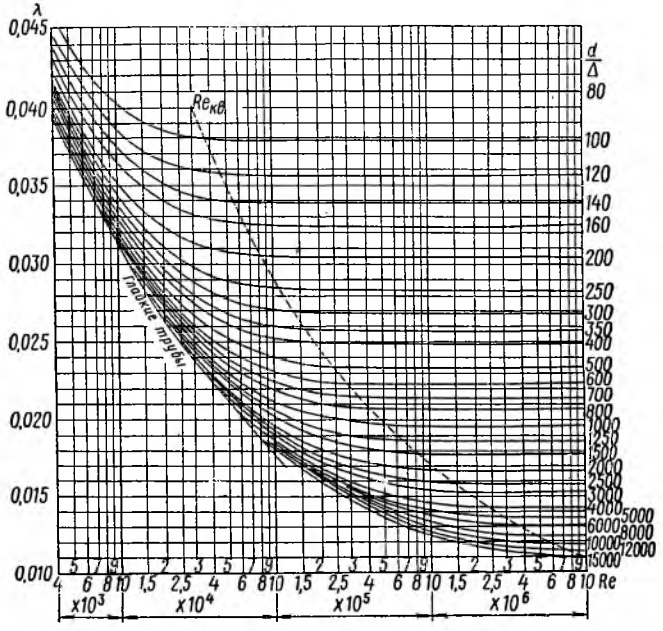


Рис. 23. Коэффициенты гидравлического трения для труб (график ВТИ — Мурина)

В формулах (22) и (23) безразмерную величину λ называют коэффициентом гидравлического трения в трубе, он в общем случае зависит от Re и относительной шероховатости трубы $\varepsilon = \frac{\Delta}{d}$, где Δ — высота выступов внутри трубы (абсолютная шероховатость); d — внутренний диаметр трубы. Величина $d/\Delta = 1/\varepsilon$ называется гладкостью трубы.

Если $\Delta < \delta$ (см. рис. 22), то λ не зависит от шероховатости (режим гидравлически гладкой трубы), а зависит только от значения Re.

Формулы (22) и (23) могут быть использованы для вычисления потерь напора h_l и при ламинарном режиме, если принять

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}.$$

Значения λ в функции числа Re для стальных труб при $d/\Delta = \text{const}$ представлены на рис. 23 [5]. Нижняя огибающая линия определяет значения λ для гидравлически и технически гладких труб, не имеющих выступов шероховатости (внутренняя поверхность волнистая); обычно это цельнотянутые латунные, свинцовые, стеклянные или пластиковые трубы.

Для гидравлически гладких труб при $\text{Re} \leqslant 10^5$ по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}};$$

по формуле Конакова [4], пригодной до значения $\text{Re} = 3{,}2 \cdot 10^6$,

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}8 \lg \text{Re} - 1{,}5)^2}.$$

Кривые для λ, расположенные над линией гладких труб (см. рис. 23) до перехода их в горизонтальные линии, определяют переходную область, в которой λ зависит от Re и шероховатости. Правее переходной области, где $\lambda \approx \text{const}$ при различных Re, имеет место квадратичная область или область полностью шероховатых труб, для которой по формуле Нидурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d}{\Delta} + 1{,}14\right)^2} \tag{24}$$

или по формуле Шифринсона

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25}. \tag{25}$$

2. Значения величины эквивалентной шероховатости Δ

Материал трубы и состояние внутренних стенок	Δ, мм	$\Delta_{ср}$, мм
Стальная бесшовная новая	0,01—0,02	0,014
Стальная сварная новая	0,03—0,12	0,05
после нескольких лет эксплуатации	0,15—0,3	0,2
старая заржавевшая	0,80—1,5	1,0
Стальная оцинкованная новая	0,10—0,20	0,15
после нескольких лет эксплуатации	0,40—0,70	0,50
Чугунная новая асфальтированная	0,08—0,26	0,12
Чугунная без покрытия новая	0,20—0,50	0,30
бывшая в употреблении	0,5—1,5	1,0
Деревянная из тщательно оструганной клепки	0,10—0,30	0,15
из обычной клепки	0,3—1,0	0,5
из неоструганных досок	1,0—2,5	2,0
Фанерная новая	0,02—0,05	0,03
Асбоцементная новая	0,05—0,10	0,08

Примечание. $\Delta_{ср}$ — среднее значение Δ.

В формулах (24) и (25) Δ — эквивалентная шероховатость, она определяется по табл. 2 [1].

Значения λ, вычисленные по формуле (24), даны в табл. 3.

3. Значения λ для квадратичной области при различной гладкости труб $\frac{d}{\Delta}$

$\frac{d}{\Delta}$	λ	$\frac{d}{\Delta}$	λ	$\frac{d}{\Delta}$	λ
100	0,0379	1 100	0,0192	2 500	0,0159
200	0,0304	1 200	0,0188	3 000	0,0153
300	0,0269	1 300	0,0184	3 500	0,0148
400	0,0249	1 400	0,0181	4 000	0,0144
500	0,0230	1 500	0,0178	5 000	0,0137
600	0,0223	1 600	0,0176	6 000	0,0132
700	0,0216	1 700	0,0173	7 000	0,0128
800	0,0207	1 800	0,0171	8 000	0,0125
900	0,0202	1 900	0,0169	9 000	0,0122
1 000	0,0197	2 000	0,0167	10 000	0,0120

А. Д. Альтшуль [1] предложил универсальную формулу для всех областей турбулентного режима:

$$\lambda = 1 : \left(1{,}8 \lg \frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}\,\frac{k_1}{d} + 7}\right)^2,$$

где $k_1 \approx 0{,}1\Delta$ (см. табл. 2).

Местные сопротивления и потери напора в них

Местными сопротивлениями называются такие участки трассы для потока (например, в трубопроводе) сравнительно небольшой протяженности, где происходит существенное изменение сечений потока или его направления. Это сопровождается, как правило, интенсивным вихреобразованием и появлением местной потери напора $h_п = h_м$ [см. уравнение (7)]:

$$h_м = \zeta \frac{v^2}{2g}, \qquad (26)$$

где v — средняя скорость потока в сечении, взятом вне области местного сопротивления (до или после него); ζ — коэффициент местного сопротивления.

Величина ζ зависит от геометрической формы местного сопротивления и от значения Re (практически при $\mathrm{Re} \geqslant 10^5$ коэффициент ζ можно принимать постоянным); в некоторых же случаях ζ зависит от шероховатости стенок трассы на участке местного сопротивления и от структуры потока перед ним.

Местные сопротивления можно разделить на 4 группы.

1-я группа. Сопротивления, не изменяющие направления потока.

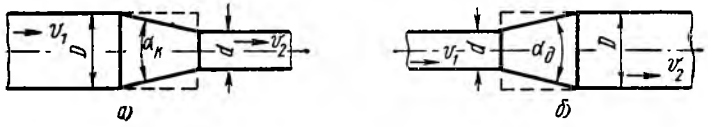
1. *Прямолинейные конфузорные переходы, включающие внезапное сужение трубопровода* (рис. 24, *а*).

Потеря напора

$$h_м = \zeta_к \frac{v_2^2}{2g},$$

где v_2 — средняя скорость в узкой части трубы диаметром d.

В табл. 4 приведены значения ζ, полученные при $Re = \frac{v_2 d}{\nu} = 5 \cdot 10^5$ [7]; они зависят от угла конусности $\alpha_к$ конфузорного перехода и от соотношения его диаметров D/d.



а *б*

Рис. 24. Переходы трубопроводов:
а — конфузорные переходы и внезапное сужение (штриховой контур); *б* — диффузорные переходы и внезапное расширение (штриховой контур)

2. *Прямолинейные диффузорные переходы, включающие внезапное расширение трубопровода* (рис. 24, *б*).

Потеря напора в них

$$h_м = k_д \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \zeta_д \frac{v_1^2}{2g};$$

$$\zeta_д = k_д \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2$$

Коэффициент $k_д = 1{,}03 \div 1{,}0$ в случае внезапного расширения ($\alpha_д = 180°$) и $D/d \geqslant 1{,}25$. Значения коэффициентов $\zeta_д$ при $Re = \frac{v_1 d}{\nu} = 5 \cdot 10^5$ приведены в табл. 5 [7].

3. *Прямолинейные конфузорно-диффузорные переходы* (рис. 25). Их применяют для уменьшения диаметра затвора (регулятора расхода), помещаемого в узкую часть конфузорно-диффузорного перехода, с одновременным увеличением чувствительности регулирования потока затвором. Их используют также в качестве расходомерных устройств.

Потеря напора в них

$$h_м = \zeta_{кд} \frac{v_D^2}{2g},$$

где v_D — средняя скорость во входном (или выходном) сечении перехода диаметром D. Значения $\zeta_{кд}$ симметричных ($\alpha_к = \alpha_д$) прямолинейных конфузорно-диффузорных переходов при $Re = \frac{vd}{\nu} = 5 \cdot 10^5$ даны в табл. 6 для случая, когда $l = d$ [8].

2-я группа. Сопротивления, изменяющие направление потока

1. *Сварные колена* (рис. 26, *а*). В табл. 7 приведены значения $\zeta = \zeta_{гл}$ для колен из гладких труб (латунь, медь, свинец) и $\zeta = \zeta_ш$ для колен из шероховатых труб (чугун, сталь).

4. Коэффициенты сопротивления $\zeta_к$ прямолинейных конфузорных переходов

D/d	Значения $\zeta_к$ при $\alpha_к^\circ$								
	5	10	15—50	60	75	90	120	150	180
1,25	0,067	0,054	0,04	0,058	0,076	0,094	0,131	0,167	0,190
1,5	0,064	0,052	0,05	0,072	0,104	0,138	0,202	0,246	0,255
1,75	0,07	0,051	0,046	0,064	0,110	0,162	0,250	0,319	0,364
2,0	0,071	0,047	0,044	0,068	0,127	0,174	0,268	0,352	0,408
2,5	0,084	0,048	0,044	0,074	0,136	0,184	0,278	0,362	0,420
3,0	0,093	0,053	0,050	0,079	0,142	0,190	0,285	0,367	0,427

5. Коэффициенты сопротивления $\zeta_д$ прямолинейных диффузорных переходов

D/d	Значения $\zeta_д$ при $\alpha_д^\circ$									
	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70—180
1,25	0,018	0,014	0,018	0,026	0,037	0,050	0,096	0,107	0,110	0,115
1,5	0,058	0,074	0,118	0,163	0,192	0,215	0,257	0,295	0,318	0,320
1,75	0,083	0,125	0,168	0,212	0,253	0,296	0,381	0,438	0,466	0,468
2,0	0,098	0,155	0,221	0,294	0,348	0,393	0,470	0,537	0,565	0,575
2,5	0,130	0,197	0,264	0,330	0,396	0,463	0,579	0,680	0,715	0,725
3,0	0,145	0,224	0,300	0,375	0,450	0,525	0,675	0,756	0,794	0,815

6. Коэффициенты сопротивления $\zeta_{кд}$ симметричных прямолинейных конфузорно-диффузорных переходов

D/d	Значения $\zeta_{кд}$ при $\alpha_к = \alpha_д^\circ$									
	5	10	15	20	30	40	60	90	120	180
1,25	0,193	0,136	0,134	0,152	0,267	0,355	0,448	0,534	0,633	0,786
1,5	0,588	0,507	0,648	0,851	0,267	1,56	1,99	2,24	2,685	2,958
1,75	1,236	1,145	1,59	2,23	3,259	3,96	4,76	5,735	6,70	8,04
2,0	2,33	2,365	3,30	4,85	6,69	7,91	9,90	11,82	13,39	16,5

7. Коэффициенты сопротивления сварных гладких ($\zeta_{гл}$) и шероховатых ($\zeta_ш$) колен

α°	$\zeta_{гл}$	$\zeta_ш$	α°	$\zeta_{гл}$	$\zeta_ш$
5	0,016	0,024	30	0,130	0,165
10	0,034	0,044	45	0,236	0,320
15	0,042	0,062	60	0,471	0,684
20	0,057	0,11	90	1,129	1,265

8. Коэффициенты сопротивления для отводов с поворотом по радиусу R на угол $\alpha = 90°$

R/d	$\zeta_{гл}$	$\zeta_ш$	R/d	$\zeta_{гл}$	$\zeta_ш$
1	0,23	0,51	6	0,08	0,18
2	0,14	0,30	10	0,09	0,20
4	0,10	0,23	—	—	—

2. *Отводы* (рис. 26, *б*). Значения коэффициентов сопротивления для отводов двух видов шероховатости ($\zeta_{гл}$ и $\zeta_{ш}$) помещены в табл. 8. Они справедливы при повороте потока отводом на угол $\alpha = 90°$. Если отвод поворачивает поток на угол $\alpha \neq 90°$, то данные табл. 8 следует умножить на коэффициент m:

$\alpha°$	45	60	90	120	135	180
m	0,627	0,782	1,0	1,162	1,216	1,408

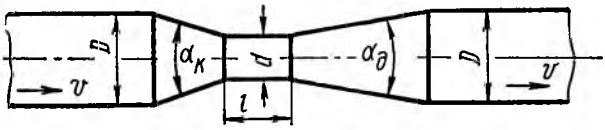


Рис. 25. Прямолинейные конфузорно-диффузорные переходы

3-я группа. Сопротивления, в которых происходит слияние или разделение потоков

1. *Приточные тройники* (рис. 27) делят поток с расходом Q на два — прямой с расходом $Q_{пр}$ и ответвленный с расходом $Q_{от}$; соответствующие удельные потери напора

$$h_{м\,пр} = \zeta_{пр}\frac{v^2}{2g}; \quad h_{м\,от} = \zeta_{от}\frac{v^2}{2g}, \tag{27}$$

где v — средняя скорость потока Q до его разветвления; $\zeta_{пр}$ и $\zeta_{от}$ — коэффициенты сопротивления, зависящие при данной форме тройника от соотношения расходов $Q_{от}/Q$.

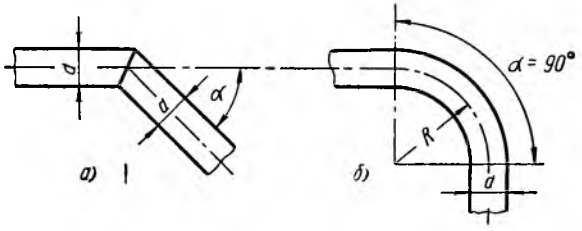


Рис. 26. Местные сопротивления, изменяющие направления потока:

а — колена; *б* — отводы

На рис. 28 приведены графики $\zeta_{пр}$ и $\zeta_{от}$ для приточных тройников, имеющих одинаковую площадь всех сечений.

2. *Вытяжные тройники* (рис. 28) обеспечивают слияние двух потоков с расходами $Q_{пр}$ и $Q_{от}$ в один с расходом Q: $Q_{пр} + Q_{от} = Q$.

Потери напора в них $h_{м\,пр}$ и $h_{м\,от}$ определяют по формуле (27); значения $\zeta_{пр}$ и $\zeta_{от}$ можно определить по рис. 28 при постоянстве всех сечений тройника и неизменном угле α. Отрицательные значения $\zeta_{пр}$ и $\zeta_{от}$ означают, что соответствующий поток не теряет, а увеличивает

свою энергию за счет энергии того потока, с которым он сливается.

Помимо тройников, показанных на рис. 27 и 28, существуют иные формы тройников, а также узлов разветвлений для большего числа потоков.

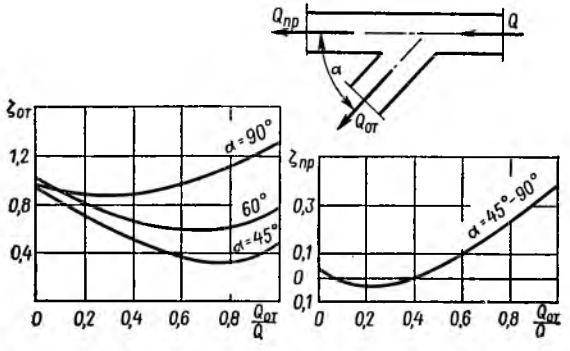


Рис. 27. Приточные тройники и графики их коэффициентов сопротивления

4-я группа. Сопротивления с переменной формой проточной части

В эту группу входят все регулирующие и запорные устройства для потоков жидкостей — регуляторы расхода и давления, затворы и пр.

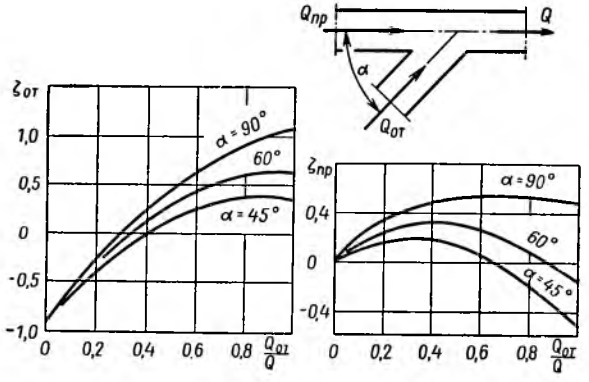


Рис. 28. Коэффициенты сопротивления вытяжных тройников

Изменение положения клапана в этих устройствах приводит к изменению формы их проточной части.

Потери напора $h_м$ во всех этих устройствах определяют по формуле (26), в которой v — средняя скорость потока на входе или выходе из устройства, если к нему примыкает трубопровод того же диаметра, что и на входе.

1. *Шаровые затворы* (регуляторы расхода) могут иметь внешние очертания клапана различной формы; наиболее распространены сферические клапаны (рис. 29, *а*); коэффициенты сопротивления ζ [см. формулу (26)] зависят от угла поворота клапана на закрытие α [7]:

$\alpha°$	0	10	20	30	40	50	60	70	80
ζ	0,02	0,21	1,07	3,35	9,2	24	65	204	494

2. *Дисковые затворы с плоскими дисками и неподвижными обтекателями* (рис. 29, *б*). Для них величины ζ минимальны при полном

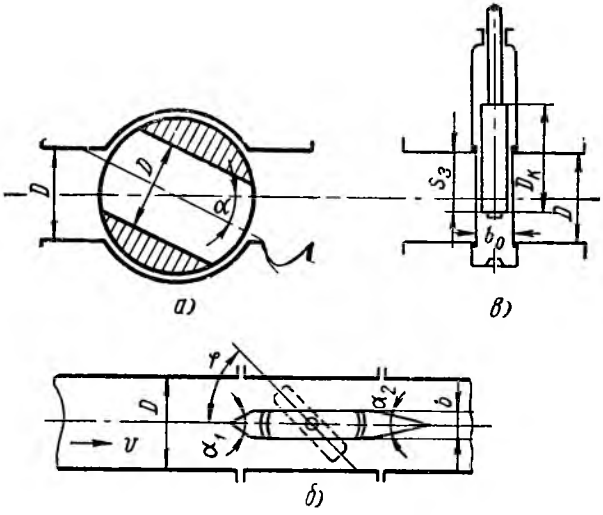


Рис. 29. Местные сопротивления с переменной формой проточной части:
а — шаровой затвор; *б* — дисковый затвор с плоским диском и неподвижными обтекателями; *в* — задвижка

открытии по сравнению с другими формами дисковых затворов; коэффициенты ζ зависят от относительной толщины b/D дисков и формы обтекателей; их значения при $b/D = 0{,}25$ и углах обтекателей $\alpha_1 = 40°$ (передний обтекатель), $\alpha_2 = 20°$ (задний обтекатель) и различных углах φ поворота клапана на закрытие приведены ниже:

$\varphi°$	0	5	10	20	30	40	50	60	70
ζ	0,14	0,52	1,2	4,5	13,2	40	160	660	1700

3. *Задвижки.* При полностью открытом клапане ζ зависит от формы выемки в корпусе под клапан и от входного диаметра D задвижки; его осредненные значения следующие:

D, *мм*	25	50	100	150	200	300
ζ	0,23	0,16	0,14	0,12	0,08	0,07

Для промежуточных положений клапана задвижки значения ζ зависят от степени закрытия клапана $S_з/D$ ($S_з$ — перемещение клапана на закрытие) и от отношения $D_к/D$ ($D_к$ — диаметр клапана). Для плоскопараллельной задвижки (рис. 29, *в*) ($D = 202$ мм, $D_к/D = 1{,}14$; ширина выемки под клапан $b_0 = 0{,}406D$) значения ζ приведены ниже:

$S_з/D$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ζ	0,07	0,13	0,34	0,71	0,31	2,5	5,0	10,1	31,0	200

Коэффициенты ζ иных местных сопротивлений приведены в работе [3]; гидравлические характеристики затворов (регуляторов расхода) и элементов трубопроводов — в работе [7].

Гидравлический расчет трубопроводов

Простые трубопроводы не имеют ответвлений и могут быть постоянного диаметра d. При расчете предполагаем, что известны приведенная абсолютная шероховатость стенок трубы Δ (см. табл. 2), кинематическая вязкость жидкости ν и длина трубопровода l; гидравлическим расчетом выявляем одну из трех величин (две другие предполагаем выбранными): пропускную способность трубопровода (расход) Q диаметр d или напор H.

В общем случае напор H расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводе (в них входят потери напора на гидравлическое трение h_l и сумма местных потерь $\Sigma h_м$) и на создание скоростного напора $\alpha\frac{v^2}{2g}$ на выходе из трубопровода, т. е.

$$H = h_l + \Sigma h_м + \alpha\frac{v^2}{2g}.$$

Для удобства расчета заменим величину $\Sigma h_м + \alpha\frac{v^2}{2g}$ эквивалентной потерей напора на гидравлическое трение в такой же трубе длиной $\Delta l_{эк}$:

$$\Delta h_{l_{эк}} = \frac{\lambda\Delta l_{эк}}{d}\frac{v^2}{2g} = \Sigma h_м + \alpha\frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g}(\Sigma\zeta + \alpha),$$

откуда

$$\Delta l_{эк} = \frac{\lambda}{d}(\Sigma\zeta + \alpha) \approx \frac{\lambda}{d}(\Sigma\zeta + 1). \qquad (28)$$

Тогда

$$H = h_{l_{эк}} = \frac{\lambda l_{эк}}{d}\frac{v^2}{2g} = 0{,}0827\lambda\frac{l_{эк}}{d^5}Q^2, \qquad (29)$$

где $l_{эк} = l + \Delta l_{эк}$.

Если d и Q известны, то необходимый напор H определяем по формуле (29), предварительно найдя величины λ и $\Delta l_{эк}$ с помощью графика ВТИ — Мурина (см. рис. 23) при известном числе Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{4Q}{\pi d\nu}$. Если известны d и H, то в уравнении (29) значение λ

сначала подставляем из формул (24) или (25), предполагая, что трубопровод работает в квадратичном режиме, т. е. когда λ не зависит от Re (можно и по графику Мурина на рис. 23 для данного значения d/Δ при самых больших Re). Затем, определяя

$$Q = \sqrt{\frac{H d^5}{0{,}0827 \lambda l_{эк}}}, \qquad (30)$$

находим Re и проверяем по графику Мурина, удовлетворяется ли предположение о квадратичном режиме. Если этого нет, то по Re находим скорректированное значение λ, а по нему корректируем величину $\Delta l_{эк}$ и снова находим Q по уравнению (30), т. е. используем метод последовательных приближений.

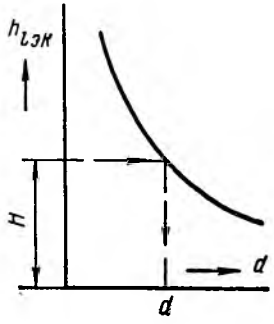


Рис. 30. К определению диаметра d простого трубопровода

Если известны Q и H, то диаметр d находим графически: задаемся несколькими (как правило, тремя) диаметрами и вычисляем по каждому из них величину $h_{l_{эк}}$ в соответствии с формулой (28). Затем строим график $h_{l_{эк}} = f(d)$ (рис.30), откладываем по оси ординат известную величину H и проводим на ее уровне горизонталь до пересечения с кривой $h_{l_{эк}} = f(d)$.

Изложенные методы расчета предполагают существование турбулентного режима для потока в трубопроводе — основного режима в технических трубопроводах, имеющего место при $Re \geqslant 2300$. Если же $Re \leqslant 2300$, то потеря напора при ламинарном режиме

$$H = h_{l_{эк}} = \frac{32 \nu l_{эк} v}{d^2 g} = \frac{164 \nu l_{эк} Q}{\pi d^4 g},$$

где $l_{эк} = l + \Delta l_{эк}$; $\Delta l_{эк} = \frac{64}{Re}(\Sigma\zeta + 2)$, $\Sigma\zeta = \frac{\Sigma A}{Re}$; A — постоянная данного местного сопротивления при ламинарном режиме (ее значения приведены в специальных гидравлических справочниках).

Возможно такое расположение трубопровода, когда его приподнятая часть будет расположена выше пьезометрической линии (рис. 31), т. е. в этой части будет вакуум. Такой трубопровод называется сифонным; для него помимо обычного гидравлического расчета при напоре H необходима проверка на отсутствие кавитации (наименьшее давление в нем, обычно в сечении 0, должно быть больше давления насыщенных паров $p_{нп}$). Это давление определяется из уравнения Бернулли:

$$p_0/\gamma \approx \frac{p_{ат}}{\gamma} - H\frac{l_1}{l} - H_0,$$

где l_1 — длина восходящей линии трубопровода (до сечения 0); l — вся длина сифонного трубопровода.

Для последовательного соединения труб (рис. 32) из уравнения Бернулли следует, что напор

$$H \approx \frac{p_1}{\gamma} = \sum_1^n h_{l_{эк}} = 0{,}0827Q^2 \sum_1^n \frac{\lambda l_{эк}}{d^5},$$

где n — число последовательных участков.

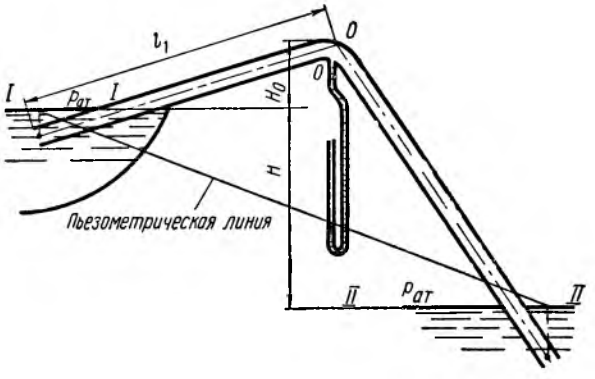


Рис. 31. Схема сифонного трубопровода

Расчет трубопровода из последовательно соединенных участков производится изложенными выше методами для трубопровода постоянного диаметра, если известны значения d остальных участков.

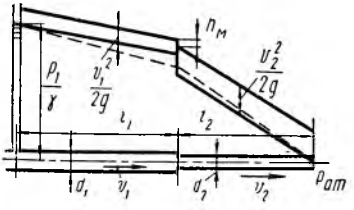


Рис. 32. Схема последовательного соединения труб

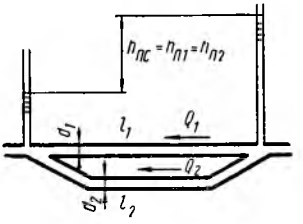


Рис. 33. Схема параллельного соединения труб

Сложные трубопроводы содержат участки, имеющие разветвление труб, в частности, участок с ветвями, составляющими параллельное соединение (рис. 33).

Основное свойство параллельного соединения: потери напора в ветвях равны между собой, т. е. каждая из них является удельной потерей $h_{пс}$ для всего потока с расходом $Q = \sum_{i=1}^{i=n} Q_i$, где n—число ветвей параллельного соединения.

Расходы Q_1 и Q_2 при любом числе n в двух ветвях параллельного соединения удовлетворяют уравнению

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{\lambda_2 l_{2\,эк} d_1^5}{\lambda_1 l_{1\,эк} d_2^5}} \approx \sqrt{\frac{l_{2\,эк} d_1^5}{l_{1\,эк} d_1^5}}, \qquad (31)$$

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты гидравлического трения ветвей; $l_{1эк}$ и $l_{2эк}$ — эквивалентные длины ветвей; d_1 и d_2 — их диаметры.

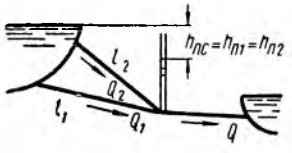


Рис. 34. Схема параллельного соединения при разомкнутых входных участках труб

Основное свойство параллельного соединения, а также уравнение (31) остаются справедливыми и в случае разомкнутых ветвей на выходе или на входе потока, если разомкнутые выходные концы находятся на одном уровне или разомкнутые входные участки примыкают к одному и тому же резервуару (рис. 34).

Введение участка параллельного соединения в простом трубопроводе уменьшает потери напора в пределах участка. Следствием этого является или увеличение расхода по всему трубопроводу, если напор $H = \sum h_п = h_{l_0} + h_{пс} + h_{l'_0} = \text{const}$ (рис. 35), или уменьшение исходного напора, если расход $Q = \text{const}$.

Если разомкнутые участки параллельного соединения находятся на различных уровнях или питаются от резервуаров, имеющих разные

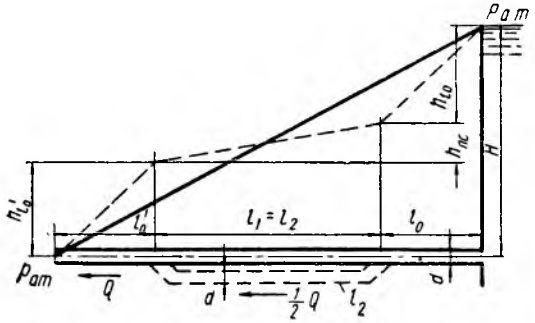


Рис. 35. Схема уменьшения потерь напора на участке, где вводится параллельное соединение

уровни, то расчет сложного трубопровода такого типа осуществляется по схеме задачи о трех резервуарах (рис. 36). При решении этой задачи предполагают сначала простейший из трех ее вариантов — высота h_0 до уровня пьезометра в точке разветвления 0 (рис. 36) равна высоте h_2 до уровня 2-го резервуара: $h_0 = h_2$. В этом случае расход во второй ветви $Q_2 = 0$, поэтому $Q_1 = Q_3$, но величины Q_1 и Q_3 определяют независимо друг от друга из уравнений

$$h_1 - h_2 = h_{п1} = 0{,}0827\lambda_1 l_1 \frac{Q_1^2}{d_1^5}; \qquad h_2 - h_3 = h_{п3} = 0{,}0827\lambda_3 l_3 \frac{Q_3^2}{d_3^5}.$$

В итоге может оказаться, что $Q_1 > Q_3$ или $Q_1 < Q_3$, тогда осуществляют вторичное решение с помощью системы уравнений: для $Q_1 > Q_3$ при $h_0 > h_2$

$$Q_1 = Q_2 + Q_3;$$

$$h_1 - h_0 = h_{п1} = 0{,}0827\lambda_1 l_1 \frac{Q_1^2}{d_1^5};$$

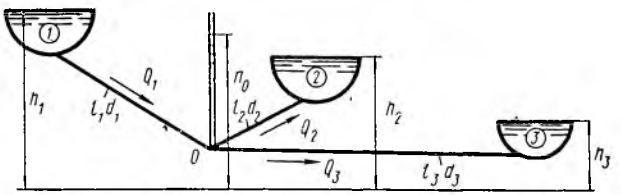


Рис. 36. Схема сложного трубопровода (задача о трех резервуарах)

$$h_0 - h_2 = h_{п2} = 0{,}0827\lambda_2 l_2 \frac{Q_2^2}{d_2^5};$$

$$h_0 - h_3 = h_{п3} = 0{,}0827\lambda_3 l_3 \frac{Q_3^2}{d_3^5};$$

для $Q_1 < Q_3$ при $h_0 < h_2$

$$Q_1 + Q_2 = Q_3;$$

$$h_1 - h_0 = h_{п1} = 0{,}0827\lambda_1 l_1 \frac{Q_1^2}{d_1^5};$$

$$h_2 - h_0 = h_{п2} = 0{,}0827\lambda_2 l_2 \frac{Q_2^2}{d_2^5};$$

$$h_0 - h_3 = h_{п3} = 0{,}0827\lambda_3 l_3 \frac{Q_3^2}{d_3^5}.$$

Иногда такую систему четырех уравнений решить можно проще с применением графического метода, базирующегося на использовании характеристик участков труб длиной l_1, l_2 и l_3. Характеристика трубы — это графическая зависимость между потерями напора $h_{пx}$ в трубе и переменным расходом потока Q_x. Для турбулентного режима при больших значениях Re, когда $\lambda \approx$ const, характеристика трубы — квадратичная парабола.

Истечение жидкости через отверстия и насадки

Истечение через малые отверстия. Скорость v струи, выходящей через отверстие из большого резервуара, определяется на основании уравнения Бернулли по формуле

$$v = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}, \qquad (32)$$

где ζ — коэффициент сопротивления, учитывающий местные потери напора (очень небольшие) на участке формирования струи; $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$ — коэффициент скорости; H — напор, под которым происходит истечение.

В общем случае напор (рис. 37)

$$H = \left(H_0 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \frac{p_2}{\gamma};$$

в частности, при $p_1 = p_2$ $H = H_0$.

Отверстие считается малым, если величина напора H во много раз больше линейных размеров отверстия (например, диаметра d_0 круглого отверстия).

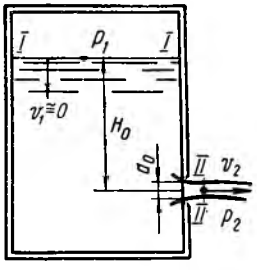


Рис. 37. Схема истечения струи через отверстие

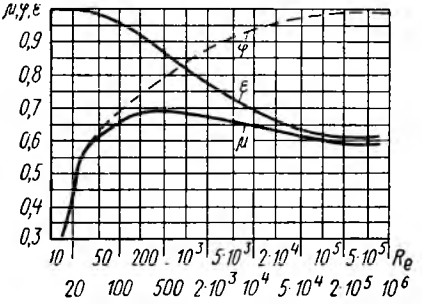


Рис. 38. Зависимости коэффициентов истечения для круглого отверстия с острой кромкой от числа Рейнольдса

Струя на выходе претерпевает сжатие, обусловленное поворотом периферийных ее частиц на 90° и появлением при этом центробежных сил. Поэтому сечение струи f_c меньше площади отверстия f_0.

Величина $f_c/f_0 = \varepsilon$ называется коэффициентом сжатия струи.

Расход жидкости через отверстие

$$Q = f_c v = f_0 \varepsilon \varphi \sqrt{2gH} = \mu f_0 \sqrt{2gH}, \qquad (33)$$

где $\mu = \varphi\varepsilon$ — коэффициент расхода.

Гидравлические коэффициенты истечения μ, φ, ε, ζ зависят от формы отверстия и от состояния его кромки, а также от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_0 = \frac{d_0\sqrt{2gH}}{\nu}$.

Величина $\sqrt{2gH} = v_т$ — теоретическая скорость струи (скорость струи при отсутствии потерь напора, т. е. при $\zeta = 0$).

Для круглого отверстия с острой кромкой величины μ, φ и ε в функции Re_0 представлены на рис. 38; при $\mathrm{Re} \geqslant 10^5$ можно принять $\mu \approx$ $\approx 0{,}6 \div 0{,}61$; $\varepsilon \approx 0{,}62 \div 0{,}63$; $\varphi \approx 0{,}97$, т. е. $\zeta \approx 0{,}06$.

Истечение через насадки. Насадки — короткие трубы различной формы, приставленные к отверстию в стенке резервуара. Скорость v истечения через насадок определяется по формуле (32), а расход Q — по формуле (33). Гидравлические коэффициенты истечения μ, φ, ε и ζ зависят от формы насадка и числа Рейнольдса. Ниже приведены значения этих коэффициентов при больших числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} > 10^4$) для различных насадков.

Внешний цилиндрический насадок (рис. 39, *а*). Его длина $l = (2 \div 3)\,d$. При напорах H, меньших предельного напора $H_{\text{пр}}$, внутри

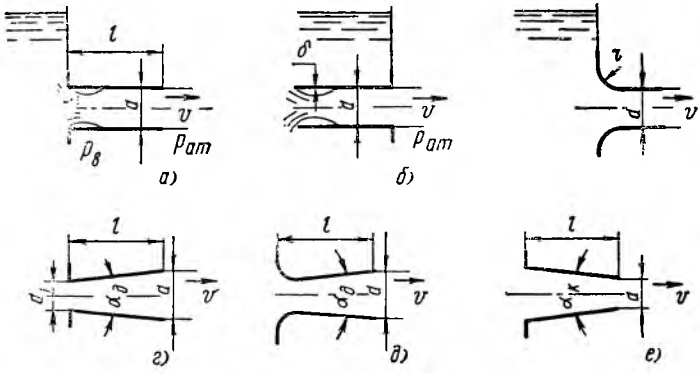


Рис. 39. Различные формы насадков:
а — внешний цилиндрический; *б* — внутренний цилиндрический; *в* — цилиндрический со скругленным входом; *г* — диффузорный; *д* — диффузорный со скругленным входом; *е* — конфузорный

насадка создается вакуум вследствие сжатия струи при входе в насадок. Если струя из насадка вытекает в атмосферу с давлением $p_{\text{ат}}$, то $H_{\text{пр}} \approx \approx \dfrac{p_{\text{ат}} - p_{\text{нп}}}{0{,}75\gamma}$, где $p_{\text{нп}}$ — давление насыщенных паров.

При $H < H_{\text{пр}}$ сжатие струи на выходе из насадка отсутствует ($\varepsilon = 1$), а коэффициент сопротивления $\zeta \approx 0{,}5$, поэтому $\varphi = \mu \approx 0{,}82$. Если $H \geqslant H_{\text{пр}}$, то струя протекает через насадок, не касаясь его стенок, следовательно, происходит истечение через отверстие.

Внутренний цилиндрический насадок (рис. 39, *б*) с тонкими стенками ($\delta < 0{,}005d$) и $H < H_{\text{пр}}$ имеет коэффициенты истечения $\varepsilon = 1$, $\zeta \approx 1$, $\mu = \varphi \approx 0{,}71$. Предельный напор $H_{\text{пр}} \approx \dfrac{p_{\text{ат}} - p_{\text{нп}}}{0{,}94\gamma}$.

При $H \geqslant H_{\text{пр}}$ коэффициент расхода $\mu \approx 0{,}51$. Если $\delta \geqslant 0{,}05d$, то коэффициенты истечения и $H_{\text{пр}}$ становятся такими же, как и у внешнего цилиндрического насадка.

Цилиндрический насадок со скругленным входом (рис. 39, *в*). При радиусе закругления $r > 0{,}3d$ в этом насадке практически отсутствует внутреннее сжатие струи, поэтому давление внутри насадка выше, чем давление на выходе. Насадки такой формы обладают высоким коэффициентом скорости ($\varphi = 0{,}97 \div 0{,}99$) при $\varepsilon = 1$, т. е. при $\mu = \varphi$.

*

Конические расходящиеся (диффузорные) насадки (рис. 39, *г*, *д*). При углах конусности $\alpha_д \geqslant 15°$ у таких насадков наступает отрыв струи от стенок, т. е. возникает истечение через отверстие. При $\alpha_д \leqslant 15°$ давление внутри насадка существенно меньше, чем на выходе из него, поэтому предельные напоры $H_{пр}$ у диффузорных насадков меньше, чем у внешнего цилиндрического насадка. Коэффициенты расхода $\mu = \varphi$ при $H \leqslant H_{пр}$ существенно зависят от соотношения диаметров d/d_1 и относительной длины l/d насадка (или угла $\alpha_д$). Диффузорные насадки со скругленным входом (рис. 39, *д*) обеспечивают наиболее высокие расходы по сравнению с насадками других типов, имеющих одинаковый диаметр входа d_1; коэффициенты μ для них даны в табл. 9.

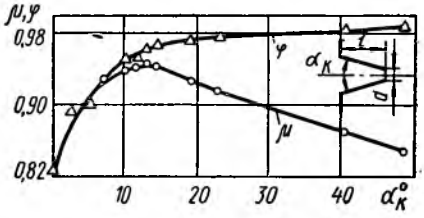


Рис. 40. Зависимости коэффициентов расхода μ и скорости φ для конфузорных насадков от $\alpha_к$

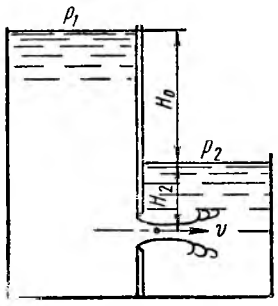


Рис. 41. Схема истечения под уровень

9. Коэффициенты расхода μ диффузорных насадков со скругленным входом

$\frac{l}{d_1}$	Значения μ при $\alpha_д$					
	3	5	7,5	10	12,5	15
4,9	0,86	0,83	0,71	0,57	0,45	0,32
9,8	0,73	0,61	0,44	0,32	0,22	0,15
14,7	0,62	0,45	0,29	0,18	0,12	0,08

Конические сходящиеся (конфузорные) насадки (рис. 39, *е*). При малых углах конусности ($\alpha_к \to 0$) внутри конфузорного насадка существует пониженное давление, а значение коэффициента расхода приближается к $\mu = 0{,}82$ внешнего цилиндрического насадка. Значения μ и φ для конфузорных насадков длиной $l \approx 2{,}7d$ даны на рис 40. Наибольший коэффициент расхода $\mu = 0{,}945$ при $\varphi = 0{,}96$ и $\varepsilon = 0{,}985$ имеет насадок с углом $\alpha_к \approx 13°$.

В случае истечения под уровень (рис. 41) через отверстие или насадок формулы (32) и (33) для скорости v струи на выходе и для расхода Q остаются справедливыми, как и значения всех гидравлических коэффициентов. В этом случае напор H не зависит от заглубления H_2 под

уровень отверстия; значение его по-прежнему определяется уравнением

$$H = \left(\frac{p_1}{\gamma} + H_0\right) - \frac{p_2}{\gamma},$$

где H_0 — разность уровней в резервуарах, сообщающихся через отверстие в стенке (см. рис. 41); p_1 и p_2 — давления на поверхности жидкости в резервуарах.

Гидравлический удар в трубопроводах

Быстрое изменение скорости в одном месте длинного трубопровода, обусловленное, например, работой соответствующего регулирующего или запорного устройства, может привести к существенным колебаниям давления во всем трубопроводе — к появлению гидравлического удара.

Теоретически при мгновенном перекрытии потока, движущегося в трубопроводе со скоростью v, происходит мгновенное изменение давления в трубопроводе у места регулирования на величину $p_{уд}$. По формуле Н. Е. Жуковского

$$p_{уд} = \rho v a, \tag{34}$$

где ρ — плотность жидкости; $a = \dfrac{a_0}{\sqrt{1 + \dfrac{D}{\delta} \cdot \dfrac{E_w}{E}}}$ — скорость распространения волны ударного давления вдоль трубопровода; здесь $a_0 = \sqrt{\dfrac{E_w}{\rho}}$ — скорость распространения звука в жидкости; D — внутренний диаметр трубы; δ — толщина стенок; E_w — объемный модуль упругости жидкости; E — модуль упругости материала стенок трубы.

Для воды при температуре $t \approx 10°$ С $a_0 = 1435$ м/с.

Если при частичном перекрытии трубопровода скорость мгновенно уменьшается на величину Δv, то возникает ударное давление

$$\Delta p_{уд} = \rho \, \Delta v a.$$

Возникшее у места регулирования или перекрытия потока ударное давление $p_{уд}$ (или $\Delta p_{уд}$) распространяется со скоростью a в обе стороны трубопровода от места регулирования — против потока (положительный прибавок давления $+p_{уд}$) и по потоку (отрицательный прибавок $-p_{уд}$).

Колебательный процесс изменения давления и скорости потока в том или ином сечении трубопровода при гидравлическом ударе состоит из четырех фаз. Их последовательность на участке трубопровода от затвора до резервуара, из которого питался трубопровод до перекрытия (рис. 42, *а*), такова. В момент перекрытия потока у затвора полностью гасится скорость потока v, а это по теореме импульсов вызывает мгновенное возрастание давления на величину $p_{уд}$ в соответствии с формулой (34). Волна ударного давления $+p_{уд}$ распространяется в направлении резервуара и достигает его через время $t_1 = l/a$, где l — длина этого участка трубопровода. К моменту времени t_1 (отсчет времени ведется от момента мгновенного закрытия) давление распространяется на весь участок длиной l, а скорость v во всех его сечениях

становится равной нулю — наступает окончание 1-й фазы гидравлического удара. Вслед за этим от резервуара пойдет по трубопроводу отраженная волна, снимающая величину $p_{уд}$ (если не считать потери на гидравлическое трение в трубопроводе из-за возникновения скорости v обратного направления).

К моменту времени $t_2 = 2l/a$ отраженная волна пройдет путь l и достигнет затвора — закончится 2-я фаза гидравлического удара. Затем от затвора пойдет волна отрицательного ударного давления $-p_{уд} = -\rho va$ (см. рис. 42) вследствие гашения скорости v обратного направления. К моменту времени $t_3 = 3l/a$ эта волна достигнет резервуара — закончится 3-я фаза гидравлического удара. Вслед за ней начнется последняя, 4-я фаза, когда теоретически в трубопроводе (начиная от резервуара) давление и скорость равны их значениям, существовавшим до момента закрытия. Таким образом, время одного цикла гидравлического удара $t_ц = 4l/a$. На рис. 43 представлены идеальные диаграммы изменения давления по времени (считая от момента закрытия) для двух сечений трубопровода: a — у затвора со стороны резервуара; 2 — на расстоянии $l/2$, т. е. на середине пути от затвора к резервуару. В действительности гидравлический удар является затухающим колебательным процессом вследствие потерь энергии из-за гидравлического трения и неидеальной упругости жидкости и стенок трубопровода при их деформации под действием давления $\pm p_{уд}$.

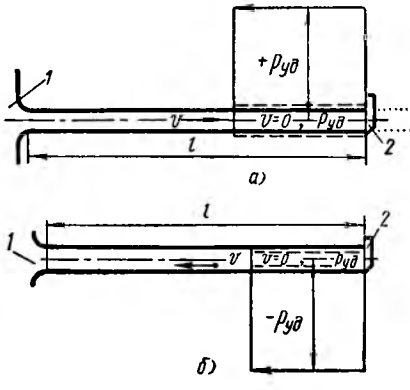


Рис. 42. Фазы гидравлического удара: a — первая (распространение волны с $+p_{уд}$); $б$ — третья (распространение волны с $-p_{уд}$); 1 — резервуар; 2 — задвижка

При времени закрытия затвора $t_з \leqslant \dfrac{2l}{a}$ максимальное возрастание давления в трубопроводе $p_{max} = p_{уд} = \rho va$ (прямой гидравлический удар).

Если $t_з > \dfrac{2l}{a}$, то $p_{max} < p_{уд}$ (непрямой гидравлический удар).

Предполагая уменьшение скорости в трубопроводе пропорциональным времени $t_з$, можно величину p_{max} при непрямом ударе определить по формуле

$$p_{max} = p_{уд}\frac{2l}{at_з} = \rho v\frac{2l}{t_з}.$$

Как следует из формулы, снижение давления p_{max} при гидравлическом ударе можно осуществить, увеличивая время закрытия $t_з$ или уменьшая длину l участка между регулирующим органом и резервуа-

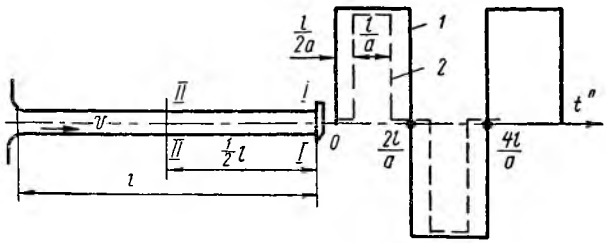


Рис. 43. Изменение давления с течением времени в данном сечении трубопровода, вызванное гидравлическим ударом:
1 — для сечения *I—I* у затвора; *2* — для сечения *II—II* по середине трубопровода

ром. Резервуаром, от которого отражается волна 1-й фазы гидравлического удара, могут быть специальные устройства вблизи места регулирования, снабженные воздушными колпаками.

Сила воздействия потока на ограничивающие его стенки

Результирующая сила P воздействия установившегося потока жидкости на ограничивающие поток твердые стенки (рис. 44) определяется векторным уравнением

$$\bar{P} = Q\rho(\bar{v}_1 - \bar{v}_2) + \bar{p}_1F_1 + \bar{p}_2F_2 + \bar{G}, \qquad (35)$$

где Q — объемный расход жидкости; ρ — плотность; v_1 и p_1 — скорость и давление во входном сечении участка потока площадью F_1; v_2 и p_2 — скорость и давление в выходном сечении площадью F_2; G — вес жидкости в объеме, расположенном между входным и выходным сечениями. $Q\rho = M$, т. е. это масса жидкости, проходящая в 1 с через входное и выходное сечения рассматриваемого участка потока, который направляется твердыми стенками.

Силу $\bar{P}$ можно представить как векторную сумму двух групп сил — динамических $\bar{P}_д$ и статических $\bar{P}_{ст}$:

$$\bar{P} = \bar{P}_д + \bar{P}_{ст}; \qquad (36)$$

$$\bar{P}_д = M\bar{v}_1 - M\bar{v}_2; \qquad (37)$$

$$\bar{P}_{ст} = \bar{p}_1F_1 + \bar{p}_2F_2 + \bar{G}. \qquad (38)$$

Величину силы P можно определить по ее проекциям P_x, P_y и P_z на координатные оси, а для потока, имеющего вертикальную плоскость симметрии,— по двум проекциям P_x и P_z:

$$P_x = P_{ст\,x} + P_{дx}; \qquad (39)$$

$$P_z = P_{ст\,z} + P_{дz}, \qquad (40)$$

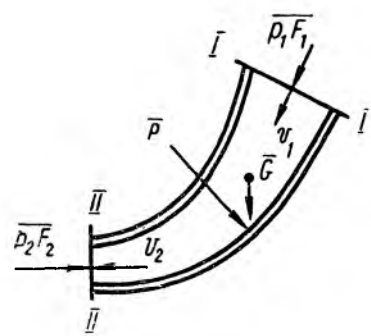


Рис. 44. Силовое воздействие потока на ограничивающие его стенки

где $P_{ст\,x}$ и $P_{ст\,z}$ — проекции группы статических сил; $P_{дx}$ и $P_{дz}$ — проекции группы динамических сил.

В уравнениях (35) и (38) давления p_1 и p_2 являются избыточными по отношению к давлению, существующему на наружной, т. е. несмоченной, поверхности стенок, ограничивающих поток жидкости. Поэтому в случае отрицательного избыточного давления (вакуума) во входном или выходном сечениях потока силы $\bar{p}F$ меняют знак.

Ниже рассмотрены некоторые частные случаи применения уравнения (35) и вытекающих из него уравнений (36)—(40).

Определение силы P, передающейся от потока на анкерную опору трубопровода. Анкерную опору обычно ставят в том месте, где трубопровод изменяет свое направление, т. е. там, где расположено колено (рис. 45, *а*), которое может свободно соединяться с остальным трубопроводом. На рис. 45, *б* показано векторное решение задачи построением многоугольников для групп сил $\bar{P}_{ст}$ и $\bar{P}_д$ в соответствии с уравнениями (37) и (38). Линия действия результирующей силы $\bar{P}$, которая передается на анкерную опору, параллельна ее направлению, полученному из параллелограмма для групп сил $\bar{P}_{ст}$ и $\bar{P}_д$.

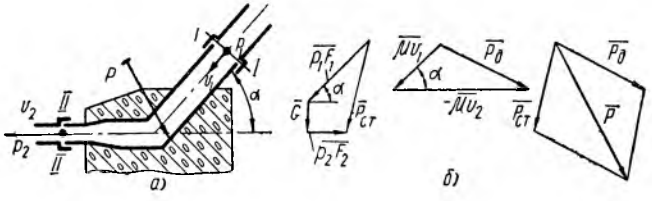


Рис. 45. Сила воздействия потока на анкерную опору трубопровода:

а — схема анкерной опоры; *б* — силовые многоугольники

Сила реакции струи, вытекающей из резервуаров (рис. 46). Уравнения (37) и (38) применяют к сечениям *I—I* (по уровню жидкости в резервуаре) и *II—II* (по струе, на выходе из резервуара), в которых избыточные давления $p_1 = p_2 = 0$, скорость $v_1 = 0$. Поэтому $\bar{P}_д = -M\bar{v}_2$, $\bar{P}_{ст} = \bar{G}$ (направлена вертикально вниз); $\bar{P}_д$ и есть сила реактивного воздействия вытекающей струи на резервуар, направленная противоположно скорости $v_2 = v$ (скорости струи); ее значение можно определить по формуле

$$P_д = Q\rho v = \rho v^2 f_c,$$

где f_c — площадь нормального сечения струи.

Пренебрегая потерями напора, возникающего при формировании струи, можно принять $v \approx \sqrt{2gH}$, тогда

$$P_д = 2f_c H\rho g = 2f_c p_c,$$

где p_0 — избыточное давление жидкости в резервуаре на уровне оси отверстия, через которое выходит струя.

Сила воздействия струи на плоскую стенку. Пусть свободная струя встречает преграду в виде плоской стенки, наклоненной к горизонту под углом α (рис. 47). Если пренебречь весом части струи, прилегающей к стенке, и учесть, что давления в сечении $I—I$ и в круговом сечении

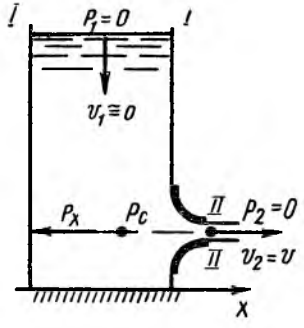


Рис. 46. Схема реактивного действия струи, вытекающей из резервуара

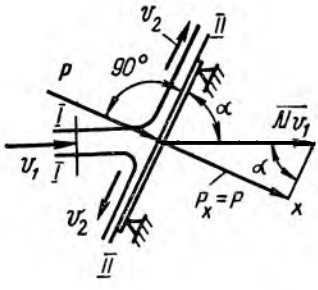


Рис. 47. Сила воздействия струи на плоскую стенку

$II—II$ равны атмосферному (избыточные давления $p_1 = p_2 = 0$), то из уравнения (38) следует, что $P_{ст} = 0$, т. е. искомая сила $P = P_д$. При отсутствии силы трения струи о поверхность стенки результирующая сила P воздействия струи на стенку должна быть нормальной

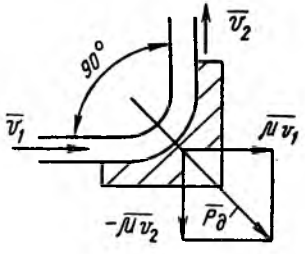


Рис. 48. Силы, возникающие при повороте струи на 90°

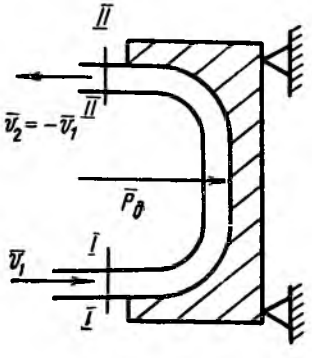


Рис. 49. Результирующая сила на криволинейную стенку при повороте струи на 180°

к плоскости стенки. Если ось x направить нормально к стенке, то $P = P_x$. Из уравнения (39) $P_x = P_{дx} = Mv_{1x} - Mv_{2x}$, где v_{1x} и v_{2x} — проекции скоростей v_1 и v_2 на ось x. Следовательно, $v_{2x} = 0$, а $v_{1x} = v \sin \alpha$ (рис. 47), поэтому

$$P = Mv \sin \alpha = Q\rho v \sin \alpha.$$

Для стенки, направленной нормально к струе

$$P = Q\rho v = \rho v^2 f_c, \tag{41}$$

где f_c — площадь нормального сечения струи.

Сила воздействия струи на криволинейные стенки. Как рассмотрено выше, при воздействии свободной струи на стенку в уравнении (36) $P_{ст} = 0$, поэтому

$$P = P_д = M\bar{v}_1 - M\bar{v}_2. \tag{42}$$

Скорости v струи до встречи со стенкой (v_1) и после встречи (v_2) по абсолютному значению принимают одинаковыми: $|v_1| = |v_2| = v$. Поэтому для криволинейной стенки, изменяющей направление струи на угол $\alpha = 90°$ (рис. 48), сила

$$P = \sqrt{(Mv_1)^2 + (Mv_2)^2} = Mv\sqrt{2} = 1{,}41 f_c v^2 \rho.$$

Если криволинейная стенка изменяет направление струи на угол $\alpha = 180°$ (рис. 49), то $\bar{v}_2 = -\bar{v}_1$, поэтому

$$P = 2Mv = 2f_c v^2 \rho.$$

Из сопоставления уравнений (41) и (42) следует, что при повороте струи на 180° сила воздействия ее на криволинейную стенку удваивается по сравнению с силой воздействия струи на плоскую стенку, расположенную нормально к струе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М., «Недра», 1970, 216 с.
2. **Варгафтик Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., «Наука», 1972, 720 с.
3. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., «Машиностроение», 1975, 559 с.
4. **Конаков П. К.** Новая формула для коэффициента сопротивления гладких труб. — «ДАН СССР. Новая серия». Т. 51, 1946, № 7, с. 503—506.
5. **Мурин Г. А.** Гидравлическое сопротивление стальных труб. — «Известия ВТИ», 1948, № 10, с. 1—7.
6. **Чугаев Р. Р.** Гидравлика. Л., «Энергия», 1975, 599 с.
7. **Яньшин Б. И.** Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. М., «Машиностроение», 1965, 260 с.
8. **Яньшин Б. И.** Рациональные формы затворов и переходов для трубопроводов ГЭС и насосных станций. М., ЦИТЭИН, 1959, 35 с.

Глава 4

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Основные единицы электрических и магнитных величин приведены в табл. 1.

ЦЕПИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Электрическое сопротивление проводника (Ом)

$$R = \rho \frac{l}{q},$$

где l — длина проводника, м; q — поперечное сечение проводника, мм^2; ρ — удельное сопротивление, Ом·мм^2/м.

Проводимость (Ом$^{-1}$)

$$g = \frac{1}{R}.$$

Удельная проводимость (м/Ом·мм^2)

$$\gamma = \frac{1}{\rho}.$$

Зависимость сопротивления от температуры

$$R_t = R_{t_0}[1 + \alpha(t - t_0)],$$

где R_t и R_{t_0} — сопротивление проводника при конечной t и начальной t_0 температурах; α — температурный коэффициент (табл. 2).

Закон Ома (рис. 1)

$$I = \frac{e}{R},$$

где e — э. д. с. источника тока, В; R — сопротивление всей цепи, Ом; I — сила тока, А.

Падение напряжения на сопротивление r

$$U = Ie.$$

1. Единицы электрических и магнитных величин в системе СИ

Наименование величины	Обозначение величины	Наименование единицы	Обозначение единицы	Примечание
Электрическое сопротивление	R, r	ом	Ом	—
Сила тока	I, i	ампер	А	—
Электродвижущая сила (э. д. с.)	E,	вольт	В	—
Электрическое напряжение	U,			
Количество электричества, электрический заряд	Q, q	кулон	Кл	1 Кл — это количество электричества, протекающего через проводник в течение 1 с при токе 1 А: $C = \frac{Q}{U}$
Электрическая емкость	C	фарада	Ф	
Индуктивность	L	генри	Г	—
Взаимная индуктивность	M			
Электрическая мощность активная	P	ватт	Вт	$P = UI\cos\varphi$ (при постоянном токе $\cos\varphi = 1$)
Электрическая мощность реактивная	Q	вар	вар	$Q = UI\sin\varphi$ (при переменном токе $\sin\varphi = 1$)
Электрическая мощность полная	S	вольт-ампер	В·А	$S = UI$
Работа электрического тока	A	джоуль	Дж	$A = Pt$
Частота	f, ν	герц	Гц	1 Гц — это один период в секунду
Магнитная индукция	B	тесла	Т *	$B = \frac{\Phi}{S}$, где Φ — поток магнитной индукции, Вб; S — площадь, м²
Поток магнитной индукции	Φ	вебер	Вб **	—
Магнитодвижущая сила	F		А	$F = i\omega$
Напряженность магнитного поля	H		А/м	$H = \frac{B}{\mu}$
Магнитная проницаемость	μ		Г/м	—

* В системе СГС единица магнитной индукции — Гаусс (Гс); 1 Гс = 10^{-4} Т.
** В системе СГС единица магнитного потока — Максвелл (Мкс); 1 Мкс = 10^{-8} Вб.

2. Характеристики проводниковых материалов

Материал	Плотность, г/см³	Температура плавления, °С	Удельное электрическое сопротивление, Ом·мм²/м	Температурный коэффициент, 1/°С	Область применения
Алюминий	2,7	667	0,026—0,029	0,004	Провода и шины
Бронза	8,3—8,9	885—1050	0,021—0,052	0,004	Контакты, электроды
Вольфрам	18,0—19,3	3400	0,05—0,053	0,0045	Контакты, нагревостойкие электроды
Латунь	8,4—8,7	900—960	0,031—0,079	0,002	Контакты, электроды, зажимы
Медь	8,71—8,94	1083	0,0175—0,018	0,0041	Провода и шины
Никель	8,8—8,9	1452	0,09—0,12	0,0068	Покрытия, спирали нагревателей до 800°С
Серебро	10,5	960	0,015—0,016	0,0036	Контакты, фольга
Сталь	7,87	1400—1530	0,103—0,14	0,006	Провода и шины
Чугун	7,2—7,6	1200	0,41—0,5	0,001	Резисторы
Сплавы высокого сопротивления					
Константан	8,7—8,9	1270	0,45—0,52	0,00005	Резисторы
Манганин	8,1—8,4	960	0,42—0,5	0,000015	Эталонные резисторы
Нихром	8,1—8,25	1370—1420	1,0—1,27	0,00013	Печи с температурой до 900—1100° С
Фехраль	7,1—7,30	1460—1490	1,26—1,35	0,0002	Резисторы, печи с температурой до 800—1000° С

Закон Джоуля—Ленца. Электрический ток I (А), проходя по проводнику с сопротивлением (Ом), в течение времени t (с) выделяет энергию A (Дж):

$$A = I^2rt = \frac{U^2}{r}t = UIt.$$

Мощность (Вт)

$$P = I^2r = \frac{U^2}{r} = UI.$$

Законы Кирхгофа:

1-й закон. Сумма токов, направленных к узлу, равна сумме токов, направленных от узла. Например, для узла A (рис. 2)

$$I = I_1 + I_2 + I_3.$$

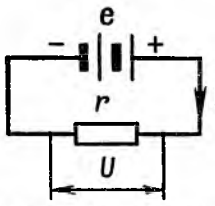


Рис. 1. Схема к закону Ома

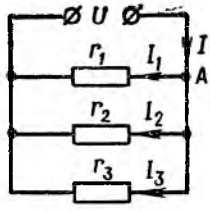


Рис. 2. Схема к первому закону Кирхгофа

2-й закон. Для любого замкнутого контура сумма всех э. д. с. равна сумме падений напряжений. Например, при обходе контура по часовой стрелке (рис. 3)

$$e_1 - e_2 = Ir_1 + Ir_2 + Ir_3.$$

Э. д. с. и токи принимают положительными, если их направление совпадает с принятым направление обхода контура.

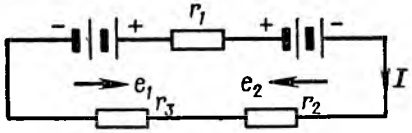


Рис. 3. Схема ко второму закону Кирхгофа

Соединение приемников энергии

При последовательном соединении (рис. 4)

$$U = U_1 + U_2 + U_3;$$

$$R_э = r_1 + r_2 + r_3;$$

$$U_1 : U_2 : U_3 = r_1 : r_2 : r_3,$$

где $R_э$ — эквивалентное сопротивление всей цепи.

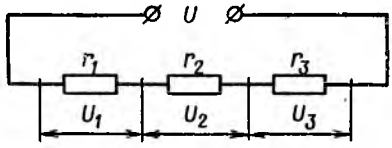


Рис. 4. Схема последовательного соединения приемников

При параллельном соединении (см. рис. 2)

$$\frac{1}{R_э} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_3} = g = g_1 + g_2 + g_3;$$

$$I = \frac{U}{R_э} = Ug = U(g_1 + g_2 + g_3) = I_1 + I_2 + I_3.$$

ЭЛЕКТРОМАГНЕТИЗМ

Правило буравчика определяет направление магнитного поля, образованного прямым током (рис. 5).

Правило левой руки служит для определения направления силы, действующей на проводник с током, находящийся в магнитном поле. Если левую руку повернуть ладонью навстречу магнитным линиям, а направление тока в проводнике совместить с вытянутыми четырьмя пальцами, то отставленный большой палец, расположенный в плоскости ладони перпендикулярно остальным четырем пальцам, укажет направление силы, действующей на проводник.

Магнитная индукция B характеризует интенсивность магнитного поля.

Магнитный поток (Вб) или поток вектора магнитной индукции сквозь поверхность S при равномерном поле, направленном нормально к поверхности,

$$\Phi = BS,$$

где B — магнитная индукция, Т; S — поверхность, м^2.

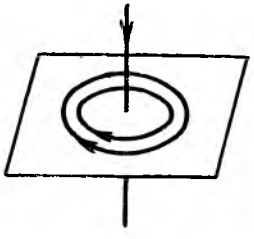


Рис. 5. К объяснению правила буравчика

Напряженность магнитного поля (А/м или ампер-витки/м)

$$H = \frac{B}{\mu} = \frac{F}{l},$$

где F — магнитодвижущая сила (м. д. с.), А, или намагничивающая сила катушки $F = iw$, ампер-витки; l — длина катушки, м; w — число витков катушки; μ — магнитная проницаемость среды, Г/м.

Для ферромагнитных материалов μ может достигать нескольких тысяч.

Кривая намагничивания ферромагнитных тел — это зависимость индукции B от напряженности намагничивающего поля H.

Электромагнитная индукция. При движении проводника в однородном поле перпендикулярно его направлению в проводнике наводится э. д. с. (В)

$$e = Blv,$$

где v — скорость проводников, м/с.

Правило правой руки определяет направление наведенной э. д. с. Если правую руку повернуть ладонью навстречу магнитному потоку, а отставленный большой палец направить по движению проводника, вытянутые остальные четыре пальца покажут направление наведенной в проводнике э. д. с.

Самоиндукция — явление наведения в проводнике, по которому проходит изменяющийся ток, электродвижущей силы (В), обусловленной магнитным потоком того же тока,

$$e_L = -L\frac{di}{dt},$$

где L — индуктивность цепи, Г.

Взаимоиндукция — явление наведения во втором проводнике э. д. с. (В) от действия магнитного поля, обусловленного изменяющимся током, проходящим по первому проводнику, расположенному рядом со вторым,

$$e_2 = -M\frac{di_1}{dt},$$

где e_2 — э. д. с. взаимоиндукции во втором проводнике; $\frac{di_1}{dt}$ — скорость изменения тока в первом проводнике, А/с; M — взаимоиндуктивность, Г.

Вихревые токи (токи Фуко) наводятся в металлических деталях машин и аппаратов, пронизываемых изменяющимся магнитным потоком, и замыкаются в толще этих деталей, вызывая в них потери энергии.

Гистерезис — перемагничивание ферромагнитных материалов, сопровождаемое потерями энергии.

ЦЕПИ ОДНОФАЗНОГО ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Синусоидальным переменным током называется ток, величина и напряжение которого периодически изменяются по закону синуса (рис. 6).

Коэффициент мощности — косинус угла между векторами тока и векторами напряжения ($\cos\varphi$).

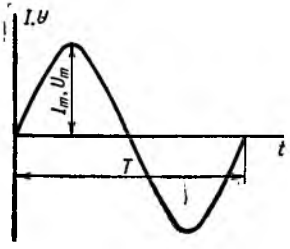


Рис. 6. Кривая синусоидального тока или напряжения

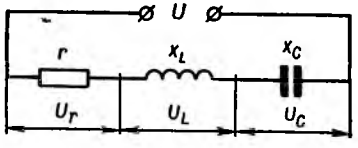


Рис. 7. Цепь переменного тока

Угловая частота (1/с)

$$\omega = 2\pi f,$$

где f — частота переменного тока, Гц.

Эффективное или действующее значение синусоидального тока или напряжения

$$I = \frac{I_{max}}{\sqrt{2}} = 0{,}707 I_{max}; \quad U = \frac{U_{max}}{\sqrt{2}} = 0{,}707 U_{max}.$$

Закон Ома для переменного тока

$$I = \frac{U}{z},$$

где $z = \sqrt{r^2 + (x_L - x_C)^2}$ — полное сопротивление (Ом) цепи (рис. 7); здесь r — активное сопротивление; $x_L = \omega L$ — индуктивное сопротивление; $x_C = \dfrac{1}{\omega C}$ — емкостное сопротивление.

Мощность цепи переменного тока
полная (ВА) $S = UI$;
активная (Вт) $P = UI \cos \varphi = I^2 r$;
реактивная (вар) $Q = UI \sin \varphi = P \operatorname{tg} \varphi$.

ЦЕПИ ТРЕХФАЗНОГО ТОКА

Симметричной трехфазной цепью называется совокупность трех отдельных цепей, имеющих одинаковую частоту и амплитуду э. д. с., но сдвинутых по фазе на угол 120°. В любой момент времени сумма токов (э. д. с.) симметричной трехфазной системы равна нулю.

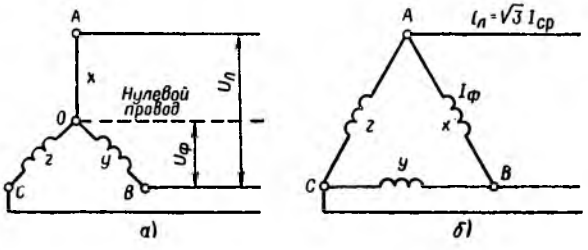


Рис. 8. Схема соединения источников трехфазного тока:
а — звездой с нулевым проводом; *б* — треугольником

Обмотки источников трехфазного тока (генераторов, трансформаторов) соединяют либо звездой (рис. 8, *а*), либо треугольником (рис. 8, *б*).

Фазным ($U_ф$) называется напряжение, создаваемое одной любой фазной обмоткой.

Линейным или междуфазным ($U_л$) называется напряжение, измеренное между двумя линейными проводами.

При соединении звездой

$$U_л = \sqrt{3}\, U_ф; \quad I_л = I_ф.$$

При соединении треугольником

$$U_л = U_ф; \quad I_л = \sqrt{3}\, I_ф$$

(на рис. 8 A, B, C — линейные провода).

В системах с трехфазной сетью указывают линейное напряжение; в системах с нулевым проводом (рис. 8, *а*) — линейное и фазное напряжения, например, 380/220 В.

Однофазные потребители, рассчитанные на фазное напряжение в трехфазной системе с нулевым проводом, включают между нулевым проводом и любым из линейных проводов; потребители, рассчитанные

на линейное (междуфазное) напряжение, — между двумя любыми линейными проводами.

Трехфазные потребители, например статоры асинхронных электродвигателей, включают по схеме «звезда», если напряжение сети соответствует линейному напряжению потребителя (рис. 9, *а*), или по схеме «треугольник», если напряжение сети соответствует фазному напряжению потребителя (рис. 9, *б*). Например, двигатель, рассчитанный на напряжение 380/220 В, при напряжении сети 380 В включают по схеме «звезда», а при напряжении сети 220 В — по схеме «треугольник».

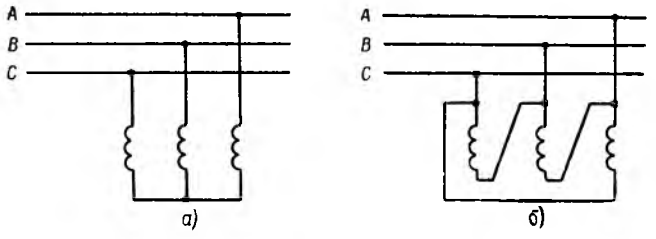


Рис. 9. Схема соединения трехфазных приемников:
а — звездой; *б* — треугольником

Номинальные напряжения установок даны в табл. 3.

Мощность трехфазной системы (Вт) при равномерной нагрузке фаз независимо от способа соединения («звезда» или «треугольник»)

$$P = \sqrt{3}\, U_л I_л \cos\varphi,$$

где φ — угол сдвига фаз между фазным напряжением и фазным током.

3. Номинальные напряжения (В) электрических установок постоянного и переменного тока

Значения напряжения (В) при токе					
постоянном		однофазном (50 Гц)		трехфазном (50 Гц)	
в приемниках	в источниках (генераторах)	в приемниках	в источниках (генераторах, вторичных обмотках трансформаторов)	в приемниках	в источниках (генераторах, вторичных обмотках трансформаторов)
6	6	12	12	36	36
12	12	36	36	127	133
24	24	127	133	220	230
36	36	220	230	380	400
48	48	380	400	500	525
60	60			660	690
110	119				
220	230				
440	460				

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

Электродвигатели различают по следующим основным признакам.

1. По роду тока: двигатели постоянного тока с параллельным или независимым возбуждением (шунтовые), с последовательным возбуждением (сериесные) и смешанным возбуждением (компаундные) (рис. 10); трехфазного переменного тока асинхронные с фазным и короткозамкнутым ротором и синхронные; асинхронные однофазного переменного тока (небольшой мощности).

2. По способу охлаждения: двигатели с естественным охлаждением, с самовентиляцией, охлаждаемые воздухом, подаваемым вентилятором, насаженным на вал двигателя; с посторонним или независимым охлаждением, у которых воздух подается независимо работающим вентилятором; продуваемые, у которых воздух прогоняют через внутренние части двигателя.

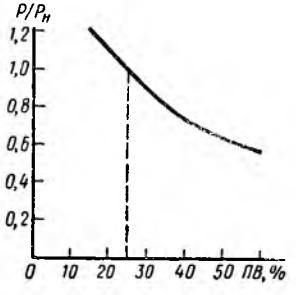


Рис. 10. Изменение мощности двигателей ДП при разных ПВ

3. По способу защиты от действия окружающей среды: двигатели открытые; защищенные, у которых вращающиеся и токоведущие части защищены от случайного прикосновения или проникновения внутрь двигателя посторонних предметов; закрытые, имеющие только отверстия, защищенные крышками, которые препятствуют проникновению воздуха из окружающей среды в двигатель; герметически закрытые, имеющие плотно закрытый корпус, не допускающий проникновения внутрь двигателя влаги при полном погружении его в воду в течение 4 ч; взрывобезопасные, имеющие специальный кожух, защищающий от повреждений при взрывах газа внутри двигателя и не передающий пламени воспламенившегося газа; с противосыростной и противокислотной изоляцией; для тропических условий, рассчитанные на работу при температуре окружающей среды до +50° С и относительной влажности воздуха 95% (по отечественным нормам температура окружающей среды +35° С).

Режимы работы электродвигателей:

1. Продолжительный при неизменной нагрузке. Период включения настолько велик, что все части машины достигают практически установившихся температур. В этом режиме работают приводы насосов, вентиляторов, некоторых транспортеров.

2. Продолжительный при переменной нагрузке. Применяют в продольно-строгальных и карусельных станках, некоторых прокатных станах, поршневых компрессорах, эскалаторах и др.).

3. Кратковременный режим, при котором за время работы части машины не успевают достигнуть установившихся температур, а за паузы все части машины успевают охладиться до температуры окружающей среды. Используют при работе зажимных устройств станков,

разводных мостов, некоторых механизмов гидротехнических сооружений.

4. Повторно-кратковременный режим, при котором кратковременные рабочие периоды чередуются с кратковременными паузами. Этот режим характеризуется относительной продолжительностью включения *ПВ*, представляющей собой отношение времени работы $t_р$ ко времени цикла $t_ц$:

$$ПВ = \frac{t_р}{t_ц} = \frac{t_р}{t_р + t_0}.$$

В этом режиме машина может работать неограниченное время и превышение температуры отдельных ее частей не выйдет за пределы допустимых значений. Стандартные *ПВ*: 15%, 25%, 40%, 60%, причем продолжительность одного цикла не должна превышать 10 мин. Номинальным режимом принято считать режим с *ПВ*=25%, в котором работают механизмы кранов, лифты, экскаваторы, вспомогательные механизмы прокатных станов.

Вращающий момент двигателя (на валу)

$$M = 1000\frac{P}{\omega}\ \text{Н·м} = 9550\frac{P}{n}\ \text{Н·м} = 974\frac{P}{n}\ \text{кгс·м},$$

где P — мощность на валу двигателя, кВт; ω — угловая частота, 1/с; n — частота вращения, об/мин.

Двигатели постоянного тока

Противоэлектродвижущая сила (п. э. д. с. в В)

$$E = k_e\Phi_n = U - I_я R$$

или

$$E = k\Phi\omega,$$

где k_e и k — постоянные для данного двигателя коэффициенты, причем $\frac{k_e}{k} = 0{,}1045$; Φ — магнитный поток одного полюса, Вб; R — полное сопротивление цепи якоря, Ом.

Частоту вращения двигателя n (об/мин) и ω (1/с) определяют по формулам

$$n = \frac{E}{k_e\Phi} = \frac{U - I_я R}{k_e\Phi};$$

$$\omega = \frac{E}{k\Phi} = \frac{U - I_я R}{k\Phi}.$$

Частота вращения двигателя уменьшается при увеличении нагрузки (тока якоря $I_я$) и сопротивления R и увеличивается при ослаблении магнитного потока Φ).

Электромагнитный вращающий момент

$$M = k_м\Phi I_я\ \text{кгс·м}$$

или

$$M = k\Phi I_я\ \text{Н·м},$$

причем

$$\frac{k_м}{k_с} = 0{,}974; \quad \frac{k_м}{k} = 0{,}102.$$

Момент на валу лишь немного (на 2—5%) меньше электромагнитного момента.

Мощность на валу

$$P = P_1\eta \frac{UI}{1000}\eta,$$

где P_1 — мощность, потребляемая из сети, кВт; U — напряжение сети, В; I — ток сети, А; η — к. п. д. двигателя.

Электродвигатели серии П общепромышленного применения имеют параллельное возбуждение и легкую стабилизирующую обмотку, допускают регулирование частоты вращения ослаблением поля главных полюсов до значения отношения 1 : 2, исполнение защищенное (табл. 4).

4. Номинальные мощности $P_н$ (кВт), частоты вращения и к. п. д. η (%) электродвигателей серии П напряжением 110, 220 и 440 В

Типоразмер П	Частота вращения, об/мин									
	3000		1500		1000		750		600	
	$P_н$	η	$P_н$	η	$P_н$	η	$P_н$	η	$P_н$	η
11	0,7 *	73,5	0,3 *	64,0	0,13 *	59,0	—	—	—	—
12	1,0 *	76,0	0,45 *	70,0	0,20 *	65,5	—	—	—	—
21	1,5 *	76,0	0,7 *	74,0	0,30 *	80,5	0,2 *	66,5	—	—
22	2,2 *	80,0	1,0 *	76,5	0,45 *	72,0	0,3 *	70,0	—	—
31	3,2 *	83,0	1,5 *	78,5	0,70 *	75,0	0,45 *	72,0	—	—
32	4,5 *	84,0	2,2 *	83,5	1,0 *	80,0	0,7 *	76,0	—	—
41	6,0 *	82,0	3,2 *	79,0	1,5 *	74,0	1,0 *	67,5	—	—
42	8 *	83,5	4,5 *	80,5	2,2 *	76,0	1,5 *	71,5	—	—
51	11	84,5	6,0 *	83,0	3,2 *	79,0	2,2 *	73,5	—	—
52	14	86,0	8,0 *	84,5	4,5 *	81,0	3,2 *	77,0	—	—
61	19	87,5	11 *	84,5	6,0 *	83,0	4,5 *	78,0	—	—
62	25	88,5	14 *	86,5	8,0 *	85,0	6,0 *	81,0	—	—
71	32	84,0	19 *	83,0	11,0 *	79,0	8,0 *	76,0	—	—
72	42	86,0	25 *	85,5	14,0 *	80,0	11,0 *	79,5	—	—
81	—	—	32 *	86,5	19,0 *	82,0	14,0 *	79,5	—	—
82	—	—	42	88,0	25,0 *	84,5	19,0 *	83,0	—	—
91	—	—	55	87,0	32 *	84,5	25,0 *	82,5	19 *	80
92	—	—	75	89.0	42 *	86,5	32,0 *	85,5	25 *	83,5
101	—	—	100	90,0	55 *	87,0	42,0 *	85,5	32 *	84,5
102	—	—	125	90,0	75	88,5	55,0 *	87,0	42 *	85,2
111	—	—	160	90,5	100	89,5	75,0	88,0	55 *	86,5
112	—	—	200	91,0	125	90,5	85,0	85,0	70	87,5

Примечания: 1. Номинальный ток двигателя (А) $I_н = \frac{1000P_н}{U\eta}$

2. Все двигатели типоразмеров, приведенных в этой таблице, могут быть выполнены на напряжение 220 В; двигатели типоразмеров 81—112 — на напряжение 440 В. Двигатели со значениями мощности, отмеченными звездочкой, могут быть рассчитаны на напряжение 110 В.

5. Технические данные крановo-металлургических двигателей напряжением 220 В серии ДП закрытого исполнения ($ПВ = 25\%$)

Тип ДП	Возбуждение											n_{max}, об/мин	J, кг·м²	Масса, кг
	параллельное				последовательное			смешанное						
	$P_н$, кВт	$n_н$, об/мин	$I_н$, А	$I_{в.н}$, А	$P_н$, кВт	$n_н$, об/мин	$I_н$, А	$P_н$, кВт	$n_н$, об/мин	$I_н$, А	$I_{вн}^{**}$ А			
Тихоходное исполнение														
12	3,0	1200	17,5	0,65	3,0	960	19	3,0	1160	17,5	0,36	3300	0,05	125
21	4,5	1050	26	1,24	4,5	900	28	4,5	1080	27	0,71	3200	0,125	190
22	6,0	1130	33	1,18	6,0	850	36	6,0	1050	34	0,78	3000	0,15	215
31	8,5	870	47	1,55	8,5	770	50	8,5	860	48	1,12	2600	0,3	295
32	12	790	65	1,62	12	675	68	12	800	66	1,2	2500	0,425	350
41	16	710	85	2,20	17	630	94	16	720	87	1,2	2200	0,8	520
42	21	660	110	2,4	23	600	125	21	675	112	1,34	2100	1,05	620
52	32	760	164	2,6	33	630	175	32	760	165	1,78	2100	1,82	860
62	46	625	233	3,6	50	520	260	46	610	235	2,34	1800	4,0	1425
72	67	560	338	4,3	75	470	285	70	540	255	3,12	1600	8,25	2050
82	95	500	470	4,6	106	425	540	100	490	500	3,7	1500	17,0	3100
92	135	470	670	6,3	150	405	760	140	450	700	3,6	1500	32,5	4150
Быстроходное исполнение														
21	5,5	1460	31	1,24	5,5	1200	33	5,5	1470	31,5	0,7	3200	0,125	190
22	8,0	1550	44	1,18	8,0	1200	46	8,0	1400	45	0,78	3000	0,15	215
31	12	1410	64	1,55	12	1100	67	12	1310	65	1,12	2600	0,3	295
32	16	1230	84	1,62	17	1000	92	16	1140	85	1,2	2500	0,425	350
41	22	1160	114	2,2	23	970	124	23	1120	120	1,2	2200	0,8	520
42	29	1040	150	2,4	32	900	170	32	1000	165	1,34	2100	1,05	620
52	38	1020	193	2,6	42	850	218	42	970	214	1,78	2100	1,82	860
82А *	140	640	700	5,14	140	575	710	140	600	700	4,2	1500	17,0	3100

Примечания: 1. Все двигатели четырехполюсные.
2. Мощность двигателей ДП при $ПВ$, отличном от 25%, можно определить по кривой, показанной на рис. 10.

* Продуваемое исполнение.
** Для параллельной обмотки.

Крановo-металлургические двигатели серии ДП предназначены для привода крановых, металлургических, экскаваторных и других механизмов с большой частотой включения (табл. 5). Они рассчитаны на напряжения 220 и 440 В. Имеют кремнийорганическую изоляцию класса Н. Двигатели параллельного возбуждения допускают повышение скорости до $2n_н$ за счет повышения напряжения на якоре (система Г—Д).

Асинхронные электродвигатели

Достоинства: — простота и надежность конструкции, особенно двигателей с короткозамкнутым (к. з.) ротором; низкая стоимость; для двигателей с к. з. ротором — возможность непосредственного включения в сеть трехфазного тока.

Недостатки: — трудности регулирования скорости, в особенности двигателей с к. з. ротором; значительные потери энергии при регулировании скорости; необходимость в реактивной мощности, потребляемой из сети; ограниченные пусковые возможности двигателей с к.з. ротором; большая чувствительность к колебаниям напряжения в сети, так как вращающий момент двигателя при данной частоте вращения пропорционален квадрату напряжения сети.

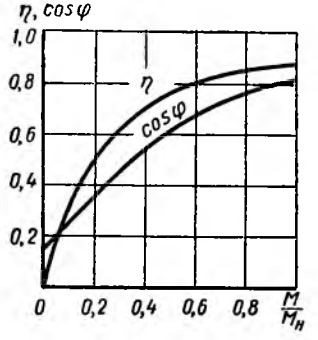


Рис. 11. Зависимость η и cos φ от $M/M_н$ для асинхронных двигателей

Синхронная частота вращения — это частота вращения (n_c в об/мин, ω_c в 1/с) магнитного поля двигателя:

$$n_c = \frac{60f}{p};$$

$$\omega_c = \frac{2\pi f}{p},$$

где f — частота тока сети, Гц; p — число пар полюсов статора.

При стандартной частоте $f = 50$ Гц и $p = 1 \div 6$ $n_c = 3000$, 1500, 1000, 750, 600, 500 и т. д. об/мин. Номинальная частота вращения двигателя на 2—8% ниже синхронной.

Скольжение

$$S = \frac{n_c - n}{n_c} = \frac{\omega_c - \omega}{\omega_c}.$$

Мощность, потребляемая двигателем из сети (кВт),

$$P_1 = \sqrt{3}\, U_1 I_1 \cos\varphi \cdot 10^{-3},$$

где U_1 — линейное напряжение, В; I_1 — линейный ток, А; φ — угол между векторами фазного напряжения и фазного тока.

На рис. 11 приведены примерные кривые зависимости η и $\cos\varphi$ от момента на валу (нагрузки).

Максимальный или критический момент M_{max} асинхронного двигателя — наибольшая величина вращающего момента на валу, которую может развивать двигатель при подключении статора к сети с номинальными параметрами. Длительная работа при M_{max}

недопустима из-за перегрева двигателя. Для двигателей с к. з. ротором характерными параметрами также являются: начальный пусковой ток $I_{нач}$ — линейный ток статора при $\omega = 0$ и начальный пусковой момент $M_{нач}$ на валу двигателя при неподвижном роторе и подключении статора к сети с номинальными параметрами.

Виды исполнений асинхронных электродвигателей общепромышленной серии А2 (табл. 6):

6. Мощность (кВт) двигателей разных исполнений

Исполнение	Значения мощности при n, об/мин				
	3000	1500	1000	750	600
А2	17—125	13—100	10—75	7,5—55	—
АО2	1,1—100	0,8—100	0,6—75	3,0—55	22—40
АОЛ2	1,1—4,0	0,8—3,0	0,6—2,2	—	—
АОП2	—	4—100	3—75	2,2—55	—
АОС2 *	0,9—13	0,6—17	0,4—68	3—58	—
АОТ2	—	0,8—22	0,6—17	1,5—13	—
АО2-Ш	—	0,4—7,5	0,4—5,5	1,5—4	—
АОЛ2-Ш					
АК2	—	40—100	30—75	22—55	—
АОК2	—	3—75	2,2—55	3—40	13—20

* Мощности указаны для режима с ПВ=25%.

А2 — основное исполнение, защищенное чугунной оболочкой, с к. з. ротором и характеристиками (табл. 7):

$$\frac{M_{нач}}{M_н} = 1 \div 1{,}2; \quad \frac{M_{max}}{M_н} = 1{,}7 \div 2{,}2;$$

АО2 — закрытое, обдуваемое, в чугунной оболочке с к. з. ротором (табл. 8);

$$\frac{M_{нач}}{M_н} = 1{,}0 \div 1{,}9; \quad \frac{M_{max}}{M_н} = 1{,}7 \div 2{,}2;$$

АОЛ2 — закрытое, обдуваемое, в алюминиевой оболочке;

$$\frac{M_{нач}}{M_н} = 1{,}0 \div 1{,}8; \quad \frac{M_{max}}{M_н} = 2{,}2;$$

АОП2 — закрытое, обдуваемое, с повышенным пусковым моментом;

$$\frac{M_{нач}}{M_н} = 1{,}7 \div 1{,}8; \quad \frac{M_{max}}{M_н} = 2{,}2;$$

АОС2 — закрытое, обдуваемое, с повышенным скольжением;

$$\frac{M_{нач}}{M_н} = 1{,}8 \div 2{,}2; \quad \frac{M_{max}}{M_н} = 2 \div 2{,}4; \quad S_н = 6 \div 16\%;$$

7. Номинальная мощность, частота вращения и масса двигателей основного исполнения А2

Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг	Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг
А2-61-2	17	2900	128	А2-61-6	10	965	128
А2-62-2	22	2900	144	А2-62-6	13	965	144
А2-71-2	30	2900	166	А2-71-6	17	965	166
А2-72-2	40	2900	198	А2-72-6	22	965	198
А2-81-2	55	2900	295	А2-81-6	30	970	295
А2-82-2	75	2900	345	А2-82-6	40	970	345
А2-91-2	100	2920	455	А2-91-6	55	980	455
А2-92-2	125	2920	510	А2-92-6	75	980	510
А2-61-4	13	1450	128	А-61-8	7,5	725	128
А2-62-4	17	1450	144	А-62-8	10	725	144
А2-71-4	22	1455	166	А-71-8	13	725	166
А2-72-4	30	1455	198	А-72-8	17	725	198
А2-81-4	40	1460	295	А-81-8	22	725	295
А2-82-4	55	1460	345	А-82-8	30	725	345
А2-91-4	75	1470	455	А-91-8	40	730	455
А2-92-4	100	1470	510	А-92-8	55	730	510

Примечание. В обозначении типа двигателя предпоследняя цифра 1 или 2 указывает длину (первую или вторую).

8. Номинальная мощность, частота вращения и масса обдуваемых двигателей исполнения АО2

Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг	Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг
АО2-12-2	1,1	2815	17,5/19,2	АО2-12-6	0,6	915	17,5/19,2
АО2-22-2	2,2	2860	23,5/27,5	АО2-22-6	1,1	930	23,5/27,5
АО2-32-2	4,0	2880	35/43	АО2-32-6	2,2	950	35/43
АО2-42-2	7,5	2910	62/74	АО2-42-6	4,0	960	62/74
АО2-52-2	13	2900	95/110	АО2-52-6	7,5	970	95/110
АО2-62-2	17	2900	143/165	АО2-62-6	13	970	143/165
АО2-72-2	30	2900	208/236	АО2-72-6	22	970	208/236
АО2-82-2	55	2920	335/415	АО2-82-6	40	980	335/415
АО2-92-2	100	2940	530/640	АО2-92-6	75	985	530/640
АО2-12-4	0,8	1360	17,5/19,2	АО2-42-8	3,0	720	62/74
АО2-22-4	1,5	1400	23,5/27,5	АО2-52-8	5,5	725	95/110
АО2-32-4	3,0	1430	35/43	АО2-62-8	10	725	143/165
АО2-42-4	5,5	1450	62/74	АО2-72-8	17	725	208/236
АО2-52-4	10,0	1450	95/110	АО2-82-8	30	730	335/415
АО2-62-4	17	1450	143/165	АО2-92-8	55	740	530/640
АО2-72-4	30	1455	208/236	АО2-82-10	22	580	335/415
АО2-82-4	55	1460	335/415	АО2-92-10	40	585	530/640
АО2-92-4	100	1470	530/640				

Примечание. В таблице приведены технические данные двигателей второй длины. Мощность двигателей первой длины на одну ступень ниже. Частоты вращения двигателей первой и второй длины одинаковы. В графе «Масса», числитель — масса первой длины; знаменатель — масса второй длины.

9. Крановые электродвигатели с фазным ротором (напряжение 220/380 В, $ПВ$=25%)

Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг	Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг
МТ011-6	1,4	885	51	МТВ312-8	11	710	210
МТ012-6	2,2	890	58	МТВ411-8	16	710	280
МТ111-6	3,5	905	76	МТВ412-8	22	715	345
МТ112-6	5,0	920	88	МТВ511-8	30	720	460
МТ211-6	7,5	935	120	МТВ512-8	40	725	560
МТВ311-6	11,0	950	170	МТВ611-10	45	575	860
МТВ312-6	16	960	210	МТВ612-10	60	578	1020
МТВ411-6	22	965	280	МТВ613-10	80	580	1180
МТВ412-6	30	970	345	МТВ711-10	100	584	1550
МТВ311-8	7,5	695	170	МТВ712-10	125	587	1700
				МТВ713-10	160	587	1900

10. Крановые электродвигатели с короткозамкнутым ротором (напряжение 220/380 В, $ВП$=25%)

Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг	Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг
МТК011-6	1,4	840	47	МТКВ411-6	22	935	255
МТК012-6	2,2	830	53	МТКВ412-6	30	935	315
МТК111-6	3,5	875	70	МТКВ311-8	7,5	670	155
МТК112-6	5,0	875	80	МТКВ312-8	11	680	195
МТК211-6	7,5	880	110	МКТВ411-8	16	685	255
МТКВ311-6	11	900	155	МТКВ412-8	22	690	315
МТКВ312-6	16	900	195	МТКВ511-8	28	710	430
				МТКВ512-8	37	705	530

11. Металлургические электродвигатели с фазным ротором (напряжение 220/380 В, $ПВ$=40%)

Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг	Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг
МТМ111-6	2,2	865	76	МТМ411-8	11	700	280
МТМ112-6	3,3	890	88	МТМ412-8	16	710	345
МТМ211-6	5,0	905	120	МТМ511-8	22	710	460
МТМ311-6	7,5	935	170	МТМ512-8	30	715	560
МТМ312-6	11	950	210	МТМ611-10	38	575	860
МТМ411-6	16	955	280	МТМ612-10	50	577	1020
МТМ412-6	22	960	345	МТМ613-10	63	577	1180
МТМ311-8	5,0	690	170	МТМ711-10	80	585	1550
МТМ312-8	7,5	695	210	МТМ712-10	100	587	1700
				МТМ713-10	125	586	1900

12. Металлургические электродвигатели с короткозамкнуты ротором (напряжение 220/380 В, $ПВ$=40%)

Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг	Тип двигателя	$P_н$, кВт	n, об/мин	Масса, кг
МТКМ111-6	2,2	885	70	МТКМ311-8	5,0	685	155
МТКМ112-6	3,3	895	80	МТКМ312-8	7,5	680	195
МТКМ211-6	5,0	905	110	МТКМ411-8	11	690	255
МТКМ311-6	7,5	910	155	МТКМ412-8	16	700	315
МТКМ312-6	11	925	195	МТКМ511-8	22	705	430
МТКМ411-6	16	935	255	МТКМ512-8	28	710	530
МТКМ412-6	22	930	315				

АОТ2 — закрытое, обдуваемое, с улучшенными энергетическими показателями;

АО2-Ш, АОЛ2-Ш — закрытое обдуваемое, с повышенными требованиями по уровню шума;

АК2, АОК2 — с контактными кольцами, защищенное и обдуваемое.

Выпускаются также двух- и трехскоростные двигатели в чугунной и алюминиевой оболочке, обдуваемые.

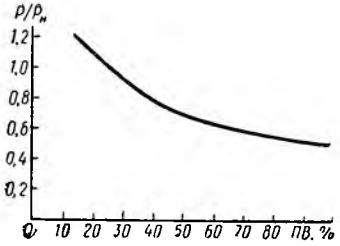


Рис. 12. Изменение мощности трехфазных крановых электродвигателей при разных *ПВ*

Серия А2 имеет твердую шкалу мощностей: 0,6; 0,8; 1,1; 1,5; 2,2; 3,0; 4,0; 5,5; 7,5; 10; 13; 17; 22; 30; 40; 55; 75; 100 кВт.

Технические данные крановых и металлургических электродвигателей трехфазного тока приведены в табл. 9—12.

На рис. 12 представлена кривая зависимости $P/P_н$ краново-металлургических двигателей от значений *ПВ*.

СИСТЕМА ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Системой электропривода называется комплекс электродвигателя, приводящего в движение механизм; аппаратуры управления и регулирования; преобразовательных устройств, если они применяются (двигатель—генератор, преобразователь частоты, ртутный и полупроводниковый выпрямители, магнитный усилитель и пр.).

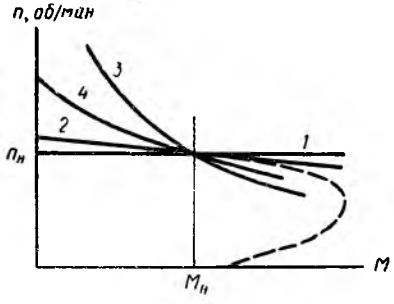


Рис. 13. Механические характеристики двигателей различных типов:

1 — синхронный двигатель; *2* — двигатель постоянного тока параллельного или независимого возбуждения и асинхронный двигатель в рабочем диапазоне; *3* — двигатель постоянного тока последовательного возбуждения; *4* — двигатель смешанного возбуждения

Система электропривода определяется следующими факторами:

1) диапазоном регулирования скорости;

2) видом требуемой механической характеристики (жесткая, мягкая);

3) точностью поддержания заданного режима;

4) режимом работы по времени (длительный, кратковременный, повторно-кратковременный);

5) частотой включений приводимого механизма;

6) требуемыми динамическими свойствами (переходными процессами) при пуске, торможении, изменении нагрузки и пр.

На рис. 13 приведены механические характеристики $n = f(M)$ двигателей различных типов. Для синхронного двигателя характеристика абсолютно жесткая. Штриховой линией показана полная характеристика асинхронного двигателя.

Ориентировочные данные по выбору системы привода приведены в табл. 13.

13. Ориентировочные данные по выбору системы электропривода

Режим работы	Система	Примеры применения
Нерегулируемый с редкими пусками мощностью более 80 кВт	Синхронные двигатели	Компрессоры, насосы (нерегулируемые), двигатель-генераторы, непрерывные нерегулируемые прокатные станы
Нерегулируемый с редкими и не очень частыми пусками небольшой и средней мощности	Асинхронные двигатели с к. з. ротором и нормальным скольжением	Центробежные насосы и вентиляторы, двигатель-генераторы, транспортеры и конвейеры, нерегулируемые приводы металлорежущих станков
Нерегулируемый с частыми пусками и приводы со значительными маховыми массами	Асинхронные двигатели с к. з. ротором, с повышенным скольжением и двигатели с фазным ротором	Кузнечно-прессовые машины, ножницы, станки с большой частотой пусков и реверсов, например, винторезные автоматы
Со ступенчатым регулированием скорости не свыше 6 : 1 и не слишком частыми пусками	Асинхронные электродвигатели с к. з. ротором и переключением числа полюсов	Металлорежущие станки малой мощности, лифты со скоростью движения до 1 м/с
С плавным регулированием скорости до отношения 2 : 1 при постоянном моменте или до отношения 4 : 1 при вентиляторном моменте	Асинхронные электродвигатели с фазным ротором, с реостатным регулированием в цепи ротора	Механизмы передвижения и подъема кранов, вспомогательные механизмы прокатных цехов, экскаваторы, вентиляторы, дымососы, насосы, требующие регулирования производительности, подъемные машины

Продолжение табл. 13

Режим работы	Система	Примеры применения
С очень плавным регулированием скорости до отношения 1 : 4 (вверх от основной скорости)	Двигатели постоянного тока параллельного возбуждения с питанием от сети постоянного тока неизменного напряжения	Электроприводы главного движения металлорежущих станков (токарных, расточных, карусельных)
С высоким пусковым моментом, большим числом включений в час и регулированием скорости	Двигатели постоянного тока последовательного или смешанного возбуждения, иногда с искусственными схемами соединения обмоток, а также системы с регулируемым напряжением постоянного тока	Механизмы подъема и передвижения кранов большой производительности и точности, вспомогательные металлургические механизмы, электрическая тяга
С регулированием скорости вниз от основной до отношения 10 : 1 с жесткими характеристиками, с ограниченной длительностью работы на малой скорости	Асинхронные электродвигатели с фазным или к. з. ротором, с применением дросселей с подмагничиванием в цепи статора и обратных связей по скорости	Механизмы подъема кранов и др.
С широким регулированием скорости до отношения 100 : 1 и более, с автоматическим регулированием скорости и силы тока	Двигатели постоянного тока независимого возбуждения с питанием от отдельного генератора с регулируемым напряжением или от регулируемого ионного преобразователя или от управляемых полупроводниковых вентилей (тиристоров) с применением электромашинных и магнитных усилителей. Для больших мощностей применяют ионное возбуждение генераторов и двигателей. Широко используют обратные связи	Реверсивные и нереверсивные прокатные станы (блюминги, слябинги, станы холодной прокатки), главные приводы и приводы подач металлорежущих станков, скоростные пассажирские лифты, бумажные машины, полиграфические ротационные машины, шахтные подъемные машины большой мощности, мощные экскаваторы и др.

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

После выбора системы электропривода подбирают по каталогу тип электродвигателя по следующим признакам:

1) форме конструктивного исполнения двигателя в зависимости от способа его сопряжения с приводимым механизмом;

2) способу охлаждения;

3) способу защиты от действия окружающей среды;

4) номинальной скорости вращения электродвигателя. При данной мощности габаритные размеры, вес и стоимость двигателя тем больше, чем меньше его номинальная скорость вращения;

5) механической характеристике электродвигателя.

Двигатели параллельного возбуждения постоянного тока и асинхронные электродвигатели переменного тока обладают жесткими естественными характеристиками (в рабочей их части). Скорость этих двигателей мало зависит от нагрузки. Такие характеристики целесообразны для насосов, вентиляторов, большинства станков, конвейеров, механизмов передвижения кранов и др.

Двигатели последовательного возбуждения постоянного тока имеют мягкую характеристику. Их скорость резко увеличивается при уменьшении нагрузки.

Подобная характеристика благоприятна для грузоподъемных крановых установок и для тяги.

Двигатели смешанного возбуждения постоянного тока имеют промежуточные характеристики.

Для асинхронных электродвигателей с к. з. ротором и для синхронных двигателей механическая характеристика определяет его пусковой момент. При оценке требуемого пускового момента двигателя следует учитывать, что у ряда механизмов, в особенности таких, где трение составляет значительную часть нагрузки, пусковой момент превышает на 30—50% расчетный статический момент сопротивления при движении.

По требуемой статической мощности механизма с учетом вышеуказанных условий предварительно выбирают конструктивный и электрический тип, мощность (габарит) двигателя. Затем проверяют двигатель по условиям нагрева и перегрузочной способности $\left(\frac{M_{max}}{M_н}\right)$.

Перегрузочную способность особенно важно учитывать при повторно-кратковременном и кратковременном режимах и при пиковом характере нагрузки. Для асинхронных электродвигателей значения $\frac{M_{max}}{M_н}$ указывают в каталогах.

Для двигателей постоянного тока общепромышленного типа

$$\frac{M_{max}}{M_н} = 2{,}0 \div 2{,}5;$$

для крановo-металлургических двигателей

$$\frac{M_{max}}{M_н} = 2{,}5 \div 4{,}0.$$

Проверка мощности выбранного двигателя по условиям нагрева производится в соответствии с режимом его работы.

Продолжительный режим с переменной нагрузкой характеризуется диаграммой (рис. 14, *а*); мощность выбранного каталогу двигателя $P_к \geqslant P_э$, где

$$P_э = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + P_3^2 t_3 + P_4^2 t_4 + P_5^2 t_5 + \cdots}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + \cdots}},$$

Если нагрузочный график имеет паузы t_0 и содержит периоды пуска $t_п$ и электрического торможения $t_т$, то эквивалентный ток рассчитывают по формуле

$$I_э = \sqrt{\frac{I_п^2 t_п + I_т^2 t_т + I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \cdots}{\beta(t_п + t_т) + \beta_0 t_0 + t_1 + t_2 + }}.$$

Для двигателей с внутренней самовентиляцией

$$\beta_0 = 0{,}25 \div 0{,}35; \quad \beta = 0{,}65.$$

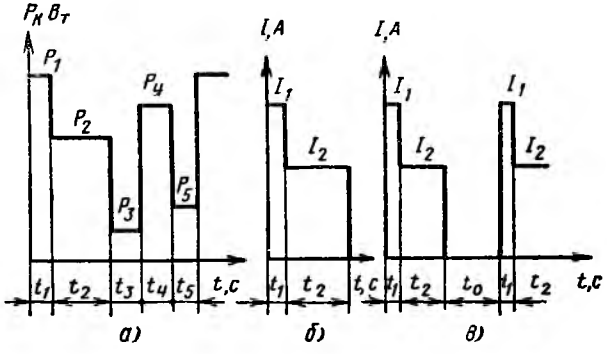


Рис. 14. Нагрузочные графики при разных режимах

Для закрытых двигателей с наружным обдувом

$$\beta_0 = 0{,}45 \div 0{,}55; \quad \beta = 0{,}75.$$

При пониженной скорости двигателей с самовентиляцией длительная работа их допустима только при пониженных моменте и мощности.

Номинальный ток выбранного по каталогу двигателя

$$I_к \geqslant I_э.$$

При кратковременном режиме (рис. 14, *б*) для периода нагрузки подсчитывают эквивалентный ток

$$I_{эк} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \cdots}{t_к}},$$

где $t_к$ — ближайшее к фактической длительности рабочего периода время работы двигателя по каталогу ($t_к$ = 15, 30, 60 мин или 90 мин).

Номинальный ток $I_к$ электродвигателя при данном $t_к$

$$I_к \geqslant I_{эк}.$$

При повторно-кратковременном режиме работы (рис. 14, *в*), если применяют двигатель, рассчитанный для этого

режима (краново-металлургический), эквивалентный ток подсчитывают для повторяющихся периодов включения без учета времени пауз:

$$I_{эп} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \cdots}{t_1 + t_2 + \cdots}}.$$

Затем определяют фактическую относительную продолжительность включения:

$$ПВ_ф = \frac{t_1 + t_2}{t_1 + t_2 + t_0}.$$

Далее фактический эквивалентный ток $I_{эп}$ при фактической относительной продолжительности включения $ПВ_ф$ пересчитывают на номинальный ток $I_{эн}$ при выбранном по каталогу значении $ПВ_н$ (15, 25, 40 или 60%):

$$I_{эн} = I_{эп} \sqrt{\frac{ПВ_ф}{ПВ_н}}.$$

Номинальный ток двигателя $I_н$ при $ПВ_н$ должен быть равен или больше $I_{эн}$.

Если при повторно-кратковременном режиме выбирают двигатель общепромышленного типа, мощность которого маркирована по продолжительному режиму (например, двигатель серии А2), то определение эквивалентного тока производится по формуле, приведенной для продолжительного режима с переменной нагрузкой, причем номинальный ток выбранного двигателя не должен быть меньше эквивалентного.

Если на всех участках нагрузочного графика двигателя его момент пропорционален току, выбор мощности может быть произведен по эквивалентному моменту

$$M_{эп} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + }{t_1 + t_2 + \cdots}}.$$

В случае, когда при тех же условиях мощность двигателя пропорциональна току, используют формулу эквивалентной мощности

$$P_э = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + }{t_1 + t_2 + \cdots}}.$$

Для периодов пуска и пауз в эти формулы вводят коэффициенты β и β_0.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бурдун Г. Д.** Справочник по международной системе единиц. М., изд-во стандартов, 1971, 230 с.
2. **Каталог-справочник.** Асинхронные электродвигатели единой серии А2 и АО2 мощностью от 0,6 до 100 кВт. М., изд. Информэлектро, 1969, 180 с.
3. **Краново-металлургические** электродвигатели. М., «Энергия», 1967, 240 с. Авт.: Н. М. Баталов, В. А. Белый, А. Б. Юффе, А. А. Рабинович, М. М. Синайский.
4. **Хализев Г. П.** Электропривод и основы управления. М., «Высшая школа», 1968, 336 с.
5. **Чиликин М. Г.** Общий курс электропривода. М., «Энергия», 1971, 432 с.
6. **Электротехнический** справочник. В 2-х т, т. 1, 2. М., «Энергия», 1971.

Глава 5

ЭЛЕКТРОНИКА

РЕЗИСТОРЫ И КОНДЕНСАТОРЫ

В зависимости от величины параметров маркируемых резисторов и конденсаторов должны применяться полные или сокращенные (кодированные) обозначения (ГОСТ 11076—69). Кодированные обозначения состоят из цифры, обозначающей номинальную величину емкости или сопротивления, буквы, обозначающей единицу измерения и одновременно указывающей положение запятой десятичной дроби (Е—Ом, К—кОм, М—МОм, Г—ГОм, Т—ТОм, П—пФ, Н—нФ, М—мкФ), и буквы, обозначающей допустимые отклонения от номинального значения емкости или сопротивления (Ж — ±0,1; У — ±0,2; Д — ±0,5; П — ±1; Л — ±2; И — ±5; С — ±10; В — ±20; Ф — ±30%; кроме того, для емкостей: *Э* — $^{+50}_{-10}$; *Б* — $^{+50}_{-20}$; *А* — $^{+80}_{-20}$; *Я* — $^{+100}_{-0}$; *Ю* — $^{+100}_{-10}$%; *Х* — ±0,4пФ). Отклонения ±30% недопустимы для постоянных резисторов. Примеры: Резистор Е47С — резистор с номинальным сопротивлением 0,47 Ом и допустимым отклонением от этой величины ±10%; конденсатор 1М52В — конденсатор с номинальной емкостью 1,52 мкФ и допустимым отклонением от этой величины ±20%.

Номинальные значения сопротивлений резисторов и емкостей конденсаторов должны соответствовать числам, полученным путем умножения чисел заданного ряда на 10^n (где n — целое положительное или отрицательное число и, в частном случае, 0). Номинальные сопротивления постоянных резисторов и емкостей конденсаторов с допустимыми отклонениями ±5, ±10 и ±20% определяются соответственно рядами Е24, Е12 и Е6, содержащими 24, 12 и 6 чисел:

Ряд Е24: 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,7; 3,0; 3,3; 3,6; 3,9; 4,3; 4,7; 5,1; 5,6; 6,2; 6,8; 7,5; 8,2; 9,1.
Ряд Е12: 1,0; 1,2; 1,5; 1,8; 2,2; 2,7; 3,3; 3,9; 4,7; 5,6; 6,8; 8,2.
Ряд Е6: 1,0; 1,5; 2,2; 3 3; 4,7; 6,8.

Номинальные сопротивления резисторов и емкостей конденсаторов с допустимыми отклонениями менее ±5% определяются более частыми рядами Е48, Е96 и Е192, а переменных резисторов с допустимыми отклонениями ±5, ±10 и ±20% — более редкими рядами Е6 и Е3. Номинальные емкости электролитических конденсаторов выбирают из ряда: 0,5; 1; 2; 5; 10; 30; 50; 100; 200; 300; 500; 1000; 2000; 5000, а конденсаторов с бумажным или пленочным диэлектриком в прямоугольных корпусах от 0,1 мкФ и выше — из ряда: 0,1; 0,25; 0,5; 1; 2; 4; 6; 10; 20; 40; 60; 80; 100; 200; 400; 600; 800; 1000.

Резисторы рассчитывают на номинальную мощность рассеяния (Вт), соответствующую ряду: 0,01; 0,025; 0,05; 0,125; 0,25; 0,5; 1; 2; 5; 8; 10; 16; 25; 50; 75; 100; 160; 250; 500.

Номинальные рабочие напряжения конденсаторов (В) выбирают из ряда: 1,0; 1,6; 3,0; 6,3; 10; 16; 25; 30; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 300; 400; 450; 500; 630; 750; 1000; 1600; 2000; 2500; 3000; 4000; 5000; 6300; 8000; 10 000; 16 000; 25 000; 40 000; 50 000.

По конструкции и назначению резисторы можно разделить на группы: постоянные, переменные и подстроечные (полупеременные). В зависимости от вида токопроводящего слоя резисторы подразделяют на углеродистые и бороуглеродистые, металлопленочные и металлоокисные, композиционные (объемные и пленочные) и проволочные. Наиболее распространены пленочные резисторы. Объемные резисторы обладают большим уровнем шума, но хорошо выдерживают импульсные нагрузки. Проволочные резисторы применяют в прецизионных схемах и цепях большой мощности, подстроечные или переменные резисторы со стопорными устройствами — для регулирования в схемах.

Углеродистые резисторы имеют высокую стабильность, небольшой отрицательный температурный коэффициент сопротивления (ТКС), они стойки к импульсным нагрузкам; бороуглеродистые резисторы отличаются меньшими значениями ТКС. Указанные резисторы выпускаются следующих типов: ВС — высокой стабильности, ОВС — повышенной надежности, ВСЕ — с осевыми выводами, УЛМ — углеродистые лакированные малогабаритные, УЛС — специальные, УЛИ — измерительные, УНУ — незащищенные ультравысокочастотные стержневые; УНУ—Ш — шайбовые, ИВС — импульсные высокостабильные, БЛП — бороуглеродистые лакированные прецизионные.

Металлопленочные и металлоокисные резисторы имеют низкий уровень шумов (до 5 мкВ/В), хорошую частотную характеристику, стойки к температурным изменениям, ТКС может быть как положительным, так и отрицательным; выпускаются следующих типов: МТ — металлопленочные теплостойкие, МЛТ — лакированные, ОМЛТ — повышенной надежности, МУН — ультравысокочастотные незащищенные, МГП — герметизированные прецизионные, МОУ — ультравысокочастотные, МОН — низкоомные (дополняют шкалу резисторов МЛТ), С2-6 — металлоокисные, С2-7Е — металлоокисные низкоомные (дополняют шкалу номиналов резисторов МТ).

Композиционные резисторы отличаются высокой надежностью, но величина их сопротивления зависит от напряжения, времени эксплуатации (старения) и частоты, имеют высокий уровень шумов; выпускаются следующих типов: С4-1 — повышенной теплостойкости, ТВО —тепло- и влагостойкие, КОИ — с органической связкой, КИМ — изолированные малогабаритные, КЛМ — лакированные, КВМ — вакуумные (в стеклянном баллоне), КЭВ — экранированные высоковольтные.

Резисторы постоянные проволочные выпускают следующих типов: ПВК — многослойные влагостойкие I и II групп (резисторы II группы предназначены для работы в условиях сухого и влажного тропического климата), ПТМН — многослойные малогабаритные нихромовые, ПТМК — константановые, ПТ — проволочные точные, ПЭ — эмалированные трубчатые, ПЭВ — влагостойкие, ПЭВР — регулируемые ОПЭВЕ — повышенной надежности и долговечности, ПЭВТ — термостойкие (тропические).

Диапазоны номинальных сопротивлений резисторов типов: ВС, МТ, МЛТ, ОЛМТ, МУН, МГП 10 Ом — 10 МОм; УЛИ 0,75 Ом — 1 МОм;

КВМ 15 МОм — 1000 ГОм; КЛМ 10 МОм — 1000 ГОм; КИМ 10 Ом — 1 ГОм; ТВО 3 Ом — 470 кОм; ПЭ, ПЭВ, ПЭВР 1 Ом — 56 кОм.

Допустимые отклонения от величин номинальных сопротивлений (в соответствии с кодовыми обозначениями) резисторов типов: ВС, МТ, ОМЛТ, МУН, КВМ, КЛМ, КИМ, ТВО — И, С, В; УЛИ — П, Л, И; МГП — Д; П; ПЭ; ПЭВ, ПЭВР — И, С.

Номинальные мощности рассеяния (Вт) резисторов типов: ВС от 0,125 до 10; УЛИ от 0,125; до 1; МТ, ОМЛТ; МЛТ, МУН от 0,125 до 2; МГП только 0,5; КИМ только 0,05 и 0,125; ТВО от 0,125 до 20 и 60; ПЭ, ПЭВ, ПЭВР от 7,5 до 150.

Рабочие диапазоны температур (° С) резисторов типов: МГП от —40 до +55; СП в зависимости от группы: от —65 до +125 (I), от —65 до +100 (II), от —40 до +70 (III); УЛИ, ОМЛТ, МЛТ, МУН от —60 до +125; ВС от —60 до +100; МТ от —60 до +200; КВМ, КЛМ, КИМ от —60 до +(70÷125) в зависимости от типа и номинала; ТВО, ПЭ, ПЭВ, ПЭВР от —60 до +155.

Температурный коэффициент сопротивления (% на 1° С) резисторов типов: ВС от —0,05 до —0,2; УЛИ от —0,03 до —0,05; МТ от 0,0012 до 0,0016; ОМЛТ, МЛТ, МУН $-1{,}2\cdot10^{-3}$; МГП класса I от —0,01 до 0,025 (класс не обозначается), класса II от —0,02 до 0,03 (обозначается Б); КВМ, КЛМ, КИМ — 0,25; ТВО от —0,06 до —0,18.

Уровень шумов (мкВ/В) резисторов типов: ВС, МТ, ОМЛТ, МЛТ группы А до 1, группы Б (не обозначается) до 5; КВМ, КЛМ, КИМ до 5—15; ТВО до 10.

Пример обозначения: Резистор МТ-0,5—510 кОм — 5% — АТ ГОСТ 7113—66* — резистор постоянный типа МТ с мощностью рассеяния 0,5 Вт, с номинальной величиной сопротивления 510 кОм и допустимым отклонением от номинала ±5% уровнем шумов не более 1 мкВ/В, в тропическом исполнении.

Резисторы переменные подразделяют на непроволочные и проволочные. Непроволочные резисторы выпускают следующих типов: СПО — объемные; СПО-Е — повышенной долгвечности; СП — лакопленочные; СП-3 — для печатного и объемного монтажа; ВК, ВКУ, ТК, ТКД, СНК, СНВКД — одинарные и сдвоенные с выключателем и без выключателя в обычном и тропическом исполнениях. Переменные проволочные резисторы выпускают следующих типов: СП5 — низкочастотные (до 1000 Гц) для печатного и навесного монтажа; ЮС — низкочастотные юстировочные; ППЗ — одинарные и сдвоенные (имеют три варианта конструкции осей); РП-25, РП-80 — мощные резисторы с керамическим основанием. Переменные резисторы подразделяют на три группы в зависимости от формы функциональной характеристики изменения величины сопротивления от угла поворота оси: А — линейная, Б — логарифмическая, В — обратная логарифмическая. Номинальные значения резисторов типа СП от 20 Ом до 4,7 МОм, допустимые отклонения от номинала ±20% (до 220 кОм) и ±30% (свыше 220 кОм); номинальные мощности рассеяния 0,125; 0,5 и 1 Вт; ТКС не более — 0,1% на 1° С при номинальной величине сопротивления до 68 кОм и —0,2% на 1° С при 100 кОм и выше; э. д. с. шумов в зависимости от характеристики и номинала от 4 до 40 мкВ/В.

Конденсаторы по характеру изменения емкости подразделяют на постоянные, переменные и подстроечные, а по виду используемого диэлектрика — на электролитические, керамические, бумажные, слюдяные, стекло-эмалевые, с воздушным диэлектриком и т. д.

Электролитические конденсаторы предназначены для работы в цепях только с постоянным и пульсирующим напряжениями. Их выпускают следующих типов: КЭ — конденсаторы электролитические, КЭГ — герметизированные, ЭТ — танталовые, ЭТН — неполярные, ЭТО — объемно-пористые и др. В зависимости от рабочего диапазона температур их подразделяют на группы: Н — неморозостойкие, работают при температуре от —10 до +70° С, М — морозостойкие — от —40 до +60° С; ПМ — повышенной морозостойкости — от —50 до+60° С; ОМ — особоморозостойкие — от —60 до +60° С. Электролитические конденсаторы имеют большие емкости — до 2000 мкФ и выпускаются одно-, двух- и многосекционными, т. е. в одном корпусе может помещаться несколько конденсаторов.

Пленочные и металлопленочные конденсаторы используют в цепях, где протекают токи низких и средних частот. Их выпускают следующих типов: МГП — металлопленочные герметизированные, МПО — однослойные, МГПО — герметизированные однослойные, ПКГИ — пленочные комбинированные импульсные, ПМ — полистироловые малогабаритные, ПО — пленочные открытые, ПОВ — высоковольтные, ПСО — — стирофлексные открытые, ФТ — фторопластовые термостойкие, ФЧ — частотные; имеют емкости от десятков пикофарад до нескольких микрофарад; номинальные напряжения — сотни и тысячи вольт; конденсаторы ФЧ предназначены для работы на частотах до 2400 Гц.

Слюдяные конденсаторы предназначены для работы в высокочастотных цепях. Их выпускают следующих типов: КСО — конденсаторы слюдяные опрессованные пластмассовые, СГМ — герметизированные малогабаритные, К 31У—3Е — слюдяные малой мощности повышенной надежности. Имеют емкости не более 0,047 мкФ. В зависимости от величины температурного коэффициента емкости (ТКЕ) их подразделяют на четыре группы: А — значение ТКЕ не нормируется, Б — $\pm 200 \cdot 10^{-6}$; В — $\pm 100 \cdot 10^{-6}$; Г — $\pm 50 \cdot 10^{-6}$.

Керамические конденсаторы предназначены для работы в цепях высокой частоты; они характеризуются малыми диэлектрическими потерями. Конденсаторы с диэлектриком из сегнетокерамики предназначены для работы на низких частотах. Керамические конденсаторы выпускают следующих типов: КГК — конденсатор герметизированный керамический, КДУ — дисковый ультравысокочастотный, КЛС — литой секционный, КЛГ — герметизированный, КП, КПС — пластинчатый сегнетоэлектрический, КТП — керамические трубчатые проходные, КДО — дисковые опорные, КО — керамические опорные и др. В зависимости от величины ТКЕ керамические конденсаторы подразделяют на 15 групп. Они имеют емкости до десятков тысяч пикофарад, рабочее напряжение обычно десятки вольт, но у отдельных типов конденсаторов достигает 1000 В.

Бумажные и металлобумажные конденсаторы используют в цепях пульсирующего и низкочастотного напряжения. Они характеризуются относительно большими диэлектрическими потерями; выпускаются следующих основных типов: БГТ — бумажные герметизированные термостойкие, БМ — бумажные малогабаритные, БМТ — теплостойкие, СМ — масляные, МБГ — металлобумажные герметизированные, МБГН низковольтные, МГБО — однослойные, МБГТ — термостойкие, МБМ — малогабаритные и др.; имеют емкость до единиц микрофарад, выпускаются одно-, двух и многосекционные. Рабочее напряжение достигает 1000 В.

Подстроечные конденсаторы предназначены для подстройки емкости в высокочастотных цепях, выпускаются двух видов: КВП — пластинчатые с воздушным диэлектриком и КПК — керамические малогабаритные. Их емкость может изменяться от 2,0—8 до 12—35 пкФ.

МАГНИТНЫЕ МАТЕРИАЛЫ [5, 11]

Существующие в настоящее время магнитные материалы подразделяют на три основные группы: магнитотвердые, магнитомягкие и материалы с прямоугольной петлей гистерезиса (ППГ).

Магнитотвердые материалы применяют для изготовления постоянных магнитов. Они характеризуются величинами остаточной индукции, коэрцитивной силы и магнитной энергии. В настоящее время разработаны материалы, обладающие коэрцитивной силой до 360 кА/м, остаточной магнитной индукцией до 1,6 Т и магнитной энергией до 40—50 кДж/м^3. В качестве магнитотвердых материалов используют: мартенситовые стали ЕХ3, ЕВ6, ЕХ5К5, ЕХ9К15М2 (ГОСТ 6862—71) (буквы означают: Е — сталь магнитотвердая, Х — хром, В — вольфрам; К — кобальт, М — молибден), сплавы на основе меди, железа, кобальта, никеля, алюминия и других металлов: ЮНД4, ЮНД8, ЮНДС, ЮНДК15, ЮНДК18, ЮНДК35Т5, ЮНДК34Т5, ЮН14ДК24, ЮН13ДК246, ЮН13ДК25А, ЮН13ДК25БА и т. д. (ГОСТ 17809—72); деформируемые сплавы Викаллой I и II, Кунифе I и II, Кунико I и II, бариевые сплавы (магнитотвердые ферриты), 1БИ, 1БИ1, 1БИ2, 2БА, 2БА1, 3БА, 1,5КА, 2КА (ОСТ 11 ПО 707.002); высококоэрцитивные сплавы на основе благородных металлов PtFe, PtCo и AgMnAl.

Магнитомягкие материалы используют для изготовления сердечников катушек, дросселей и трансформаторов (см. стр. 135).

Магнитные материалы с прямоугольной петлей гистерезиса (ППГ) применяют в элементах логики и вычислительной техники. Наибольшее распространение получили ферриты с ППГ на основе системы MgO—MnO—Fe_2O_3 (обозначают ВТ). Число, стоящее в марке перед буквами, означает коэрцитивную силу в эрстедах (например, 0,9ВТ).

КАТУШКИ ИНДУКТИВНОСТИ, ДРОССЕЛИ И ТРАНСФОРМАТОРЫ

Катушки индуктивности классифицируют по типу намотки, способам настройки и подгонки индуктивности, виду сердечников и виду защиты (экранированные и неэкранированные).

Дроссели — это катушки индуктивности, предназначенные для использования в качестве элементов фильтров высокой или низкой частоты.

По типу намотки катушки подразделяют на однослойные со сплошной обмоткой и с обмоткой с принудительным шагом, многослойные цилиндрические, плоские, тороидальные с круглым и прямоугольным сечением, корзинчатые и др. Тип обмотки выбирается в зависимости от индуктивности катушки и конструкции сердечника.

Катушки без сердечника рассчитывают по импирическим формулам с погрешностью 10%, причем для каждого вида обмотки существуют свои формулы. При необходимости обеспечения требуемого значения индуктивности с меньшей погрешностью количество витков катушки

предварительно увеличивают на 5—7% против расчетного и затем подгоняют значение индуктивности катушки, отматывая нужное число витков. Добротность катушки, т. е. отношение ее индуктивного сопротивления к сопротивлению потерь, определяется типом намотки, диаметром провода и его материалом, материалом изоляции провода, а также материалом и конструкцией каркаса катушки. Для увеличения добротности применяют бескаркасную конструкцию катушек, материал провода выбирают с возможно меньшим удельным сопротивлением (обычно медь), для уменьшения потерь из-за поверхностного эффекта и вихревых токов используют многожильный провод типа лицендрат, каждая жила которого изолирована от других. Температурный коэффициент индуктивности катушек показывает величину изменения индуктивности при изменении температуры на 1° С. Для его уменьшения каркасы катушек изготовляют из материалов, имеющих малый линейный температурный коэффициент расширения, а обмотку наносят путем напыления металла на каркас. Индуктивность катушек без сердечников может достигать сотен микрогенри, а добротность 400—600, однако обычно ее значение близко к 100.

Катушки с сердечниками из магнитомягких материалов позволяют получать достаточно большие значения индуктивности и добротности при относительно малых габаритных размерах катушек. В низкочастотных катушках индуктивности и дросселях используют сердечники из листовой трансформаторной стали, набранные для уменьшения потерь от вихревых токов из возможно более тонких листов, изолированных один от другого. В сердечниках дросселей фильтров выпрямителей делается воздушный зазор для уменьшения постоянного магнитного потока с целью предохранения сердечника от насыщения. В катушках индуктивности для низких и повышенных частот в качестве материала сердечников используют горяче- и холоднокатаные листовые стали марок Э31, Э41, Э45, Э310, (ГОСТ 802—58), железоникелевые сплавы типов пермаллой и гиперм марок Мо-пермаллой, Супермаллой, Гиперм-50, Гиперм-766 и магнитодиэлектрики на основе порошкообразного карбонильного железа, альсифера и молибденового пермаллоя. Для повышения магнитной проницаемости цилиндрического сердечника его наматывают из тонкой пермаллоевой ленты, прокатанной вдоль направления магнитного поля.

Для высокочастотных катушек используют сердечники из магнитодиэлектриков (сердечники из магнитодиэлектрика, полученного из порошка карбонильного железа путем прессования его с бакелитом, применяют на частотах до 30—50 МГц в катушках и дросселях средней стабильности) и ферритов. Наибольшее распространение получили никельцинковые, марганцевоцинковые и литийцинковые ферриты. Они обладают высокой магнитной проницаемостью (у марганцевоцинковых ферритов она достигает 6000) и большим удельным сопротивлением (до 10^{10} Ом·см). По механическим свойствам ферриты похожи на керамику. На высоких частотах применяют литийцинковые ферриты с магнитной проницаемостью до 100—200, а на частотах до 100 кГц в основном используют марганцевоцинковые ферриты, у которых на более высоких частотах резко возрастают потери. Ферриты обладают высокой диэлектрической проницаемостью, подвержены старению (магнитная проницаемость уменьшается на 1—10% за один год), механические воздействия (тряска, удары и т. п.) могут приводить к необратимым изменениям магнитной проницаемости. Магнитодиэлектрики обладают

значительно более высокой стабильностью, однако высокостабильные катушки приходится делать вообще без сердечников. В обозначении марки феррита первые цифры указывают магнитную проницаемость (например, 1500НМ1, 50ВЧ2), буквы — рабочий частотный диапазон (Н — низкочастотный, до 2 МГц; ВЧ — высокочастотный), последняя буква может указывать материал (например, М — марганцевоцинковый, Н — никельцинковый, Л — литийцинковый), буквы И и С обозначают, что феррит предназначен для работы соответственно в импульсном режиме и сильных полях.

По форме магнитные сердечники подразделяют на цилиндрические, кольцевые и броневые. Цилиндрические сердечники обозначают следующим образом: СЦР — с резьбой для крепления, СЦГ — гладкие, СЦТ — трубчатые с диаметрами от 1,8 до 2,75 мм. В обозначении кольцевых сердечников, например К10×6×3, числа соответственно указывают внешний и внутренний диаметры и высоту кольца в миллиметрах. Броневые сердечники обозначают буквой Б, например Б26, причем число показывает внешний диаметр сердечника в миллиметрах.

Для подгонки индуктивности катушек к требуемому значению применяют цилиндрические сердечники из магнитных материалов с резьбой на сердечнике или на немагнитном стержне, запрессованном в него; резьба позволяет плавно вводить сердечник в катушку и закреплять его в нужном положении. При введении сердечника индуктивность катушки увеличивается, а добротность изменяется незначительно, достигая максимума, как правило, при некотором среднем положении сердечника.

На высоких частотах применяют сердечники из немагнитных материалов, которые иногда имеют форму дисков, поворачивающихся внутри катушки. При введении таких сердечников в катушку или повороте диска таким образом, что угол между его плоскостью и плоскостью витков катушки уменьшается, индуктивность катушки уменьшается, причем пропорционально ей уменьшается добротность.

При расположении на одном сердечнике двух или более обмоток образуется трансформатор. Сердечник для трансформатора выбирают в зависимости от передаваемой им мощности и диапазона рабочих частот. На высоких частотах можно применять трансформаторы без сердечников.

Особые требования предъявляют к импульсным трансформаторам. Так, например, трансформаторы прямоугольных импульсов должны с искажениями, не превышающими допустимых, передавать плоскую вершину импульсов, а трансформаторы треугольных импульсов должны пропускать высокие частоты, чтобы не искажать остроугольную форму импульса. Лучшую передачу формы импульсов обеспечивают трансформаторы со стержневыми и тороидальным сердечниками.

ПОЛУПРОВОДНИКОВЫЕ И ЭЛЕКТРОННЫЕ ПРИБОРЫ

В настоящее время разработано и выпускается множество разнообразных видов полупроводниковых, вакуумных, газонаполненных и других близких к ним по назначению приборов, которые находят широкое применение при автоматизации процессов обработки и контроля, а также в некоторых технологических процессах, как, например, при нагреве токами СВЧ, и в системах программного управления.

Большое разнообразие приборов и областей их применения привело к созданию множества различных видов *классификаций*, основные из которых следующие: приборы подразделяют по назначению на выпрямительные, генераторные, усилительные, преобразовательные и т. д.; по режиму работы — на непрерывного и импульсного действия; по диапазону рабочих частот — на низкочастотные, высокочастотные и сверхвысокочастотные; по конструктивному выполнению приемно-усилительные электронные приборы подразделяют на серии: стеклянные, металлические, пальчиковые, типа «желудь» и др.

Маркировка приборов позволяет по шифру марки определить ряд характеристик приборов.

Полупроводниковые приборы маркируют в соответствии с ГОСТ 10862—72, предусматривающим составление марки из четырех элементов: первый элемент — буква или цифра, обозначающая исходный материал (Г или 1 — германий, К или 2 — кремний, А или 3 — соединения галлия); второй элемент — буква, указывающая подкласс прибора (Д — диод, Т — транзистор, Ф — фотоприбор, С — стабилитрон, В — варикап, И — туннельный диод, Н — неуправляемый многослойный переключающий прибор, У — управляемый многослойный переключающий прибор, А — сверхвысокочастотный диод, Ц — выпрямительный столб или блок); третий элемент — число, уточняющее принадлежность прибора к определенной группе внутри подкласса, — *диоды* выпрямительные: 1 — малой мощности на токи до 0,3 А, 2 — средней мощности на токи 0,3—10 А, универсальные 4, импульсные 5 — с временем восстановления более 150 нс, 6 — от 30 до 150 нс, 7 — от 5 до 30 нс, 8 — от 1 до 5 нс и 9 — менее 1 нс, *транзисторы* малой мощности (с мощностью рассеяния до 0,3 Вт): 1 — низкочастотные с граничной частотой не более 3 МГц; 2 — среднечастотные с граничной частотой от 3 до 30 МГц; 3 — высокочастотные с граничной частотой более 30 МГц; *транзисторы* средней мощности (от 0,3 до 1,5 Вт): 4 — низкочастотные; 5 — среднечастотные; 6 — высокочастотные; *транзисторы* большой мощности (более 1,5 Вт): 7— низкочастотные; 8— среднечастотные; 9 — высокочастотные; *фотоприборы*: 1 — фотодиоды; 2 — фототранзисторы; *стабилитроны* малой мощности (до 0,3 Вт): 1 — от 0,1 до 10 В; 2 — от 10 до 99 В; 3 — от 100 до 199 В; *стабилитроны* средней мощности (от 0,3 до 15 Вт): 4—от 0,1 до 9,9 В; 5—10 от до 99 В; 6 — от 100 до 199 В; *стабилитроны* большой мощности (от 5 до 25 Вт): 7 — от 0,1 до 9,9 В; 8 — от 10 до 99 В; 9 — от 100 до 199 В; *туннельные диоды*: 1 — усилительные; 2 — генераторные; 3 — переключающие; 4 — обращенные *тиристоры диодные*: 1 — малой мощности (прямой ток до 0,3 А); 2 — средней мощности (от 0,3 до 10 А); *тиристоры триодные* незапираемые: 1 — малой мощности; 2 — средней мощности; запираемые: 3 — малой мощности: 4 — средней мощности; симметричные незапираемые: 5 — малой мощности; 6 — средней мощности; *сверхвысокочастотные диоды*: 1 — смесительные; 2 — детекторные; 3 — модуляторные; 4 — параметрические; 5— регулирующие; 6 — умножительные; 7 — генераторные; *выпрямительные столбы и блоки*: 1—столбы малой мощности (на ток до 0,3 А); 2 —столбы средней мощности (от 0,3 до 10 А); 3 — блоки малой мощности (до 0,3 А); 4 — блоки средней мощности (от 0,3 — до 10 А); четвертый элемент обозначения — двухзначное число, определяющее номер разработки технологического типа прибора, и пятый элемент — буква, определяет деление технологического типа на параметрические группы

или последовательность разработки. Пример: 1Т403Ж — германиевый транзистор средней мощности, с граничной частотой 3 МГц, номер разработки 03, группа Ж.

Полупроводниковые приборы, разработанные до 1964 г., продолжают маркироваться по старой системе, предусматривающей составление марки из трех элементов: первый элемент — буква Д для диодов или П для транзисторов; второй элемент — число, отличающее прибор данного типа от других, причем сотня, в пределах которой оно выбрано, указывает на класс данного прибора (диоды: 1, . . ., 100 — точечные германиевые, 101, . ., 200 — точечные кремииевые, 201, . ., 300 — плоскостные кремниевые, 301, . . ., 400 — плоскостные германиевые, 401, ., 500 — смесительные и модуляторные, 501, . . ., 600 — умножительные, 601, 700 — видиодетекторы, 701, . . ., 800 — параметрические, 801, . . ., 900 — стабилитроны, 1001, . . ., — выпрямительные столбы; транзисторы: 1, . . ., 100 — маломощные германиевые низкочастотные, 101, . . ., 200 — маломощные кремниевые низкочастотные, 201, . ., 300 — мощные германиевые низкочастотные, 301, . . ., 400 — мощные кремниевые низкочастотные, 401, ., 500— маломощные германиевые высокочастотные, 501, . . . , 600—маломощные кремниевые высокочастотные, 601, . . . — мощные высокочастотные); третий элемент (необязательный) — буква, отличающая разновидности приборов одного типа. К обозначениям транзисторов, выпускаемых в новых унифицированных корпусах, впереди добавляется буква М. Например, МП42А — маломощный германиевый низкочастотный транзистор типа 42, разновидность А, в унифицированном корпусе.

Некоторые полупроводниковые приборы выпускают с нестандартным обозначением, например, германиевые плоскостные выпрямительные диоды типов Д7А—Д7Ж.

Марку приемно-усилительных ламп и кенотронов составляют из четырех элементов:

Первый элемент — число, указывающее (округленно) напряжение накала лампы в вольтах.

Второй элемент — буква, характеризующая тип лампы: А — частотно-преобразовательная лампа с двумя управляющими сетками, Б — пентод с одним или двумя диодами в одной колбе, В — пентод с вторичной эмиссией, Г — триод с одним или двумя диодами в одной колбе, Д — диод, Е — индикатор настройки, Ж — пентод или лучевой тетрод с короткой характеристикой, И — частотно-преобразовательная лампа типа триод-гексод, триод-гептод или триод-октод, К — пентод или лучевой тетрод с удлиненной характеристикой, Н — двойной триод, П — выходной, т. е. мощный, пентод или лучевой тетрод, Р — двойной пентод или тетрод, С — триод, Ф — частотно-преобразовательная лампа типа триод—пентод, Х — двойной диод, Ц — кенотрон, Э — тетрод.

Третий элемент — число, отличающее прибор данного типа от других. Четвертый элемент — буква, характеризующая конструктивное оформление лампы: С — лампа в стеклянном баллоне с цоколем, К — лампа в керамическом баллоне — металлокерамическая, Ж — миниатюрная лампа типа «желудь», П — «пальчиковая» миниатюрная лампа диаметром более 10 мм, Б — то же, диаметром 10 мм, А — то же, диаметром 6 мм, Р — то же, диаметром 4 мм, Л — лампа с замком на ключе цоколя, Д — лампа с дисковыми выводами. Отсутствие четвертого элемента указывает на то, что лампа заключена в металлический баллон.

В обозначениях некоторых ламп после четвертого элемента через тире ставится еще буква, указывающая на особые условия работы лампы: В — лампа повышенной механической прочности и надежности, Е — долговечная лампа, И — лампа, предназначенная для работы в импульсном режиме, К — лампа высокой виброустойчивости. Например, 6ПЗС — Е — выходной пентод или лучевой тетрод с напряжением накала 6,3 В, имеющий номер типа 3, выполненный в стеклянном баллоне с цоколем, обладающий повышенной долговечностью.

Марку генераторных и модуляторных ламп составляют из двух основных элементов: Первый элемент — буква, указывающая на область применения лампы: ГК — генераторные лампы для работы на частотах до 25 МГц, ГУ — то же, но для работы в диапазоне частот от 25 до 600 МГц, ГС — то же, но для работы на частотах выше 600 МГц, ГМ — модуляторная лампа, ГИ — импульсная генераторная лампа, ГМИ — импульсная модуляторная лампа. Второй элемент (ставится после тире) — число, отличающее лампу данного типа от других; в некоторых случаях в конце марки ставится буква А, указывающая на водяное охлаждение, или Б, указывающая на принудительное воздушное охлаждение.

Марку газонаполненных приборов составляют из трех основных элементов. Первый элемент — буква, характеризующая тип прибора: ГГ — газотрон с наполнением инертным газом, ГР — газотрон с наполнением ртутными парами, ТГ — тиратрон с накальным катодом и наполнением инертным газом, ТР — то же, но с наполнением ртутными парами, ТГИ — импульсный титратрон, И — игнитрон); второй элемент — число, отличающее прибор данного типа от других, третий элемент (ставится после тире) — дробь с косой чертой, числитель которой указывает максимальную величину среднего значения анодного тока (для импульсных приборов — максимальный ток в импульсе) в амперах, а знаменатель — максимальное значение обратного анодного напряжения в киловольтах. Для приборов с тлеющим разрядом — тиратронов с холодным катодом — и газонаполненных стабилизаторов напряжения в качестве первого элемента используют буквы ТХ — тиратрон с холодным катодом, СГ — газонаполненный стабилизатор напряжения, а в качестве третьего элемента — буква, характеризующая конструктивное оформление прибора, как и при маркировке приемно-усилительных ламп и кенотронов. Иногда после тире добавляется еще один элемент, как и при маркировке приемно-усилительных ламп, указывающий на особые условия работы.

Алкатрон — униполярный полевой четырехэлектродный транзистор кольцевой конструкции, позволяющей увеличивать габариты прибора и его мощность, не снижая предельную частоту усиливаемых сигналов; служит для усиления мощности сигналов с частотой до 100 МГц при мощности рассеяния до десятков ватт [3, 10].

Амплитрон — усилительный прибор магнетронного типа обратной волны с замкнутым электронным потоком; служит для усиления сигналов в диапазоне сантиметровых и миллиметровых волн.

Аркатрон — управляемый ионный электровакуумный прибор с холодным катодом и с несамостоятельным дуговым разрядом, в котором с помощью одного или нескольких электродов обеспечивается управление моментом возникновения разряда; применяется в регулируемых выпрямителях и системах управления.

Артатрон — ионный электровакуумный прибор с горячим или холодным катодом и скрещенными электрическим и магнитным полями; обладает вентильными свойствами и применяется в коммутирующих устройствах и выпрямителях; разработаны типы прибора на десятки киловольт и десятки килоампер. В управляемых артатронах магнитное поле создается не постоянным магнитом, а электромагнитом, что позволяет регулировать моменты зажигания и гашения прибора; применяются в управляемых выпрямителях большой мощности.

Артрон — одна из моделей нейтронов в США, служит для реализации функций алгебры логики и является перестраиваемым самоорганизующимся элементом, который в процессе «обучения» настраивается на выполнение определенной логической функции [9].

Бареттер — безразрядный прибор, предназначенный для стабилизации тока, который проходит по железной или вольфрамовой нити, помещенной в наполненный водородом стеклянный баллон; включается последовательно с нагрузкой; при небольшом изменении тока нагрев нити приводит к значительному увеличению ее сопротивления, в результате чего изменяется напряжение на бареттере, а напряжение на нагрузке остается практически постоянным; пример маркировки: 0,3Б 17—35, где 0,3 — стабилизируемый ток в амперах, Б — бареттер, 17—35 — рабочий диапазон напряжений на бареттере в вольтах [3].

Биакс — магнитный запоминающий элемент с неразрушающим считыванием информации из феррита с прямоугольной петлей гистерезиса; размеры элемента порядка 1×1×2 мм, частота опроса до 10 МГц, частота записи значительно ниже [9].

Бидематрон — усилительный прибор магнетронного типа, в котором объединены биматрон и дематрон.

Биматрон — лампа бегущей волны магнетронного типа, в которой замедляющая система имеет разрывы.

Бинистор — см. тетристор.

Битермитрон — усилительный прибор магнетронного типа обратной волны с инжектированным электронным потоком и разомкнутой замедляющей системой.

Блок полупроводниковый выпрямительный — набор выпрямительных полупроводниковых диодов, собранных по определенной электрической схеме в единую конструкцию, имеющую более двух выводов.

Болометр — прибор, у которого под воздействием измеряемого электромагнитного излучения изменяется сопротивление; применяется для измерения малых мощностей излучения. У металлических (проволочных) болометров излучение падает на одну или несколько металлических ленточек, помещенных в вакуум, и нагревает их, вызывая увеличение сопротивления [9]. Полупроводниковые болометры называют термисторами.

Варактор — варикап, предназначенный для умножения частоты; имеет малую барьерную емкость (до 3—10 пФ); используется также в параметрических усилителях СВЧ.

Варикап — полупроводниковый диод, используемый как элемент с электрически управляемой емкостью, зависящей от величины обратного напряжения на диоде [3].

Вариконд — конденсатор, емкость которого зависит от величины поданного на него постоянного напряжения [9].

Варистор — полупроводниковый резистор с нелинейной симметричной вольтамперной характеристикой; имеет два вывода [9].

Вентиль — прибор, обладающий преимущественной односторонней проводимостью; термин применим только к ионным приборам [4].

Вентиль ионный самоподогревного типа — вентиль, имеющий стартовый подогреватель, включаемый для разогрева катода и выключаемый при включении анодного напряжения.

Вентиль ртутный — вентиль с ртутным катодом и самостоятельным дуговым разрядом; может быть одно-, двух- и многоанодным; применяется в мощных выпрямителях; ртутный вентиль с дугой возбуждения имеет постоянный вспомогательный дуговой разряд возбуждения; управляемый ртутный вентиль имеет управляющий электрод, потенциал которого управляет моментом возникновения главного дугового разряда.

Видекон — передающая телевизионная трубка с фотопроводящей мишенью; отличается простотой конструкции и схемы питания, дешевизной, малыми габаритами (25×160 мм), низким порогом чувствительности (3—5 лк), ровным фоном; недостаток — инерционность, поэтому видекон не пригоден для передачи быстросменяющихся изображений; применяется в промышленном и космическом телевидении, а также для показа кинофильмов, когда ввиду высокой освещенности его инерционность уменьшается [9].

Витрод — быстродействующий переключатель на основе халькогенидных стеклообразующих полупроводников.

Выпрямитель твердый — см. диод полупроводниковый.

Газотрон — неуправляемый ионный двухэлектродный вентиль с накаливаемым катодом и с несамостоятельным дуговым разрядом в газе или парах металла (обычно ртути); может быть одно- и двуханодным; применяется в мощных выпрямителях; катод необходимо разогревать до включения анодного напряжения [3, 4].

Гексод — электронная лампа с шестью электродами: катодом, анодом и пятью сетками; используется в преобразователях частоты в качестве смесительной лампы.

Гептод — электронная лампа с семью электродами: катодом, анодом и пятью сетками; используется в преобразователях частоты, где одновременно выполняет роль генераторной и смесительной ламп [3].

Геркон — герметизированное, обычно в стеклянном баллоне, магнитоуправляемое контактное устройство; магнитное поле, смещающее пружины контактов, создается катушкой, находящейся вне баллона [7].

«Глаз магический» — см. индикатор настройки электронный.

Графекон — запоминающая трубка с двумя электронными прожекторами (записывающим и считывающим) под действием записывающего луча с энергией порядка 10 кэВ, модулированного сигналом, возрастает проводимость мишени, выполненной в виде тонкой пленки изолятора (толщиной около 0,5 мм) на алюминиевой сигнальной пластине; при коммутации мишени считывающим лучом энергией порядка 1 кэВ накапливается положительный заряд, который стекает сквозь мишень на сигнальную пластину; так как величина тока утечки заряда практически пропорциональна току записывающего луча, то на мишени создается потенциальный рельеф, который считывается как в иконоскопе; графекон позволяет одновременно записывать и считывать сигнал, преобразовывать радиолокационный сигнал в телевизионный и т. д. В графиконе с двусторонней мишенью записывающий луч «простреливает» алюминиевую сигнальную пластину, имеющую толщину порядка микрона со стороны, противоположной мишени; это позволяет располагать луч

перпендикулярно мишени и уничтожает трапецеидальные искажения считывающего растра, возникающие из-за наклонного падения электронного луча на мишень в обычном графеконе [9].

Декатрон — ионный электровакуумный прибор тлеющего разряда, предназначенный для цифрового счета и распределения (коммутации) импульсов в десятичной системе считывания; в двухимпульсных декатронах каждый поступающий импульс должен предварительно с помощью специальной схемы преобразовываться в два импульса, следующие один за другим через 1—2 мкс [3, 9].

Дематрон — усилительный прибор магнетронного типа прямой волны, у которого эмиттирующая поверхность катода простирается вдоль пространства взаимодействия.

Детектор — прибор, выполняющий роль выпрямителя в высокочастотных или измерительных схемах (см. диод).

Динистор — см. тиристор диодный.

Динод — см. умножитель фотоэлектронный.

Диод — электронная лампа с двумя электродами (анодом и катодом) или полупроводниковый прибор, имеющий два вывода и обладающий преимущественной односторонней проводимостью; применяется для выпрямления и детектирования [3, 4].

Диод газоразрядный — см. вентиль.

Диод Гана — полупроводниковый прибор, основанный на эффекте Гана и используемый для генерации колебаний СВЧ [9].

Диод германиевый — полупроводниковый диод монокристаллической структуры, изготовленный из примесных полупроводниковых материалов, полученных на основе германия [4].

Диод двойной — комбинированная электронная лампа, представляющая собой два диода, помещенные в один баллон, например, 6Х6С [9].

Диод двойной — пентод (триод) — комбинированная лампа, представляющая собой два диода и пентод (триод), помещенные в один баллон, например, 6Б8С (6Г7С) [9].

Диод двухбазовый — полупроводниковый диод, у которого базовая пластина имеет два электрических вывода от ее противоположных торцов: рабочий и вспомогательный; с помощью напряжения между ними можно получить на характеристике диода участок, соответствующий отрицательному дифференциальному сопротивлению; применяется главным образом в импульсных спусковых схемах [9].

Диод детекторный — см. диод.

Диод ионный — см. вентиль.

Диод кремниевый — диод монокристаллической структуры, изготовленный из примесных полупроводниковых материалов, полученных на основе кремния; работает при температурах до 120—150° С [4].

Диод кристаллический — см. диод полупроводниковый.

Диод купроксный — см. диод меднозакисный.

Диод лавинно-пролетный — полупроводниковый диод, работающий в режиме лавинного размножения носителей зарядов при обратном смещении электрического перехода; хотя его статическая характеристика не имеет участка, соответствующего отрицательному дифференциальному сопротивлению, однако в этом режиме сопротивление в узкой области диапазона СВЧ может стать отрицательным; применяется для генерации колебаний в этой области частотного диапазона [9].

Диод меднозакисный — полупроводниковый диод, изготовленный на медной пластине путем покрытия ее слоем закиси; обратное пробивное

напряжение 12—15 В; этот диод обладает высокой стабильностью; применяется в измерительных приборах выпрямительной системы [4].

Диод обращенный — полупроводниковый диод с критической концентрацией примеси, обладающий из-за туннельного эффекта большей проводимостью при обратном напряжении, чем при прямом; применяется при детектировании слабых сигналов [9].

Диод опорный — см. стабилитрон полупроводниковый.

Диод параметрический — разновидность варикапа; предназначен для работы в параметрических усилителях и преобразователях; имеет малую емкость — десятые доли — единицы пикофарад [9].

Диод переключающий — см. тиристор диодный.

Диод переключающий управляемый — см. тиристор триодный.

Диод планарный — технологическая разновидность кремниевых диодов, у которого обе полупроводниковые области находятся на одной стороне пластины; это позволяет получать на одной пластине большое число одинаковых структур диодов, из которых при распиливании получают отдельные диоды, обладающие очень близкими характеристиками [9].

Диод плоскостной — диод с плоскостным p — n переходом, рассчитан на большие токи и мощности рассеяния; недостаток — большая емкость между электродами [3, 10].

Диод полупроводниковый — электропреобразовательный полупроводниковый прибор с одним электрическим переходом (переходами), имеющий два вывода [3, 4].

Диод полупроводниковый высокочастотный — диод, предназначенный для выпрямления т. в. ч. или преобразования частоты; обычно точечный [3].

Диод полупроводниковый диффузионный — плоскостной диод, изготовленный диффузионным методом, имеет неоднородный эмиттерный слой и плавный p — n переход [3].

Диод полупроводниковый импульсный — диод, обладающий малой барьерной емкостью и малым временем восстановления обратного сопротивления (1 мкс и менее); используется в импульсных схемах и как ключевой элемент [3].

Диод самоподогревный — электронный диод, в котором накальная цепь используется только для первоначального разогрева катода, а затем температура катода поддерживается в рабочем диапазоне теплом, излучаемым с анода и электронной бомбардировкой.

Диод селеновый — диод поликристаллической структуры из селена, нанесенного на алюминиевую пластину; обратное пробивное напряжение 30—35 В; при длительном хранении теряет выпрямительные свойства, которые восстанавливаются при тренировке [4].

Диод сплавной — диод, в котором p — n переход создается путем сплавления примесей с материалом исходной пластины полупроводника [9].

Диод точечный — диод с точечным p — n переходом; характеризуется малой емкостью и малой мощностью рассеяния [3, 10].

Диод туннельный — диод на основе вырожденного полупроводника, в котором туннельный эффект приводит к появлению при прямом напряжении на характеристике участка, соответствующего отрицательному дифференциальному сопротивлению; применяется в устройствах СВЧ и быстродействующих импульсных устройствах [3].

Диод четырехслойный — см. тиристор диодный.

Диссектор — передающая телевизионная трубка мгновенного действия, в которой электронное изображение проецируется на экран с небольшим отверстием в центре, равным элементу развертки; за отверстием расположен электронный умножитель; с помощью магнитного или электрического поля развертки электронное изображение перемещается по экрану и развертывается отверстием; диссектор обладает низкой чувствительностью, но линейной световой характеристикой, ровным фоном, мгновенностью включения из-за отсутствия подогревного катода электронного прожектора и большим сроком службы [9].

Емкость нелинейная — см. вариконд.

«Желудь» — см. лампа типа «желудь».

Игнитрон — управляемый ртутный вентиль, зажигание дуги в котором производится подачей импульса на электрод — зажигатель, опущенный в ртуть; имеет только один анод, что практически исключает возможность обратного зажигания; применяется в мощных управляемых выпрямителях, имеющих к. п. д. 90—95% [3].

Изокон — передающая телевизионная трубка типа суперортикона, отличающаяся от нее другой полярностью модуляции обратного тока луча; поэтому шумы в изоконе меньше, чем в суперортиконе [9].

Иконоскоп — передающая телевизионная трубка с односторонней мозаичной фоточувствительной мишенью и разверткой луча быстрых электронов, в которой используется принцип накопления зарядов; слабое использование накопленных зарядов (3—5%), генерирование паразитного сигнала, приводящего к появлению на изображении темного пятна, ограничили применение иконоскопа и привели к замене его более совершенными трубками [9].

Иконоскоп с переносом изображения — передающая телевизионная трубка с переносом электронного изображения с полупрозрачного фотокатода на диэлектрическую мишень, что повышает чувствительность трубки, но не освобождает ее от других недостатков [9].

Индикатор буквенный (знаковый) — см. индикатор тлеющего разряда цифровой.

Индикатор настройки электронный — комбинированная лампа, состоящая из триода и электронносветового индикатора и служащая для настройки приемников по яркости или площади свечения на экране; используется также, как индикатор замыкания электрических контактов в измерительных устройствах [3].

Индикатор тлеющего разряда световой — ионный электровакуумный двухэлектродный прибор тлеющего разряда с безнакальным катодом, заполненный неоном или неоном с примесью аргона, в нем обычно используется катодное свечение [4].

Индикатор тлеющего разряда цифровой (буквенный, знаковый) — ионный электровакуумный прибор тлеющего разряда, содержащий набор электродов в форме цифр (букв, знаков) и предназначенный для визуальной индикации цифровых (буквенных, знаковых) данных [4].

Индикатор электронносветовой — электронная лампа, содержащая люминесцирующий экран, яркость или площадь свечения которого управляется внешним сигналом [9].

Индутрон газоразрядный — артатрон, колба которого надета на средний стержень Ш-образного сердечника трансформатора, катод выполнен как короткозамкнутый виток, ток в котором создает магнитное поле.

Кадроскоп — электроннолучевая трубка, подобная передающей телевизионной трубке, мишень которой покрывается люминофором, что позволяет наблюдать растр на мишени и использовать трубку при настройке фокусирующей и отклоняющей систем [9].

Камера ионизационная — ионный электровакуумный прибор с несамостоятельным темным разрядом, предназначенный для измерения потока элементарных частиц большой энергии [4].

Карматрон — генераторный прибор магнетронного типа обратной волны с замкнутым электронным потоком и электрически разомкнутой замедляющей системой с внутренним поглотителем на конце; применяется в диапазоне СВЧ [9].

Карсинотрон — см. лампа бегущей волны магнетронного типа.

Кенотрон — электронная двухэлектродная лампа, предназначенная для выпрямления тока в источниках питания; двуханодный кенотрон является комбинированной лампой, представляющей собой два кенотрона в одном баллоне; применяется в схемах двухполупериодного выпрямления [4].

Кинескоп см. трубка телевизионная приемная.

Клистрон — электронный прибор, сочетающий в себе электронную лампу с объемными резонаторами и предназначенный для усиления и генерирования колебаний СВЧ в диапазоне сантиметровых и миллиметровых волн; различают клистрон однорезонаторный или отражательный маломощный, клистрон двухконтурный или двухрезонаторный, используемый как для генерирования, так и для усиления колебаний, и клистрон многорезонаторный, обладающий большой мощностью [2, 9].

Колартон — см. трубка телевизионная приемная цветная масочная.

Коммутатор электроннолучевой — быстродействующий безынерционный переключатель, в котором цепи переключаются электронным лучом, движущимся вдоль неподвижных контактов, расположенных на пластине, заменяющей экран телевизионной трубки [3].

Композитрон — знаковая электроннолучевая трубка, в которой источником электронов служит полупрозрачный фотокатод; отличается от характрона тем, что в нем нет отклоняющих и компенсирующих пластин и используются внешние сменные матрицы знаков, оптическое изображение которых проецируется на фотокатод; выбор знака осуществляется отклонением всего электронного изображения по поверхности экрана с выбирающим отверстием в центре, как в диссекторе [9].

Кремнистор — полупроводниковый тензорезистор на основе нитевидных монокристаллов кремния с величиной допустимой продольной деформации до 0,8 — 1%; характеризуется очень высокой стабильностью: до 0,002% на протяжении 2 лет.

Криосар — полупроводниковый криогенный прибор, работающий при температуре в несколько градусов Кельвина; бывает двух видов: с отрицательным дифференциальным сопротивлением и с резким изменением проводимости под воздействием электрического поля; применяется в запоминающих устройствах; недостаток — отсутствие вентильных свойств [9].

Криотрон — переключающий криогенный прибор, основанный на использовании эффекта влияния магнитного поля на состояние сверхпроводимости проводника; используется в логических и запоминающих устройствах [9].

Кристадин — кристаллический детектор, изобретенный О. В. Лосевым в 1922 г. и явившийся первым полупроводниковым прибором— предшественником современных транзисторов [9].

Ладдетрон — генератор миллиметрового диапазона.

Лазер — генератор электромагнитных волн оптического диапазона, излучающий когерентный световой поток с малым углом расхождения за счет перехода атомов с высшего энергетического уровня, на который они переводятся под действием мощных импульсов света или электрического разряда, на более низший; в газовых лазерах используется, например, смесь атомов гелия и неона, а в твердотельных лазерах — кристаллы; некоторые типы лазеров могут работать в непрерывном режиме излучения, но их средняя мощность излучения меньше, чем в импульсе [9].

Лампа бегущей волны (*ЛБВ*) — электровакуумный прибор, работающий на основе взаимодействия электронного потока с бегущей волной электромагнитного поля, созданного длинной спиралью, расположенной внутри баллона лампы; применяется в усилителях и генераторах СВЧ, может использоваться в относительно широком диапазоне частот (до 10% от средней частоты), характеризуется низким уровнем шумов, может отдавать мощность 100 кВт и более. В изофарной ЛБВ поддерживается оптимальный фазовый сдвиг между током и электромагнитной волной, в изохронной ЛБВ к концу замедляющей системы скорость электромагнитной волны снижается для лучшего согласования скорости электронов и волны, в многолучевой ЛБВ используется несколько параллельных пучков электронов [2].

Лампа бегущей волны магнетронного типа — усилительный прибор магнетронного типа прямой волны с инжектированными электронами, замедляющая система и электронный поток которого разомкнуты.

Лампа бегущей волны с фотоэмиссией — см. фотолампа бегущей волны.

Лампа бегущей волны электронно-волновая — ЛБВ, в которой в качестве замедляющей системы использован электронный поток.

Лампа большой крутизны — см. лампа высокой крутизны.

Лампа варимю — см. лампа переменной крутизны.

Лампа высокой крутизны — электронная лампа, обычно пентод, у которого за счет конструкции сетки получено большое значение крутизны; 8—10 мА/В и более [4].

Лампа газоразрядная — см. прибор ионный.

Лампа генераторная — электронная лампа, предназначенная для усиления и генерации электрических колебаний высокой частоты значительной мощности [9].

Лампа импульсная — электронная лампа, предназначенная для работы в импульсном режиме в диапазоне метровых и сантиметровых волн; ток в импульсе может быть 100 А и более, напряжение 20—30 кВ, мощность может достигать мегаватт [9].

Лампа катодная — см. лампа электронная.

Лампа кольцевого разряда — ртутная лампа со скрещенными электрическим и магнитным полями (см. артатрон) с кольцевым баллоном, внизу которого находится ртуть катода.

Лампа комбинированная — электронная лампа, содержащая две или три системы электродов с независимыми электронными потоками, например, двойной триод, триод—пентод [3].

Лампа маячковая — электронная лампа с электродами в виде плоских дисков, малыми расстояниями между ними, кольцевыми выводами; имеет большую крутизну, малую индуктивность выводов; используется в диапазоне СВЧ, по внешнему виду напоминает маяк [3].

Лампа металлическая — электронная лампа с металлическим, обычно стальным, баллоном, который может быть разборным, характеризуется большой прочностью, хорошей экранировкой, но сварные швы баллона плохо сохраняют вакуум [9].

Лампа металлокерамическая — электронная лампа с керамическим баллоном, вносящим малые потери в диапазоне СВЧ, с плоскими электродами и кольцевыми или дисковыми выводами; используется подобно маячковой лампе [9].

Лампа миниатюрная — электронная лампа малых размеров со стеклянным баллоном бесцокольная, диаметр баллона 4, 6 или 10 мм; используют в малогабаритной аппаратуре [9].

Лампа многосеточная — см. лампа многоэлектродная.

Лампа многоэлектродная — электронная лампа с общим потоком электронов, имеющая анод, катод и более одной сетки [3, 4].

Лампа неоновая сигнальная — см. индикатор тлеющего разряда световой.

Лампа обратной волны — электронная лампа, по принципу действия близкая к лампе бегущей волны, но в ней электронный поток движется навстречу электромагнитному полю [2].

Лампа обратной волны магнетронного типа — генераторный прибор магнетронного типа обратной волны с электронной перестройкой частоты, разомкнутой замедляющей системой, имеющей на одном конце поглотитель; используется в генераторах большой мощности (до сотен ватт) в дециметровом диапазоне волн [9].

Лампа пальчиковая — миниатюрная стеклянная электронная лампа без цоколя; применяют на частотах до 300 МГц и выше [9].

Лампа переменной крутизны — электронная лампа с конструкцией сетки, обеспечивающей значительное изменение крутизны рабочего участка анодно-сеточной характеристики при изменении постоянного сеточного напряжения [3, 4].

Лампа прямой волны — см. лампа бегущей волны магнетронного типа.

Лампа реактивная — название относится не к виду лампы, а к схеме ее включения, обеспечивающей сдвиг по фазе между ее анодным и сеточным напряжениями на 90° [9].

Лампа с катодной сеткой — электронная лампа, имеющая дополнительную сетку между катодом и управляющей сеткой [3].

Лампа с удлиненной характеристикой — см. лампа переменной крутизны.

Лампа со вторичной эмиссией — электронная лампа, в которой для увеличения электронного потока использовано явление вторичной эмиссии [3].

Лампа стержневая — электронная усилительная лампа с катодом прямого накала и сеткой в виде стержней или узких пластин; характеризуется повышенным к. п. д., меньшим током второй сетки, пониженным анодным напряжением [9].

Лампа типа «Желудь» — миниатюрная стеклянная электронная лампа, напоминающая по форме желудь, с радиальными выводами; используется на частотах до 300 МГц и выше [9].

Лампа цифровая — см. индикатор тлеющего разряда цифровой.

Лампа экранированная — см. тетрод с экранирующей сеткой.

Лампа электрометрическая — электронная лампа, предназначенная для усиления очень малых постоянных напряжений, имеет большой коэффициент усиления по постоянному напряжению, малые сеточные токи, хорошую изоляцию управляющей сетки [9].

Лампа электронная — электронный электровакуумный прибор, предназначенный для преобразования электрических величин [4].

Лампа электронная разборная — мощная генераторная лампа с конструкцией, допускающей ее сборку и разборку, замену электродов; мощность лампы может достигать более 500 кВт [9].

Лампа электронная самоподогревного типа — лампа, катод которой полностью или частично нагревается теплом, излучаемым анодом.

Лампа электронная с правыми характеристиками — лампа, обычно триод, у которой вследствие малой проницаемости сетки большая часть анодно-сеточных характеристик расположена правее оси ординат [4].

Линза электромагнитная усилительная — прибор магнетронного типа с усилением высокочастотного сигнала в осевом направлении, в котором используются длинный анод и цилиндрический катод, а входное и выходное устройство присоединены к торцам анодного блока и трансформируют колебания π-вида в волну типа H_{011} (прибор может быть выполнен в обращенном варианте).

Магнетрон (прибор М-типа) — электронный генераторный прибор для генерации колебаний СВЧ, в котором катод и анод являются коаксиальными цилиндрами; для получения нужных траекторий электронов используется аксиальное магнитное поле, а замедляющая система является резонансной; обычно применяются многорезонаторные магнетроны [2].

Магнетрон Банемана — см. прибор магнетронного типа с продольным взаимодействием.

Магнетрон бегущей волны усилительный — см. лампа бегущей волны магнетронного типа.

Магнетрон газонаполненный — магнетрон с холодным катодом и газовым генератором, поддерживающим определенное давление газа для обеспечения возбуждения.

Магнетрон коаксиальный — магнетрон, резонаторная система которого коаксиальна с внешним резонатором [2].

Магнетрон обращенный — магнетрон, резонаторная система которого коаксиальна с внутренней эмиттирующей поверхностью катода.

Магнетрон с сеткой — магнетрон, в котором третий электрод предназначен для осуществления амплитудной или частотной модуляции.

Магнетрон сетевой — магнетрон, работающий от сети переменного тока без специальных выпрямительных и модуляторных устройств.

Мазер — квантовый усилитель, в котором происходит усиление приходящей электромагнитной волны в результате ее взаимодействия с веществом, способным испускать кванты электромагнитной энергии, обладающей частотой, фазой, поляризацией и направлением распространения такими же, какими обладает приходящая волна [9].

Манотрон — электровакуумный прибор, служащий для измерения давления газа и имеющий один подвижный электрод, механически связанный с дном сильфона, перемещающимся при изменении давления.

Меза-транзистор (меза-триод) — дрейфовый транзистор своеобразной конструкции: конической формы с малым расстоянием между

эмиттером и базой и очень малой площадью переходов и одновременно большой площадью коллекторного слоя; служит высокочастотным усилителем; допускает работу при повышенных мощностях, особенно при использовании кремния и для исходной пластины [10].

Мемистор — электрохимический прибор, представляющий собой сопротивление с памятью; состоит из ванны с электролитом, металлического анода и угольного катода; при прохождении управляющего тока в зависимости от его направления происходит осаждение или растворение на угольном электроде металлической пленки, изменяющей сопротивление угольного электрода от долей ома до сотен ом; мощность тока управления — несколько милливатт; объем прибора — несколько кубических сантиметров и менее, обычно изготовляют группу приборов в одной плате [9].

Механотрон — электронная лампа, имеющая один или более подвижных электродов; применяется для преобразования перемещений и связанных с ними механических напряжений, деформаций и усилий в электрический сигнал [1].

Микромодуль — модуль электронной аппаратуры в микроминиатюрном исполнении [9].

Модуль — унифицированный функциональный узел, включающий в себя набор стандартных деталей и выполняющий самостоятельную функцию в электронном устройстве, например, триггер, линия задержки, усилительный каскад, логический элемент [9].

Моноскоп («Лжетрубка») — специальная передающая телевизионная трубка, в которой на мишени нанесено изображение с помощью графита, обладающего меньшим коэффициентом вторичной эмиссии, чем мишень; при развертке считывается сигнал изображения [9].

МОП — транзистор — см. транзистор полевой.

Нейристор — модель аксона (нейрона) нервной клетки [9].

Ниготрон — генераторный прибор магнетронного типа непрерывного действия, в котором взаимодействие электронного потока с электромагнитной волной осуществляется на первой гармонике нулевого вида колебаний; внутри цилиндрического резонатора оксиально расположены две системы штырей: внешняя — замедляющая и внутренняя, являющаяся катодом.

Октод — многоэлектродная лампа, имеющая катод, анод и шесть сеток; применяется в качестве частотопреобразовательной или смесительной лампы [9].

Оптика волоконная — оптика, основанная на использовании тонких стеклянных нитей — световодов для передачи световой энергии и, в частности, изображений; используется в устройствах развертки изображений в фотоэлектрических и телевизионных устройствах [9].

Оптрон — оптоэлектронный прибор, в котором передача или накопление сигналов обусловлено как световыми, так и электронными процессами; состоит из преобразователей световой энергии в электрическую (фоторезистора или фотодиода) и электрической энергии в световую (лампы накаливания, лампы газового разряда, светодиода); между преобразователями осуществляется электрическая, оптическая или комбинированная связь; может использоваться как элемент усилительных, логических и других устройств [8].

Оптикон — телевизионная передающая трубка, в которой использован принцип накопления заряда; отличается от иконоскопа полупрозрачной мозаикой и сигнальной пластиной, благодаря чему освеще-

ние и коммутация мозаики осуществляется с противоположных сторон, что устраняет трапецеидальные искажения при развертке; вытеснен более совершенным ортиконом с переносом изображения [9].

Ортикон с переносом изображения — передающая телевизионная трубка с переносом электронного изображения, двухсторонней мишенью и внутренним вторичноэлектронным усилением; обладает высокой чувствительностью: порог чувствительности — десятые и сотые доли люкса; несмотря на короткий срок службы и сложность устройства, является основной передающей трубкой в телевизионных камерах для студийных и внестудийных передач; при больших освещенностях сигнал от соседних элементов развертки влияет на сигнал от развертываемого элемента, что делает фон неравномерным — создает «черный ореол» [9].

Параметрон — двоичный элемент, состояние которого определяется фазой выходного напряжения, которое может иметь одну из двух жестко фиксированных фаз, отличающихся одна от другой на 180°; широко распространены параметроны на ферритовых сердечниках, разрабатываются на магнитных пленках и на полупроводниковых диодах с управляемой емкостью *p—n* перехода; применяются в качестве логического элемента [6].

Пентагрид — многоэлектродная электронная лампа, имеющая катод, анод и пять сеток; используется в преобразователях частоты [9].

Пентод — многоэлектродная электронная лампа, имеющая катод, анод и три сетки; используется в усилителях [3, 4].

Пентод со вторичной эмиссией — см. лампа со вторичной эмиссией.

Переключатель электроннолучевой — см. коммутатор электроннолучевой.

Перцептрон — электронное опознающее устройство, предназначенное для автоматической классификации входных сигналов [9].

Платинотрон — один из вариантов лампы обратной волны магнетронного типа [9].

Плюмбикон — телевизионная передающая трубка типа видикон с мишенью из окиси свинца; преимущества: низкий порог чувствительности (1—2 лм), отсутствие заметной инерционности; начинает применяться в студийных телевизионных камерах [9].

Потенциалоскоп — запоминающая трубка, предназначенная для записи сигналов на диэлектрике с последующим их воспроизведением в виде оптического изображения, электрического сигнала или в виде того и другого; содержит один, два или три электронных прожектора, мишень и коллектор; записывающий сигнал может подаваться на модулятор прожектора, коллектор или сигнальную пластину; считывание производится как в иконоскопе при постоянном токе пучка или при модуляции тока пучка высокой частотой, в последнем случае запись и считывание могут проводиться одновременно; рельеф на мишени может сохраняться длительное время; стирание, запись и считывание рельефа могут проводиться последовательно или одновременно одним, двумя или тремя пучками; применяется как устройство оперативной памяти, для преобразования телевизионного сигнала из одного стандарта в другой и т. д.; потенциалоскоп позволяет накапливать рельеф при периодическом сигнале, что облегчает его выделение на фоне шума; разновидностью потенциалоскопа является графекон [9].

Потенциалоскоп с барьерной сеткой — запоминающая трубка с одним электронным прожектором и с сеткой — барьером перед диэлектрической мишенью.

Потенциалоскоп с видимым изображением — потенциалоскоп, коллектор, мишень и коллектор-рефрактор которого выполнены в виде мелкоструктурных сеток: в режиме стирания электроны немодулированного луча тормозятся полем рефлектора и возвращаются на мишень с малой скоростью (режим медленных электронов), стирая потенциальный рельеф; в режиме записи электроны модулированного луча возвращаются полем рефлектора на мишень с большими скоростями (режим быстрых электронов) и в результате вторичной эмиссии на мишене создается потенциальный рельеф; в режиме считывания и воспроизведения электроны немодулированного луча, пролетая сквозь мишень и коллектор-рефрактор, попадают на люминофор экрана, при этом рельеф воздействует на электронный луч как управляющая сетка, модулируя поток электронов, в результате чего на экране возникает изображение; поскольку при этом электроны на мишень не падают, рельеф сохраняется и считывание может проводиться несколько раз; преимущества таких потенциалоскопов: большая яркость изображения, регулируемое время послесвечения, ровный фон [9].

Преобразователь изображения электронооптический — электронный прибор, предназначенный для переноса изображения из одной спектральной области в другую с помощью пучка электронных лучей; обычно это электроннолучевая трубка с фотокатодом, чувствительным к инфракрасному излучению; электронный луч с фотокатода направляется электрическим полем на экран с люминофором, на котором создается видимое изображение; при этом возможно увеличение или уменьшение изображения, а также усиление изображения с сохранением его спектрального состава (электронооптические усилители) [9].

Прибор газоразрядный — см. прибор ионный электровакуумный.

Прибор ионный электровакуумный — электровакуумный прибор с электрическим разрядом в газе или парах; к приборам такого типа относятся приборы с несамостоятельным разрядом — газотроны и тиратроны, приборы с тлеющим разрядом — газосветные и индикаторные лампы, ионные стабилитроны и другие, приборы с дуговым автоэлектронным разрядом — вентили ртутные, игнитроны и т. д. [4].

Прибор ионный с аксиальным магнитным полем — ртутный вентиль, вставленный в катушку, создающую магнитное поле, направленное от катода к аноду; магнитное поле удлиняет траектории электронов и усиливает ионизацию газа; с помощью магнитного поля управляют моментом зажигания прибора.

Прибор магнетронного типа — электровакуумный двух- и многоэлектродный прибор, в котором преобразование энергии происходит в результате взаимодействия электронного потока с электромагнитной волной в постоянных скрещенных электрическом и магнитном полях; при использовании прибора в генераторном режиме энергия постоянного напряжения источника питания преобразуется в энергию высокочастотных колебаний.

Прибор магнетронного типа с продольным взаимодействием — прибор, в котором замедление электромагнитной волны происходит в осевом направлении, а кольцевое магнитное поле образуется током, проходящим по центральному проводу, являющемуся отрицательным электродом.

Прибор М-типа — см. прибор магнетронного типа.

Прибор полупроводниковый — прибор, действие которого основано на использовании свойств полупроводника [4, 10].

Прибор фотоэлектронный — см. фотоэлемент.

Прибор электровакуумный — прибор, в котором рабочее пространство, изолированное газонепроницаемой оболочкой, имеет высокую степень разрежения или заполнено специальной средой (парами или газами) и действие которого основано на использовании электрических явлений в вакууме или газе [3, 4].

Прибор электронографический электровакуумный — электроннолучевой прибор, предназначенный для получения оптического изображения на экране под действием электронов.

Прибор электронный электровакуумный — электровакуумный прибор, в котором прохождение электронного тока осуществляется только свободными электронами; различают электронные лампы, фотоэлементы и электроннолучевые приборы [3, 4].

Прибор электроннолучевой — электронный электровакуумный прибор, в котором используется поток электронов, сконцентрированный в форме луча или пучка лучей; различают электроннолучевые приборы с магнитным и электростатическим управлением и фокусировкой, а также одно-, двух- и многолучевые приборы [4].

Принтоскоп — специальная знаковая электроннолучевая трубка, в которой все управление осуществляется с помощью электростатических устройств (в отличие от характрона) [9].

Пьезотранзистор — биполярный транзистор, в котором модуляция тока производится механическим усилием, приложенным к базе; используется для исследования механических величин.

Пьезотранзистор полевой — униполярный полевой транзистор, в котором механическое напряжение изменяет скорость дрейфа носителей зарядов; стабильность таких транзисторов выше, чем пьезотранзисторов.

Радикон — см. потенциалоскоп с барьерной сеткой.

Разрядник газовый (ионный) — ионный электровакуумный прибор, действие которого основано на использовании резкого увеличения его проводимости вследствие возникновения самостоятельного дугового или тлеющего разряда и предназначенный в основном для защиты элементов электрических цепей от перенапряжений или избыточной мощности или коммутации электрических цепей в тех случаях, когда необходимо производить замыкание или размыкание электрической цепи за столь короткое время, которое не могут обеспечить механические выключатели [3].

Разрядник искровой — устройство, в котором происходит искровой разряд; в простейшем случае два острых или иной формы электрода, между последними проскакивает искра, когда напряжение на них достигнет определенной величины [9].

Резистор полупроводниковый [нелинейный] — полупроводниковый прибор, в котором используется зависимость электрического сопротивления полупроводника от напряжения.

Резнатрон — мощный лучевой тетрод, предназначенный для генерирования колебаний в дециметровом диапазоне волн; представляет собой разборную электронную лампу с керамическими изоляторами, встроенными объемными резонаторами; работает при непрерывной откачке газа и с водяным охлаждением; применяется в схеме с заземленной сеткой; в режиме непрерывной работы дает мощность до десятков киловатт при к. п. д. 40—60% [9].

Санатрон — модификация фантастрона, является не отдельным прибором, а вариантом электронной схемы [9].

Светодиод полупроводниковый — излучающий полупроводниковый прибор с одним электрическим переходом (переходами), непосредственно преобразующий электрическую энергию в энергию некогерентного светового излучения [8].

Селектрон — вид запоминающей электроннолучевой трубки, в которой запоминающий элемент выбирается путем возбуждения двух пар взаимно перпендикулярных шин, образующих перед экраном решетку [9].

Система светоклапанная — устройства для приема телевизионных изображений, в которых записывающий электронный луч управляет коэффициентом отражения или прозрачностью каждого элемента мишени; изображение можно видеть, освещая или просвечивая мишень внешним светом; мощный источник света позволяет проектировать изображение на большой экран [9].

Скиатрон — электронографический электровакуумный прибор (электроннолучевая трубка), относящийся к светоклапанным системам [9].

Спейсистор — транзистор, в котором носители заряда инжектируются из эмиттера в обедненный слой обратно-смещенного перехода; управление током осуществляется электродом, введенным в пределы обедненного слоя; так как в приборе не используется диффузия неосновных носителей, то его можно теоретически применять на частотах до 1 ГГц, однако практического применения спейсисторы не получили из-за несовершенства конструкций [9].

Спиратрон — лампа бегущей волны с центробежной электростатической фокусировкой [2].

Стабилизатор напряжения газовый (ионный) — см. Стабилитрон ионный.

Стабилитрон — прибор, включаемый в параметрических стабилизаторах напряжения параллельно нагрузке и поддерживающий на последней напряжение постоянным за счет постоянства напряжения на приборе при изменении тока в пределах его рабочего диапазона; стабилитрон подсоединяют к источнику тока через добавочное сопротивление, роль которого в отдельных случаях может играть внутреннее сопротивление источника, если оно достаточно велико; при изменении э. д. с. источника изменяется ток, проходящий через стабилитрон, при этом происходит такое изменение напряжения на добавочном сопротивлении, что напряжение на стабилитроне остается практически неизменным; при колебаниях напряжения на источнике на $\pm 10\%$ напряжение на стабилитроне и, следовательно, на нагрузке изменяется обычно не более, чем на 1% [3, 4].

Стабилитрон ионный — ионный электровакуумный прибор, предназначенный для стабилизации напряжения, у которого напряжение между электродами в рабочем участке характеристики мало зависит от разрядного тока; различают стабилитроны тлеющего и коронного разряда; изготовляют для стабилизации напряжений от 60—70 В до киловольт и на токи от единиц до сотен миллиампер; многоэлектродные ионные стабилитроны могут использоваться как делители стабилизированного напряжения [3, 4].

Стабилитрон полупроводниковый — полупроводниковый диод, напряжение на котором в области электрического пробоя слабо зависит

от тока и который используется для стабилизации напряжения; различают опорные диоды и стабилизирующие; кремниевые стабилитроны изготовляют на напряжения от единиц до сотен вольт и на токи от единиц миллиампер до десятков ампер [3, 10].

Стабиловольт — см. стабилитрон ионный.

Стабилотрон — генераторный прибор магнетронного типа, составными элементами которого являются амплитрон, делитель мощности ответвляющего или отражающего типа, фазовращатель и высокодобротный стабилизирующий контур.

Столб полупроводниковый выпрямительный — набор выпрямительных полупроводниковых диодов, соединенных последовательно и собранных в единую конструкцию, имеющую два вывода; в состав мощных выпрямительных столбов входят теплоотводящие и крепежные приспособления.

Строфотрон — генераторный прибор магнетронного типа с электронной настройкой частоты.

Супериконоскоп — см. иконоскоп с переносом изображения.

Суперортикон — см. ортикон с переносом изображения.

Суперэмитрон — см. иконоскоп с переносом изображения.

Схема интегральная (твердая) — микроминиатюрная радиоэлектронная схема, работа которой основана на использовании различных эффектов, имеющих место в твердом теле; наиболее широкое распространение в качестве твердого тела для этой цели получили полупроводники на основе германия и кремния в виде пластин, на которых образованы зоны, выполняющие функции активных и пассивных элементов, т. е. диодов, транзисторов, резисторов, конденсаторов и катушек индуктивности [9].

Сценоскоп — передающая телевизионная трубка, аналогичная иконоскопу с переносом изображения и отличающаяся от него тем, что мишень ее обладает малой проводимостью [9].

Счетчик газоразрядный — см. счетчик ионный.

Счетчик ионный пропорциональный — счетчик радиоактивных частиц или квантов электромагнитных излучений, у которого амплитуда выходного сигнала пропорциональна числу первичных электронов, созданных радиоактивной частицей или квантом [4].

Счетчик ионный с ограниченной проводимостью — счетчик, у которого пропорциональность амплитуды выходного сигнала числу первичных электронов нарушена взаимодействием фотонов и ионов с катодом [4].

Счетчик ионный с самостоятельным разрядом — счетчик радиоактивных частиц, в котором ионизация газа радиоактивной частицей или гамма-квантом приводит к возникновению самостоятельного разряда и прохождению импульса тока от каждого вошедшего в счетчик гамма-кванта или бета-частицы [4].

Счетчик ионный самогасящийся — счетчик с самостоятельным разрядом, у которого быстрое самогашение разряда достигается за счет введения в счетчик наряду с основным газом галоидов или паров метилового спирта [4].

Счетчик Гейгера—Мюллера — см. счетчик ионный с самостоятельным разрядом.

Счетчик кристаллический — счетчик радиоактивных частиц и квантов электромагнитных излучений, преобразующий энергию этих частиц и квантов в кванты световой энергии (сцинтилляция), которые

затем с помощью фотоэлектронного умножителя преобразуются в электрические импульсы; число импульсов соответствует числу частиц [4].

Счетчик элементарных частиц — электровакуумный прибор, предназначенный для регистрации отдельных элементарных частиц, которые, пролетая в пространстве между анодом и катодом, вызывают ионизацию газа и изменение сопротивления промежутка катод—анод.

Тайпотрон — специальная знаковая электроннолучевая трубка, представляющая собой комбинацию характрона с потенциалоскопом видимого рельефа; позволяет запомнить отображаемую трубкой информацию и воспроизводить ее на большом экране неограниченно долгое время [9].

Твистор — магнитный запоминающий элемент, представляющий собой отрезок скрученной проволоки из магнитного сплава, вокруг которой намотаны одна или две катушки [9].

Твистрон — лампа бегущей волны, в которой для повышения к. п. д. использован клистронный группирователь.

Текнетрон — полевой транзистор цилиндрической формы с кольцевым *p—n* переходом, расположенным вблизи истока, что позволяет осуществлять более сильную модуляцию тока, но мощность текнетрона меньше, чем унитрона [3, 10].

Тензометр полупроводниковый — тензоэлектрический полупроводниковый прибор, предназначенный для измерения деформаций и связанных с ними величин, преобразующий деформации в изменение сопротивления.

Термистор — теплоэлектрический полупроводниковый прибор, в котором использована зависимость электрического сопротивления от температуры; применяется для измерения малых мощностей излучения [4].

Термопара — см. Термоэлемент.

Термопреобразователь — преобразователь энергии переменного тока в энергию постоянного тока, состоящий из подогревателя, нагреваемого переменным током, и термоэлемента, непосредственно приваренного к подогревателю или объединенного с ним через электроизолирующий элемент с хорошей теплопроводностью [9].

Термопреобразователь вакуумный — термопреобразователь, заключенный в баллон, из которого откачан воздух для уменьшения теплоотдачи, повышения чувствительности и к. п. д. [9].

Терморезистор — резистор, у которого используется зависимость сопротивления от температуры для измерения или регулирования температуры или связанных с нею величин; различают терморезисторы проволочные и полупроводниковые (термисторы), а также терморезисторы с подогревом и без него [4, 9].

Термосопротивление — см. терморезистор.

Термоэлектробатарея — совокупность электрически соединенных термоэлементов.

Термоэлемент — теплоэлектрический прибор, основанный на использовании термоэлектрического эффекта или электротермического эффекта Пельтье и предназначенный для непосредственного преобразования тепловой энергии в электрическую или обратно; различают термоэлементы металлические, полупроводниковые и комбинированные [9].

Тетристор — разновидность четырехслойных переключающих диодов с четырьмя выводами (от всех слоев): выводы от внутренних слоев используют в качестве управляющих электродов [9].

Тетрод — многоэлектродная лампа, имеющая катод, анод и две сетки; различают тетроды с катодной сеткой и с экранирующей сеткой, расположенной между анодом и управляющей сеткой и предназначенной для уменьшения паразитной емкости анод — управляющая сетка, а также увеличения коэффициента усиления лампы и ее дифференциального сопротивления [3, 4].

Тетрод газонаполненный — см. тиратрон с экранирующей сеткой.

Тетрод лучевой — тетрод, в котором в результате применения дополнительных электродов достигается концентрация потока электронов в отдельные пучки лучей, что исключает проявление динатронного эффекта при достаточно больших анодных токах; применяют в качестве выходной мощной лампы в усилителях низкой частоты и генераторах [3, 4].

Тетрод-транзистор — транзистор с двумя выводами от базовой области с противоположных сторон; подачей напряжения на дополнительный электрод можно сузить рабочую область эмиттерного перехода, заперев остальную его часть; это позволяет расширить рабочий диапазон частот транзистора до 100 МГц [9].

Тиратрон дугового разряда — управляемый ионный электровакуумный прибор с накаливаемым катодом и с несамостоятельным дуговым разрядом, в котором с помощью одного или нескольких управляющих электродов обеспечивается управление моментом возникновения разряда [3, 4].

Тиратрон импульсный — тиратрон с водородным наполнением, предназначенный для импульсной работы; ток в импульсе может достигать нескольких сотен ампер, обратное напряжение — 30 кВ, частота следования импульсов — нескольких килогерц [9].

Тиратрон полупроводниковый — см. тиристор триодный.

Тиратрон с холодным катодом — см. тиратрон тлеющего разряда.

Тиратрон с экранирующей сеткой — тиратрон, имеющий анод, катод и две сетки, одна из которых — экранирующая — расположена между анодом и управляющей сеткой, а также между управляющей сеткой и катодом; положительный потенциал экранирующей сетки сдвигает пусковую характеристику в область бо́льших по абсолютной величине отрицательных сеточных напряжений, а отрицательный потенциал — в область меньших по абсолютной величине отрицательных напряжений [3].

Тиратрон тлеющего разряда — управляемый ионный электровакуумный прибор тлеющего разряда с холодным катодом, в котором с помощью одного или нескольких управляющих электродов обеспечивается управление моментом возникновения разряда; ток разряда не более десятков миллиампер, обратное напряжение достигает сотен вольт; применяют в маломощных релейных схемах автоматики, имеет малые габариты [3, 4].

Тиристор — электропреобразовательный полупроводниковый прибор с тремя или более p—n переходами, в вольтамперной характеристике которого имеется участок отрицательного дифференциального сопротивления и который используется для переключения; тиристоры получили широкое распространение в управляемых выпрямителях и в схемах регулируемого привода; различают тиристоры диодные и триодные [3, 10].

Тиристор диодный — тиристор, имеющий два вывода и четырехслойную структуру p—n—p—n и, следовательно, содержащий три

p—n перехода; ввиду встречного включения *p — n* переходов через диод при любой полярности напряжения проходит малый обратный ток; однако при некотором достаточно большом напряжении полярности, соответствующей прямой проводимости крайних *p—n* переходов, происходит переход переключающего диода в открытое состояние, при котором через него может проходить значительный ток при небольшом на нем напряжении (около 1 В); для возврата диода в выключенное состояние с него надо снять напряжение; используется в ключевых и логических схемах [3, 10].

Тиристор триодный — полупроводниковый прибор структуры *p—n—p—n*, содержащий три *p—n* перехода и снабженный тремя выводами от крайних и одной из средних областей проводимости; работает аналогично диодному тиристору, но перевод в открытое состояние может производиться при любой величине напряжения между выводами от крайних областей путем подачи в цепь управляющего электрода импульса прямого тока; выключение производится так же, как и диодного тиристора, путем снятия напряжения с выводов от крайних областей; в последнее время разработаны триодные тиристоры, выключение которых возможно путем подачи на управляющий электрод обратного напряжения; мощные триодные тиристоры часто называют управляемыми переключателями или выпрямителями; применяют в качестве контакторов в регулируемых преобразователях постоянного тока, инверторах, выпрямителях, спусковых и релаксационных схемах [3, 10].

Транзистор — электропреобразовательный полупроводниковый прибор с одним или несколькими электрическими переходами, пригодный для усиления мощности и имеющий три или более выводов [3, 4].

Транзистор бездрейфовый — транзистор, в котором перенос неосновных носителей зарядов через базовую область осуществляется в основном посредством диффузии [9].

Транзистор выращенный — транзистор, изготовленный путем выращивания монокристалла германия или кремния из расплава полупроводника; благодаря периодическому внесению в расплав различных легирующих примесей или периодическому изменению скорости вытягивания кристалла в выращиваемом монокристалле создаются чередующиеся зоны с электронной и дырочной проводимостью; при выпиливании соответствующего куска монокристалла получают транзисторную структуру [9].

Транзистор германиевый — транзистор, изготовленный на основе германия [4].

Транзистор диффузионно-сплавной — транзистор, изготовленный путем введения примесей с помощью процессов диффузии и сплавления; относится по принципу действия к дрейфовым транзисторам [9].

Транзистор диффузионный — см. транзистор бездрейфовый.

Транзистор дрейфовый — транзистор, в котором перенос неосновных носителей зарядов через базовую область осуществляется в основном посредством дрейфа; к дрейфовым транзисторам относят некоторые типы выращенных транзисторов и диффузионно-сплавные транзисторы [4].

Транзистор канальный — см. транзистор полевой.

Транзистор кремниевый — транзистор, изготовленный на основе кремния; отличается от германиевого транзистора способностью работать при более высоких температурах — до 120—150° С [4, 9].

Транзистор лавинный — транзистор, в котором используется режим лавинного размножения носителей заряда (ударной ионизации) в коллекторном переходе для увеличения коэффициента усиления по току [10].

Транзистор МДП — полевой транзистор с изолированным затвором, состоящий из трех слоев: металлического (М), диэлектрического (Д) и полупроводникового (П); в качестве диэлектрика обычно используют пленку окисла кремния (МОП — транзистор) [9].

Транзистор МДП с индуцированным каналом — полевой транзистор с изолированным затвором, у которого отсутствует управляемая проводимость между стоком и истоком при напряжении между затвором и истоком, равном нулю [3].

Транзистор МДП со встроенным каналом — транзистор МДП, у которого канал между стоком и истоком получен технологическим путем [3].

Транзистор микросплавной — транзистор, изготовление которого сочетает в себе технологию поверхностно-барьерного и сплавного транзисторов; используется в диапазоне СВЧ, в быстродействующих вычислительных и других импульсных устройствах [9].

Транзистор МОП — транзистор МДП, в котором роль диэлектрика выполняет пленка окисла (О), обычно кремния [9].

Транзистор $n-p-n$ ($p-n-p$) — транзистор, у которого область базы имеет преимущественно дырочную (электронную) проводимость, а области эмиттера и коллектора имеют преимущественную электронную (дырочную) проводимость. Большинство типов выпускаемых транзисторов относятся к $p—n—p$ транзисторам. Схемы для транзисторов $p—n—p$ и $n—p—n$ одинаковы, но полярность подключения источников питания противоположна; если в $p—n—p$ транзисторе на коллектор подается отрицательное напряжение по отношению к эмиттеру, то в $n—p—n$ транзисторе — положительное [3, 4].

Транзистор планарный — технологическая разновидность кремниевых диффузионных транзисторов, отличающаяся тем, что все области транзистора выходят на одну сторону пластины, т. е. на одну плоскость; это позволяет получать на одной пластине одновременно ряд близких один к другому по параметрам транзисторов, а затем отделять один от другого посредством распиливания [9].

Транзистор плоскостной — транзистор с плоскостными электрическими переходами; допускает бо́льшие мощности рассеяния, чем точечный транзистор [9].

Транзистор поверхностно-барьерный (*ПБТ*) — транзистор $p—n—p$ структуры, у которого крайние слои образованы не полупроводником, а металлом, причем вблизи металлических поверхностей в полупроводнике образуются потенциальные барьеры [10].

Транзистор полевой — полупроводниковый прибор, в котором ток создают основные носители под действием продольного электрического поля между электродами, называемыми истоком и стоком: исток — полупроводниковая область, от которой начинается движение зарядов, а сток — полупроводниковая область, к которой по каналу движутся эти заряды; управление величиной тока в канале производится поперечным электрическим полем, создаваемым напряжением, приложенным между истоком и управляющим электродом — затвором [3].

Транзистор пьезо — см. пьезотранзистор.

Транзистор с изолированным затвором — полевой транзистор, в котором модуляция проводимости канала осуществляется с помощью металлического электрода, отделенного от канала тонким слоем диэлектрика [3].

Транзистор с управляющим p—n переходом — полевой транзистор, работа которого основана на модуляции эффективного сечения канала; модуляция осуществляется изменением толщины запорного слоя обратно смещенного *p—n* перехода [3].

Транзистор симметричный — транзистор, электрические характеристики которого практически не изменяются при перемене местами (в схеме включения) коллекторного и эмиттерного выводов.

Транзистор составной — комбинация двух транзисторов, соединенных определенным образом и представляющих собой единое целое; такая комбинация транзисторов позволяет резко повысить коэффициент усиления [10].

Транзистор сплавной — транзистор, в котором *p—n* переходы создаются путем сплавления примесных веществ с материалом исходной пластины полупроводника; по принципу действия относится к диффузионным транзисторам; граничная частота около 1 МГц [3, 4].

Транзистор точечно-контактный — см. транзистор точечный.

Транзистор точечный — транзистор с точечными электрическими переходами; несмотря на значительную величину коэффициента усиления по току, который больше единицы, из употребления фактически вышел из-за малой мощности рассеяния и низкой стабильности [9].

Транзистор униполярный — см. унитрон.

Транзистор четырехслойный — см. тиристор триодный.

Транзистор эпитаксиальный — транзистор, изготовленный путем напыления тонких пленок на поверхность полупроводниковой пластины, которая обычно служит коллекторной областью будущего транзистора; преимущества: возможность одновременного изготовления большого числа транзисторов, близких один к другому по параметрам, высокие граничные частоты, малые объемные сопротивления [9].

Трансфлюскор — запоминающий и логический элемент из ферритового сердечника с несколькими окнами [9].

Триатрон — газоразрядный прибор со скрещенными полями, имеющий холодный катод, роль которого выполняет его внешний цилиндр, и отличающийся от неуправляемого аратрона на постоянном магните наличием управляющего электрода — цилиндрической сетки с кольцевой щелью посередине; постоянное магнитное поле создается с помощью постоянного магнита кольцевой формы, надеваемого на прибор.

Тригатрон — ионный разрядник высокого напряжения с холодным катодом и вспомогательным электродом, предназначенный для управления моментом возникновения импульсного дугового разряда.

Тринистор — см. тиристор триодный.

Триод — электронная лампа, имеющая три электрода — анод, катод и сетку; характеризуется по сравнению с другими усилительными лампами меньшим коэффициентом усиления, большей проходной емкостью и меньшим уровнем шумов [3, 4].

Триод-гептод — комбинированная лампа, применяется для преобразования частоты и состоит из триода, используемого в схеме гетеродина, и гептода, служащего для смешения частот [9].

Триод двойной — комбинированная лампа, внутри баллона которой помещены два триода с независимыми электронными потоками [9].

Триод карандашный — маломощный генераторный триод для диапазона частот 300—3000 МГц с дисковыми выводами; может генерировать колебания мощностью 300—500 мВт; в отличие от маячковых и металлокерамических ламп имеет не плоские, а цилиндрические электроды [9].

Триод кристаллический — см. транзистор.

Триод полупроводниковый — см. транзистор.

Триоплазмотрон — ионный прибор, наполненный ртутными парами, со скрещенными электрическим и магнитным полями.

Трохотрон — электроннолучевой переключатель, в котором используется движение электронов по трахоидам в скрещенных электрическом и магнитном полях.

Трубка Брауна — см. трубка электроннолучевая.

Трубка запоминающая — см. потенциалоскоп.

Трубка катодная — см. трубка электроннолучевая.

Трубка Кубецкого — см. умножитель фотоэлектронный.

Трубка накопительная — специальная электроннолучевая трубка с одним или двумя электронными прожекторами и мишенью, на которой накапливается потенциальный рельеф телевизионного или радиолокационного сигнала; к трубкам такого вида относятся графикон и потенциалоскоп [9].

Трубка осциллографическая — электронно-графический электровакуумный одно-, двух- или многолучевой прибор, предназначенный для наблюдения или регистрации изменений во времени быстро протекающих явлений; используется в осциллографах.

Трубка просвечивающая — электроннолучевая трубка с малоинерционным люминофором и мощным электронным пучком, служит для передачи изображений по методу «бегущего луча» [9].

Трубка рентгеновская — электроннолучевой прибор, предназначенный для получения рентгеновского излучения [4].

Трубка телевизионная передающая — электроннолучевой прибор, предназначенный для преобразования оптического изображения в ряд электрических телевизионных сигналов, например, иконоскоп, диссектор, ортикон [9].

Трубка телевизионная приемная — электронно-графический электровакуумный прибор, предназначенный для преобразования электрических телевизионных сигналов в изображение. Электрические сигналы, подаваемые на модулятор трубки, управляют интенсивностью электронного луча, падающего на люминесцирующий экран. Яркость пятна на экране пропорциональна интенсивности электронного пучка. Изображение на экране получается с помощью синхронных разверток: кадровой и строчной. Инерция зрительного ощущения приводит к восприятию движущегося изображения. Приемные трубки для телевизоров — кипескопы — выпускают в массовом производстве, а проекционные телевизионные и просвечивающие трубки — серийно. В кинескопах для фокусировки используют электростатические линзы, для развертки — магнитное управление, угол отклонения электронного луча от оси трубки до 55°, дымчатое стекло увеличивает контрастность и уменьшает ореол, алюминированный экран устраняет ионное пятно, увеличивает контрастность и яркость изображения. Срок службы кинескопов 6000—10 000 ч. Выпускают взрывобезопасные трубки, у которых экран обжат бандажом, компенсирующим натяжение в стекле, образующееся в результате воздействия на экран атмосферного давле-

ния. Такие трубки не требуют установки перед ними защитного стекла, блики на котором могут мешать восприятию изображения. Кинескопы выпускают с размерами по диагонали: 23, 35, 43, 47, 53, 59 см. Первое число в марке кинескопа означает размер экрана по диагонали в сантиметрах, буквы ЛК — «лучевой кинескоп», далее идут цифра и буква, означающие тип кинескопа и цвет свечения его экрана; например, 43ЛК2Б означает кинескоп с диагональю экрана 43 см с белым свечением [9].

Трубка телевизионная приемная цветная — кинескоп для приема цветных телевизионных изображений, экран которого состоит из мозаики или полосок люминофоров, светящихся различным по цвету светом: при трехцветном изображении — красным, зеленым и синим; такие трубки бывают одно- и трехлучевыми [9].

Трубка телевизионная приемная цветная масочная — трехлучевой кинескоп для приема цветных телевизионных изображений, действие которого основано на пространственном сложении цветов: на экран трубки нанесена мозаика, состоящая из групп кружков — люминофоров по три кружка, светящихся красным, зеленым и синим светом; число таких групп равно числу активных элементов изображения (около 380 000). Три электронных прожектора направляют свои лучи так, что они попадают в одно и то же отверстие маски, которая расположена перед экраном и число отверстий в которой соответствует числу активных элементов изображения. Лучи, прошедшие через отверстия маски, попадают каждый на свой кружок люминофора; все три луча управляются одной магнитной системой и корректируются специальными магнитами. Интенсивность свечения различных цветов управляется независимо цветовыми сигналами. Таким образом, получаются три независимых совмещенных цветоделенных изображения, видимых как одно целое. На основе таких трубок работает совместимая система цветного телевидения, используемая в США и Японии. При передаче черно-белого изображения все три прожектора работают и управляются одновременно, в результате чего все три цвета складываются в пропорции, создающей изображение, близкое к черно-белому; недостаток — технологическая сложность изготовления описанных трубок [9].

Трубка телевизионная проекционная — приемная телевизионная трубка, предназначенная для получения оптическим способом с ее экрана изображения на большой экран [3].

Трубка телевизионная тепловая — телевизионная трубка, содержащая мишень в виде тонкой пластины, изготовленной из пироэлектрического материала, например, титаната бария; на одну сторону пироэлектрика нанесены сигнальная пластина и поглощающее покрытие; при проектировании на поверхность мишени со стороны поглощающего покрытия теплового изображения на противоположной стороне мишени возникает потенциальный рельеф, считываемый так же, как и в обычной оптической телевизионной трубке [5].

Трубка Шмакова—Тимофеева — см. иконоскоп с переносом изображения.

Трубка электроннолучевая (ЭЛТ) — электроннолучевой электровакуумный прибор, имеющий форму трубки, вытянутой в направлении электронного луча; применяют в телевидении, осциллографии, радиолокации и т. д. [3, 4].

Трубка электроннолучевая двухлучевая (т р е х л у ч е в а я) — ЭЛТ с двумя (тремя) самостоятельными электронными прожекторами,

с фокусирующими и управляющими системами, но с одним экраном [9].

Трубка электроннолучевая знаковая — ЭЛТ, в которой сечение электронного луча на экране может принимать форму тех или иных знаков из некоторого набора; примером такой трубки может служить характрон [9].

Трубка электроннолучевая с магнитным управлением — ЭЛТ, в которой для управления электронным лучом используется магнитное поле; преимуществом таких трубок являются простота конструкции, так как магнитная управляющая система обычно помещается вне трубки, и низкое напряжение, необходимое для работы управляющей системы [3, 4].

Трубка электроннолучевая с магнитной фокусировкой — ЭЛТ, в которой для фокусировки электронного луча используется магнитное поле; преимущество — расположение фокусирующей системы вне трубки и низкое напряжение, необходимое для работы фокусирующей системы [3, 4].

Трубка электроннолучевая с электростатическим управлением — ЭЛТ, в которой для управления электронным лучом используется электрическое поле; преимущество — независимость чувствительности трубки по управляющему напряжению от частоты в широком диапазоне частот [3, 4].

Трубка электроннолучевая с электростатической фокусировкой — ЭЛТ, в которой для фокусировки электронного луча используется электрическое поле; позволяет получать высокое качество фокусировки [3, 4].

Тунгар — газотрон, наполненный ртутными парами.

Ультрон — усилительный прибор магнетронного типа прямой волны с замкнутым электронным потоком и разомкнутой замедляющей системой с внутренним поглотителем на конце.

Умножитель фотоэлектронный — электровакуумный прибор, в котором ток фотоэлектронной эмиссии, полученный от фотокатода, усиливается внутри самого прибора посредством вторичной электронной эмиссии; имеет очень высокую чувствительность, малую инерционность [3, 4].

Умножитель фотоэлектронный с фокусирующими электродами — фотоумножитель, в котором электроды имеют такую форму, которая при соответствующих напряжениях обеспечивает фокусировку всех электронов с предыдущего электрода на последующий [3].

Умножитель фотоэлектронный сквозного действия — фотоумножитель, эмиттеры которого выполнены в виде сеток или металлических пластин типа жалюзи; вторичные электроны, испускаемые предыдущим эмиттером, попадают на последующий эмиттер непосредственно под действием разности потенциалов на этих эмиттерах; необходимость фокусировки электронов при такой конструкции фотоумножителя отпадает [3].

Умножитель электронный — см. умножитель фотоэлектронный.

Унитрон — плоскостной унилолярный транзистор, представляющий собой пластину полупроводника, у которой на торцах имеются омические контакты, а на больших гранях слои, образующие с пластиной p—n переходы; выходная цепь образуется пластиной полупроводника одного типа, т. е. не включает p—n перехода; к унитронам чаще всего относят различные разновидности полевых транзисторов, реже — двухбазовый диод [9, 10].

Унитрон МОП — унитрон, изготовленный из металла, оксида и полупроводника [10].

Усилитель электронно-оптический — разновидность электронно-оптического преобразователя изображения, в котором не изменяется спектральный состав изображения, но за счет большой энергии электронов, падающих на люминофор экрана, создается изображение большей яркости, чем изображение, проектируемое на фотокатод.

Феррид — управляемый кратковременными импульсами коммутационный элемент, осуществляющий совокупность функций реле с герметизированными магнитоуправляемыми контактными устройствами (герконами) и функций элемента магнитной памяти.

Фотобатарея солнечная — совокупность электрически соединенных солнечных фотоэлементов [9].

Фотодиод — фотоэлектрический полупроводниковый прибор с одним p—n переходом, носители тока в котором возбуждаются излучением; различают два режима работы — генераторный (вентильный), при котором энергия излучения преобразуется в электрическую, например, как в солнечном фотоэлементе, и фотопреобразовательный (диодный), при котором под действием излучения меняется сопротивление фотодиода [3, 4].

Фотодиод германиевый [*кремниевый*] — фотодиод монокристаллической структуры, выполненный из примесных полупроводниковых материалов на основе германия (кремния) [4].

Фотодиод селеновый — фотодиод полупроводниковый поликристаллический, изготовленный из кристаллического селена, нанесенного на алюминиевую пластину, и предназначенный для работы в генераторном режиме [4].

Фотолампа бегущей волны — лампа бегущей волны, в которой эмиссионный ток вызывается воздействием светового сигнала на фотокатод.

Фоторезистор — фотоэлектрический полупроводниковый прибор, изменяющий свое сопротивление под воздействием падающего на него излучения [3, 4].

Фотосопротивление — см. фоторезистор.

Фототиристор — фотоэлектрический полупроводниковый прибор с тремя или более p—n переходами, в вольтамперной характеристике которого имеется участок, соответствующий отрицательному дифференциальному сопротивлению [8].

Фототранзистор — фотоэлектрический полупроводниковый прибор с двумя p—n переходами, у которого обычно база не имеет электрического вывода, а носители зарядов возбуждаются лучистой энергией, падающей на базу, которая на большей своей площади имеет прозрачное покрытие для излучения в рабочем диапазоне частот; используется в качестве фоторезистора, но имеет большую чувствительность; включается по схеме, аналогичной схеме с общим эмиттером [3, 4].

Фототриод — см. фототранзистор.

Фотоэлемент — прибор, преобразующий энергию излучения в электрическую энергию или изменяющий под действием оптического излучения один из своих электрических параметров [3, 4].

Фотоэлемент вакуумный — см. фотоэлемент электронный.

Фотоэлемент вентильный — полупроводниковый прибор, генерирующий э. д. с. под действием падающего на него света: фотодиод, работающий в вентильном режиме, селеновый фотоэлемент и др. [9].

Фотоэлемент газонаполненный — см. фотоэлемент ионный.

Фотоэлемент ионный — ионный электровакуумный прибор темного разряда, в котором освобожденные из фотокатода под действием лучистой энергии электроны перемещаются в разреженном инертном газе к аноду, вызывая ионизацию атомов газа; это несколько увеличивает чувствительность фотоэлемента; из-за инерционности процессов возникновения и прекращения газового разряда ионный фотоэлемент применяют только при колебаниях интенсивности лучистого потока с частотой не более нескольких килогерц; световая характеристика нелинейна [4].

Фотоэлемент полупроводниковый — полупроводниковый прибор, генерирующий электрическую энергию или изменяющий один из своих электрических параметров (обычно сопротивление, реже — емкость) под действием падающего на него излучения; к этому виду фотоэлементов относятся фоторезисторы, фотодиоды, фототранзисторы, фототиристоры и др. [4].

Фотоэлемент солнечный — полупроводниковый фотоэлемент, предназначенный для преобразования энергии солнечных лучей в электрическую энергию, т. е. работающий в генераторном режиме.

Фотоэлемент с внешним фотоэффектом — см. фотоэлемент электровакуумный.

Фотоэлемент с внутренним фотоэффектом — см. фотоэлемент полупроводниковый.

Фотоэлемент электровакуумный — электровакуумный прибор с фотоэлектронным катодом; различают фотоэлементы электронные и ионные.

Фотоэлемент электронный — электронный электровакуумный прибор, в котором освобожденные из фотокатода под действием лучистой энергии электроны перемещаются в вакууме к аноду под действием электрического поля; имеет малую чувствительность (порядка 100 мкА/лм), но обладает линейной световой характеристикой и очень большим дифференциальным сопротивлением [4].

Характрон — специальная знаковая электроннолучевая трубка, воспроизводящая в любом месте экрана с большой скоростью ряд знаков, выбираемых из определенного алфавита; эти знаки формируются матрицей, на которой пробиты 64 отверстия, имеющие форму знаков; система управления состоит из двух пар выбирающих пластин и двух пар пластин, отклоняющих изображение знака на нужное место экрана [9].

Хроматрон — цветной кинескоп, экран которого состоит из ряда узких полосок, покрытых люминофорами основных цветов и расположенных перпендикулярно направлению развертки строк; выбор цвета определяется сигналом цветности, подаваемым на специальную управляющую решетку, расположенную вблизи экрана [9].

Холла датчик — магнитоэлектрический полупроводниковый прибор, основанный на использовании эффекта Холла.

Эйбикон — высокочувствительная передающая телевизионная трубка, в которой потенциальный рельеф образуется на двусторонней мишени за счет наведенной проводимости [9].

Эйдофор — светоклапанная система для проекции телевизионного изображения на большой экран; оно записывается на тонкой масляной пленке электронным лучом, который образует на пленке зарядный рельеф; записывающий луч модулируется колебаниями высокой частоты — 15 МГц [9].

Экситрон — см. вентиль ртутный.

Эмитрон — см. иконоскоп.

ЭЛЕКТРОННЫЕ И ПОЛУПРОВОДНИКОВЫЕ УСТРОЙСТВА

Электронными и полупроводниковыми устройствами обычно называют устройства, действие которых основано на использовании в них электронных или полупроводниковых приборов. Эти виды устройств являются преобразователями электрической энергии одного вида или какой-либо другой энергии в электрическую энергию другого вида. В зависимости от вида энергии на входе и выходе этих устройств различают:

Выпрямители — устройства, преобразующие энергию переменного тока от источника питания в энергию постоянного тока. Выпрямление может быть достигнуто либо путем переключения полюсов источника в те моменты, когда переменная э. д. с. меняет свой знак (механические выпрямители, например, вибропреобразовательные), либо за счет использования электронных или полупроводниковых приборов с преимущественной односторонней проводимостью. В зависимости от вида используемого прибора различают выпрямители кенотронные, полупроводниковые, ртутные (на ртутных вентилях), газотронные и др.

Генераторы — устройства, преобразующие какой-либо вид энергии в электрическую. В электронике под термином генератор обычно понимают преобразователь энергии постоянного тока в энергию переменного тока. По форме переменного напряжения на выходе различают генераторы синусоидального (гармонического) напряжения и генераторы несинусоидального напряжения. Последние могут быть генераторами прямоугольных импульсов пилообразного напряжения, треугольных импульсов и т. д. Кроме того, генераторы подразделяют на группы по частотному диапазону: низкой частоты, высокой частоты и СВЧ. Генератором тока обычно называют генератор с большим внутренним сопротивлением, у которого ток в нагрузке слабо зависит от ее сопротивления.

Усилители — устройства, позволяющие получить на их выходе сигнал, подобный сигналу управления, подаваемому на их вход, но обладающий большей мощностью за счет преобразования энергии источников питания в энергию сигнала на выходе. Усилители характеризуются полосой частот колебаний, которые они могут усиливать, и в зависимости от ее ширины подразделяются на усилители узкополосные, широкополосные и усилители постоянного тока (с полосой пропускания от 0 Гц, т. е. постоянного тока).

Преобразователи — точнее, преобразователи частоты — устройства, преобразующие колебания одних частот в колебания других частот; обычно этот процесс сопровождается усилением преобразуемого сигнала.

Выпрямители

Маломощные выпрямители бывают обычно однофазными и работают на нагрузку с фильтром, начинающимся емкостью. Выпрямители на очень малые токи (единицы миллиампер) собирают по однополупериодной схеме (рис. 1, *а*). Без фильтра коэффициент пульсации, т. е. отношение амплитуды первой гармоники выпрямленного тока к его постоянной составляющей, очень велик и составляет 1,57. Емкость фильтра рассчитывается по заданному коэффициенту пульсации $p_н$ и сопротивлению нагрузки $R_ц$: $C_ф \geqslant \frac{1}{\pi f R_н p_н}$. Диод выбирают по выпрямленному

току I_0 и по обратному напряжению $U_{обр} \approx 2U_0$; напряжение на вторичной обмотке трансформатора $U_2 \approx 0{,}8U_0$.

При больших выпрямленных токах используют двухполупериодные схемы (рис. 1, *б* и *в*). Вторая мостовая схема удобнее, так как не требует вывода от средней точки вторичной обмотки трансформатора. Коэффициент пульсации без фильтра у них 0,67. Диоды выбирают на ток $0{,}5I_0$. Для мостовой схемы: $U_{обр} = 1{,}5U_0$ при использовании

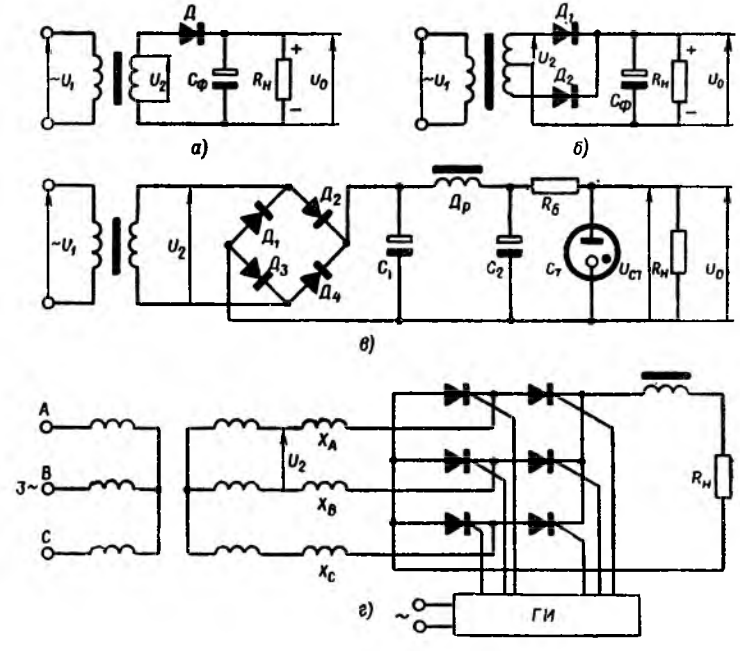


Рис. 1. Схемы выпрямителей:
а — однополупериодная; *б* — двухполупериодная; *в* — двухполупериодная мостовая; *г* — трехфазная

только одного конденсатора фильтра $C_ф \geqslant \frac{1}{2\pi f R_н \rho_н}$. Обычно эта емкость оказывается очень велика и удобнее пользоваться ячейкой *LC*-фильтра (см. рис. 1, *в*). При $C_ф = C_2 = C_1$ индуктивность дросселя *Др* определяют по формуле $L \approx \frac{2{,}5\rho_н}{C_2 p}$. При этом за счет падения напряжения на дросселе $U \approx 0{,}8U_0$.

Стабилизация выпрямленного напряжения после маломощных выпрямителей осуществляется с помощью стабилитронов (см. рис. 1, *в*). Величина балластного сопротивления $R_б$ и мощность, рассеиваемая на нем: $R_б = \frac{U_{max} - U_{ст}}{I_н + I_{ст}}$; $P_б = \frac{(U_{max} - U)^2}{R_б}$.

Мощные выпрямители обычно имеют трехфазную схему. Если требуется плавно вручную или автоматически регулировать выпрямленное напряжение, то в качестве вентилей используют тиристоры (рис. 1, *г*). Регулируя фазу импульсного напряжения, подаваемого от генератора импульсов *ГИ* на управляющие электроды тиристоров, изменяют длительность импульсов тока, проходящих через них, и тем самым величину выпрямленного тока. Сглаживающим фильтром в мощных выпрямителях обычно служит индуктивность дросселя или самой нагрузки. При холостом ходе $U_0 = 0{,}95\sqrt{2}U_1\cos\alpha$, где α — угол управления, значение которого отсчитывается от момента вступления в работу очередного тиристора в неуправляемом выпрямителе $U_{обр} = \sqrt{6}U_2$.

Усилители

В большинстве усилителей используют транзисторы; усилители на электронных лампах применяют только в случаях необходимости обеспечения большого входного сопротивления усилителя, низкого уровня шума, усиления сигналов высокой и сверхвысокой частоты и в некоторых других случаях.

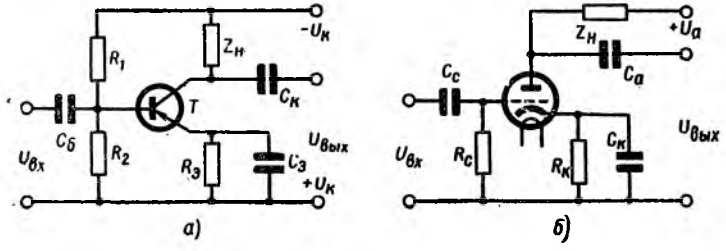


Рис. 2. Схемы усилителей:
а — на транзисторе; *б* — на электронной лампе

В узкополосных (резонансных) усилителях нагрузкой усилительного прибора (электронной лампы или транзистора) является колебательный контур, включаемый вместо сопротивления $Z_н$ (рис. 2, *а* и *б*). Контур настраивается на усиливаемую частоту: $f_0 = \dfrac{1}{2\pi\sqrt{LC}}$. Полоса пропускания усилителя при уменьшении коэффициента усиления в ее пределах в $\sqrt{2}$ раз: $2\Delta f = \dfrac{f_0\left(1 + \dfrac{R_{вн}}{R_к}\right)}{Q_к}$, где $R_{вн}$ и $R_к$—сопротивления потерь, вносимые в контур подключенными к нему элементами схемы, в том числе и усилительным прибором, и самого контура; $Q_к$ — добротность контура (около 100).

В низкочастотных широкополосных апериодических усилителях нагрузкой $Z_н$ является активное сопротивление $R_н$. В этом случае полоса пропускания в области нижних частот ограничивается емкостью

конденсатора $C_б$ или $C_с$: $f_н = \frac{1}{2\pi C_с R_с \sqrt{M^2 - 1}}$, а в области высших частот входной емкостью следующего каскада или нагрузки $C_{вх}$: $f_в = \frac{\sqrt{M^2 - 1}}{2\pi C_{вх} R_{экв}}$, где M — допустимое изменение коэффициента усиления в пределах полосы пропускания; $R_{экв}$ — эквивалентное сопротивление, равное сопротивлению параллельно соединенных $R_н$ и R_i; R_i — внутреннее (дифференциальное) сопротивление усилительного прибора. Входная емкость следующего каскада или нагрузки складывается из емкости монтажа, емкости нагрузки и проходной емкости прибора, увеличенной в $(K + 1)$ раза, где K — коэффициент усиления каскада.

В усилителях мощности и усилителях высокой частоты нагрузку часто включают через трансформатор. В этом случае первичную обмотку трансформатора включают вместо $Z_н$, а во вторичную цепь трансформатора включают нагрузку. В усилителях высокой частоты это позволяет уменьшить сопротивление $R_{вн}$ и, следовательно, полосу пропускания, а в усилителях низкой частоты согласовать нагрузку с усилительным прибором и тем самым увеличить мощность, отдаваемую в нагрузку.

В усилителях мощности часто используют двухтактные схемы, в которых усилительные приборы (обычно два) работают по очереди по полпериода. Это позволяет получить от двух приборов мощность в 4 раза бо́льшую, чем может отдать один прибор.

В тех случаях, когда требуется получить большой коэффициент усиления, включают несколько каскадов усиления последовательно. В этом случае общий коэффициент усиления $K_{общ} = K_1 \cdot K_2$, где K_1, K_2 — коэффициенты усиления каскадов усилителя.

Параметры, характеризующие усилители:

Номинальная мощность усилителя на его выходе.

Номинальное напряжение или ток на выходе усилителя или сопротивление нагрузки.

Коэффициент усиления усилителя по мощности, напряжению или току.

Уровень собственных шумов усилителя, т. е. напряжение на выходе усилителя при замкнутом накоротко его входе, или напряжение шума усилителя, приведенное к его входу, т. е. указанное выше напряжение, деленное на коэффициент усиления усилителя по напряжению.

Чувствительность усилителя — минимальный уровень сигнала на его входе, при котором обеспечивается требуемое отношение сигнала к уровню шума на выходе усилителя.

Полоса пропускания усилителя.

Искажения, вносимые в сигнал усилителем, характеризуются коэффициентом частотных искажений, создаваемых в результате зависимости коэффициента усиления от частоты, фазовыми искажениями, создаваемыми непостоянством времени, затрачиваемого на усиление сигнала различной частоты, и нелинейными искажениями, характеризуемыми отношением действующего значения всех гармоник, созданных усилителем в результате нелинейности его характеристик, к действующему значению сигнала на выходе усилителя.

Обратная связь

При обратной связи в усилителе часть напряжения с его выхода (обратная связь по напряжению) или напряжение, пропорциональное току на выходе усилителя (обратная связь по току), подается на его вход. При обратной связи по напряжению $K_{общ} = \frac{K_у}{1 - \beta K_у}$; при обрат-

ной связи по току $K_{общ} = \dfrac{K_у}{1 - \dfrac{R_{обр}}{R_н} K_у}$, где $K_у$—коэффициент усиления усилителя без обратной связи; $\beta = \dfrac{U_{обр}}{U_{вых}}$; $U_{обр}$—напряжение, подаваемое на вход усилителя цепью обратной связи; $R_{обр}$ — сопротивление обратной связи, на котором ток выхода усилителя создает напряжение обратной связи. Если в результате действия обратной связи коэффициент усиления усилителя увеличивается, то связь называют положительной, если уменьшается, то отрицательной. Одновременно с изменением коэффициента усиления обратная связь изменяет нестабильность работы усилителя $\left(\dfrac{\Delta K}{K}\right)_{общ} = \dfrac{(\Delta K/K)_у}{1 - K_у\beta}$ и коэффициенты, характеризующие искажения, создаваемые усилителем: коэффициент частотных искажений $M_{общ} = \dfrac{M_у}{(1 - K_у\beta)^2}$, коэффициент нелинейных искажений $k_{н\,общ} = \dfrac{k_{ну}}{1 - K_у\beta}$. Так как отрицательная обратная связь уменьшает нестабильность работы усилителя и искажения, создаваемые ею, то в усилителях применяется практически исключительно отрицательная обратная связь, даже несмотря на то, что она уменьшает коэффициент усиления.

При изменении сопротивления нагрузки усилителя отрицательная обратная связь по напряжению стабилизирует напряжение на выходе усилителя, а отрицательная обратная связь по току — ток в нагрузке.

Если при положительной обратной связи выполняется условие $K_у\beta = 1$, то $K_{общ} = \infty$ и усилитель самовозбуждается, т. е. становится генератором. Это условие называется условием генерации.

Генераторы

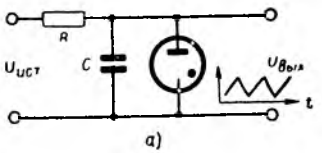
По принципу генерирования колебаний генераторы подразделяют на генераторы с обратной связью и генераторы параметрические (релаксационные). Простейшим релаксационным генератором является генератор пилообразного напряжения на газоразрядной лампе (рис. 3, *а*). Конденсатор заряжается до напряжения зажигания лампы, после этого он быстро разряжается через лампу, лампа тухнет, и конденсатор начинает снова заряжаться.

Генераторы с обратной связью, если условие генерации выполняется только на одной частоте или если на их выходе стоит соответствующий фильтр, дают синусоидальные колебания. В схеме на рис. 3, *б* условие генерации выполняется только на частоте $\omega = \dfrac{1}{RC}$, поэтому если схема не вносит нелинейных искажений, то на выходе генератора должны быть синусоидальные колебания. Рассмотренная схема представляет собой двухкаскадный усилитель (см. рис. 2, *а*), в котором цепь Z_1—Z_2 является цепью положительной обратной связи по напряжению.

Если сопротивление Z_1 заменить на емкость, а сопротивление Z_2 — на активное сопротивление, соответственно равные $C_{б2}$ и $R_{б2}$, то полу-

чим схему симметричного мультивибратора, т. е. генератора, дающего множество гармоник. Колебания такого генератора близки по форме к прямоугольным.

Если сопротивления Z_1 и Z_2, а также емкость $C_{б2}$ заменить на активные сопротивления, то условие генерации может быть выполнено и на постоянном токе. В этом случае схема превращается в схему триггера,



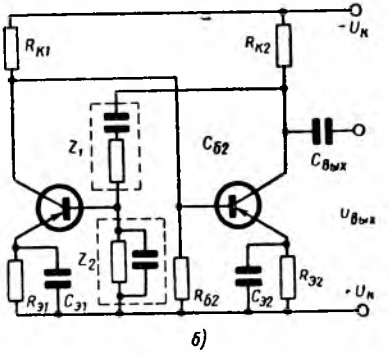


Рис. 3. Схемы генераторов:

а — релаксационного; *б* — с обратной положительной связью по напряжению

т. е. электронного реле, имеющего только два устойчивых состояния, при каждом из которых один из транзисторов практически заперт, а через другой проходит максимальный ток. Схема может перебрасываться из одного состояния в другое с помощью импульсов, подаваемых на эмиттер или базу.

Существует множество различных схем генераторов, обеспечивающих получение импульсов специальной формы: прямоугольных, треугольных, пилообразных и т. д.

Преобразователи

Преобразователи частоты в схемах электроники служат обычно для переноса сигнала из одного частотного диапазона в другой. Они основаны на том, что если на вход усилителя с нелинейной характеристикой подать одновременно колебания двух частот f_1 и f_2, то на их выходе кроме колебаний этих частот будут колебания с частотами $f_1 - f_2$ и $f_1 + f_2$. Используя соответствующие фильтры, можно выделить на выходе преобразователя колебания с частотой $f_1 - f_2$ или $f_1 + f_2$.

Усилители постоянного тока

Обычные усилители не позволяют усиливать постоянные напряжения или напряжения очень низких (инфразвуковых) частот, так как колебания этих частот не пропускают конденсаторы $C_б$ или $C_с$ (см. рис. 2). При замене этих конденсаторов на сопротивления образуется схема усилителя постоянного тока. Однако усилители, собранные по таким схемам, работают очень нестабильно, так как изменения напря-

жений источников питания и параметров усилительных приборов в значительной степени сказываются на их напряжении выхода.

Более стабильно работают усилители постоянного тока с преобразователями. В таком усилителе усиливаемый сигнал сначала с помощью преобразователя переносится в диапазон какой-либо частоты f, а затем усиливается резонансным узкополосным усилителем. После усиления полученное напряжение поступает на выпрямитель (детектор), где вновь преобразуется в постоянное напряжение.

Электронные вольтметры и осциллографы

Недостатком обычных вольтметров магнитоэлектрической, электромагнитной и других электротехнических систем является их низкая чувствительность и малое входное сопротивление, т. е. большая мощность, потребляемая ими из измерительной цепи. Этого недостатка нет у электронных вольтметров, у которых перед измерительным прибором стоит предварительный усилитель, обеспечивающий их высокую чувствительность и большое входное сопротивление. Примером такого вольтметра может служить вольтметр В3-6 с несколькими шкалами, из которых при максимальной его чувствительности предел одной шкалы 500 мкВ. Преимуществом электронных вольтметров является широкий диапазон частот, в котором с их помощью можно проводить измерения, и высокое входное сопротивление. Указанный выше вольтметр предназначен для диапазона частот 5 Гц—1 МГц, имеет входное сопротивление 5 МОм и входную емкость 25 пФ. Некоторые марки вольтметров, как, например, В2-3, можно использовать на постоянном токе.

Для наблюдения периодических и разовых быстропротекающих процессов используют электроннолучевые осциллографы. Осциллографы могут быть рассчитаны на наблюдение одного процесса (однолучевые), двух процессов (двухлучевые) и более. Примерами однолучевых осциллографов могут служить осциллографы: С1-19Б — низкочастотный осциллограф, работающий в диапазоне частот 0—1 МГц, имеющий два усилителя, чувствительность 2 мВ/см, входное сопротивление 10 МОм и входную емкость 12 пФ; С1-48Б — полупроводниковый малогабаритный осциллограф с аналогичными параметрами. Двухлучевой осциллограф С1-18 работает в диапазоне 0—1 МГц, чувствительность его 1 мВ/см, входное сопротивление 0,5 МОм, входная емкость 50 пФ; С1-55 — полупроводниковый осциллограф для диапазона 0—10 МГц с чувствительностью 10 мВ на деление, входным сопротивлением 1 МОм и входной емкостью 40 пФ. Отдельные осциллографы имеют трубки с длительным послесвечением, позволяющим наблюдать кривые процессов, протекающих в течение наносекунд.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Берлин Г. С., Розентул С. А.** Механотронные преобразователи и их применение. М., «Энергия», 1974, 238 с.

2. **Дулин В. Н.** Электронные и квантовые приборы СВЧ. М., «Энергия», 1972, 224 с.

3. **Дыкин А. В., Овечкин Ю. А.** Электронные и полупроводниковые приборы. М., «Энергия», 1971, 375 с.

4. **Каганов И. Л.** Промышленная электроника. М., «Высшая школа», 1968, 559 с.

5. **Краткий** справочник конструктора радиоэлектронной аппаратуры. Под ред. Р. Г. Варламова. М., «Сов. радио», 1973, 856 с.

6. **Подымов В. Я.** Новые элементы автоматики. Параметроны. М., Московский институт радиотехники, электроники и автоматики. 1968, 99 с.

7. **Рабкин Л. И., Евгенова И. Н.** Герконы. М., «Связь», 1968, 80 с.

8. **Свечников С. В.** Элементы оптоэлектроники. М., «Сов. радио», 1971, 271 с.

9. **Словарь** радиолюбителя. Под ред. Л. П. Крайзмера. Л., «Энергия», 1972, 616 с.

10. **Степаненко И. П.** Основы теории транзисторов и транзисторных схем. М., «Энергия», 1973, 608 с.

11. **Электротехнический** справочник. В 3-х т. Т. 1. М., «Энергия», 1974, 775 с.

Глава 6

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Основной гипотезой, на которой базируется сопротивление материалов, является *гипотеза непрерывности* (*сплошности*) материала твердого тела, согласно которой *тело рассматривается как сплошная среда*. Предполагаем также, что твердое *тело изотропно и однородно*, т. е. механические свойства во всех направлениях одинаковы и не меняются при переходе от одной точки тела к другой.

При расчете на прочность и жесткость схематизируем конструкцию (принимаем расчетную схему). При этом элементы конструкции представляем либо в виде бруса, либо в виде оболочки.

Брусом называется тело, одно измерение которого (длина) значительно больше двух других измерений (поперечных размеров). Сечение бруса, перпендикулярное к оси, — *поперечное сечение*. Если размеры поперечного сечения бруса весьма малы по сравнению с его длиной и он не сопротивляется изгибу и сжатию, то такой брус называют *нитью* (провода электропередач, канаты подвесных дорог и т. п.).

Оболочка — это тело, одно измерение которого (толщина стенки) значительно меньше других измерений.

Геометрическое место точек, равноотстоящих от обеих внешних поверхностей оболочки, называют ее *срединной поверхностью*. Оболочка, срединная поверхность которой представляет собой плоскость, называется *пластиной*.

Внешние силовые факторы

Различают нагрузки, или *внешние силы*, объемные (например, собственный вес, силы инерции), которые распределены по всему объему тела, и *поверхностные* (давление газа, гидростатическое давление, силовое взаимодействие сопряженных деталей и т. п.,), распределенные по поверхности или по части поверхности тела.

Интенсивность объемной нагрузки определяется силой, приходящейся на единицу объема (γ, кгс/см^3); интенсивность поверхностной нагрузки определяется силой, приходящейся на единицу поверхности (p, кгс/см^2). Поверхностная нагрузка, действующая по узкой площадке большой длины, называется *распределенной*; интенсивность распределенной нагрузки определяется силой, приходящейся на единицу длины (q, кгс/см). Если поверхностная нагрузка действует по площадке, значительно меньшей всей поверхности тела, она условно называется *сосредоточенной нагрузкой* (P, кгс).

По характеру действия различают нагрузки *статические* и *динамические*.

Нагрузка, возрастающая до своего конечного значения постепенно в течение конечного промежутка времени, называется *статической*. При статическом нагружении все элементы конструкции находятся в равновесии, а ускорения их отсутствуют или пренебрежимо малы.

Если при нагружении возникают колебания конструкции со значительными ускорениями, то нагрузка называется *динамической*. Динамические нагрузки подразделяются на *ударные* и *безударные*.

Динамической ударной называется нагрузка, при которой соударяющиеся тела в момент удара имеют неодинаковую скорость. Динамической безударной называется нагрузка, при которой относительная скорость соударяющихся тел равна нулю.

Внутренние силовые факторы

Внутренние силы, возникающие в поперечных сечениях бруса при его нагружении, можно привести в общем случае к трем внутренним силам и к трем внутренним моментам (рис. 1). На рисунке оси x, y — главные оси поперечного сечения; ось z совпадает с осью бруса; N — нормальная (продольная) сила; Q_x — поперечная сила в направлении оси x; Q_y — поперечная сила в направлении оси y; M_x — изгибающий

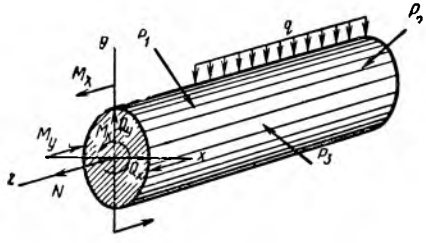


Рис. 1. Внутренние силовые факторы

момент относительно оси x; M_y — изгибающий момент относительно оси y; $M_к(M_z)$ — крутящий момент.

Внутренние силовые факторы (N, Q_x, Q_y, M_x, M_y, $M_к$) определяют методом сечений, для чего:

1) мысленно рассекают брус на две части I и I_I по сечению m—m, в котором определяют внутренние силовые факторы (рис. 2, *а*);

2) мысленно отбрасывают одну из частей, например часть II;

3) заменяют действие отброшенной части II на рассматриваемую часть I внутренними силовыми факторами (рис. 2, *б*);

4) из условия равновесия рассматриваемой части I бруса находят внутренние силовые факторы; например, в сечении m—m бруса внутренние силы приводятся только к нормальной силе

$$N = P_1 - P_2,$$

а остальные внутренние силовые факторы при данном нагружении бруса равны нулю.

Различают следующие простейшие виды нагружения бруса:

а) *растяжение* (*сжатие*), когда внутренние силы в поперечных сечениях бруса приводятся только к нормальной силе N;

б) *кручение*, когда внутренние силы приводятся только к крутящему моменту $M_к$;

в) *чистый изгиб, когда* $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \neq 0$, а остальные силовые факторы равны нулю;

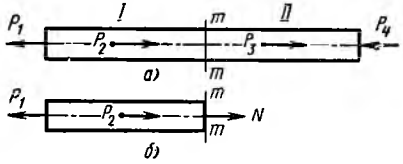


Рис. 2. К определению нормальной силы методом сечений

г) *поперечный изгиб* ($M \neq 0$; $Q \neq 0$; $N = 0$; $M_к = 0$).

Графики, изображающие законы изменения внутренних силовых факторов вдоль оси бруса, называются *эпюрами* соответствующих силовых факторов.

Напряжение. Напряженное состояние

Внутренние силы по сечению тела распределены непрерывно. Величина, характеризующая интенсивность внутренних сил, называется *напряжением*. Полное напряжение p_ν в данной точке K данного сечения определяют как предел отношения $\frac{\Delta P}{\Delta F}$ при стремлении ΔF к нулю, т. е.

$$p_\nu = \lim_{\Delta F \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta F}, \qquad (1)$$

где ΔP — равнодействующая внутренних сил на площадке ΔF (рис. 3); ΔF — площадь элементарной площадки, содержащей данную точку в данном сечении, с внешней нормалью ν.

Спроектировав полное напряжение на направление нормали ν и на плоскость, перпендикулярную к ν, получим два напряжения: σ_ν — нормальное напряжение и τ_ν — касательное напряжение в точке K.

Напряжения в точке тела зависят от ориентации площадки, проходящей через эту точку. Через точку тела можно провести бесконечное множество площадок, и, следовательно, в каждой точке тела существует бесчисленное множество напряжений. Совокупность этого множества напряжений на всех площадках, проходящих через данную точку, характеризует *напряженное состояние в данной точке.*

Если в окрестности какой-либо точки K тела выделить элементарный объем в форме параллелепипеда, грани которого перпендикулярны координатным осям (рис. 4), то на этих гранях, как на площадках, проходящих через данную точку, будут действовать полные напряжения p_x, p_y, p_z. Спроектировав их на координатные оси, получим девять напряжений, которые называют *компонентами напряжения* в точке K:

$$\begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix}. \qquad (2)$$

Очевидно, что компоненты напряжения (2) зависят от выбора системы координат.

Для компонент напряжения принимают следующее правило знаков, называемое правилом внешней нормали. Компоненты напряжения, действующие на площадке с внешней нормалью, сонаправленной с координатной осью, считаются положительными, если они также совпадают с положительными направлениями соответствующих координатных осей. Аналогично для площадок, у которых внешняя нормаль совпадает с отрицательным направлением координатной оси, компоненты

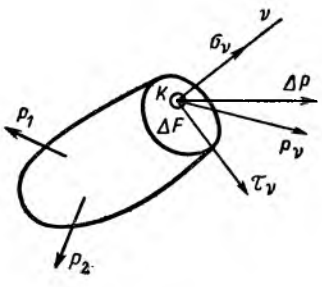


Рис. 3. Напряжения в произвольной точке на произвольной площадке

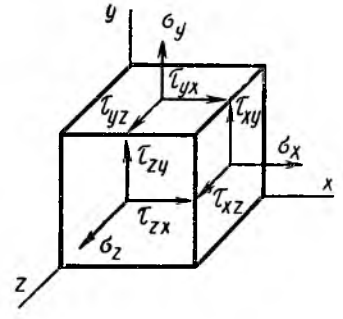


Рис. 4. Компоненты напряжения в точке тела

напряжения положительны, если их направления также совпадают с отрицательными направлениями соответствующих координатных осей. Для нормальных напряжений σ_x, σ_y, σ_z правило внешней нормали равносильно более простому правилу: нормальные напряжения положительны при растяжении и отрицательны при сжатии.

Из условия равновесия элемента (см. рис. 4)

$$\tau_{xy} = \tau_{yx};\quad \tau_{yz} = \tau_{zy};\quad \tau_{zx} = \tau_{xz}. \tag{3}$$

Равенства (3) выражают *свойство парности касательных напряжений*: во взаимно перпендикулярных площадках касательные напряжения, нормальные к линии пересечения этих площадок, равны и направлены либо к линии пересечения площадок, либо от нее.

Следовательно, из девяти компонент напряжения только шесть независимы. Они полностью определяют напряженное состояние в точке, т. е. зная шесть независимых компонент, можно определить напряжения на любой площадке, проходящей через данную точку.

Если через данную точку провести площадку, нормаль ν к которой определяется направляющими косинусами

$$l = \cos(\widehat{x, \nu}),\quad m = \cos(\widehat{y, \nu}),\quad n = \cos(\widehat{z, \nu}),$$

то напряжения на этой площадке определяются по формулам:

а) полное напряжение

$$p_\nu = \sqrt{X_\nu^2 + Y_\nu^2 + Z_\nu^2}; \tag{4}$$

б) нормальное напряжение

$$\sigma_\nu = X_\nu l + Y_\nu m + Z_\nu n; \tag{5}$$

в) касательное напряжение

$$\tau_\nu = \sqrt{p_\nu^2 - \sigma_\nu^2}, \tag{6}$$

где

$$\left.\begin{aligned} X_\nu &= \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n; \\ Y_\nu &= \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n; \\ Z_\nu &= \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n. \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Через каждую точку тела всегда можно провести такие три взаимно перпендикулярные площадки, на которых не будет касательных напряжений. Такие площадки называют *главными площадками*, нормальные напряжения на главных площадках — *главными*. Нормали к главным площадкам — *главные оси напряженного состояния*. Главные напряжения обозначают σ_1, σ_2, σ_3, причем σ_1 — алгебраически наибольшее, а σ_3 — алгебраически наименьшее главные напряжения, т. е. $\sigma_1 \geqslant \sigma_2 \geqslant \sigma_3$.

Главные напряжения определяются как корни кубического уравнения

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0, \tag{8}$$

где

$$\left.\begin{aligned} I_1 &= \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z; \\ I_2 &= \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2; \\ I_3 &= \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2. \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

Главные напряжения не зависят от системы координат, поэтому и коэффициенты I_1, I_2, I_3 уравнения (8) также представляют собой инварианты напряженного состояния, т. е. они не изменяются при повороте координатных осей.

При расчетах часто одна главная площадка, а следовательно, и одно главное напряжение заранее известны. Пусть ось x перпендикулярна известной главной площадке (рис. 5). Тогда два неизвестных главных напряжения определяются по формуле

$$\sigma = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}. \tag{10}$$

Они не зависят от известного главного напряжения и действуют по площадкам, параллельным главной оси x. Положения этих площадок определяются углами α_1 и α_2, которые находят по формуле

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\tau_{yz}}{\sigma_y - \sigma_z}. \tag{11}$$

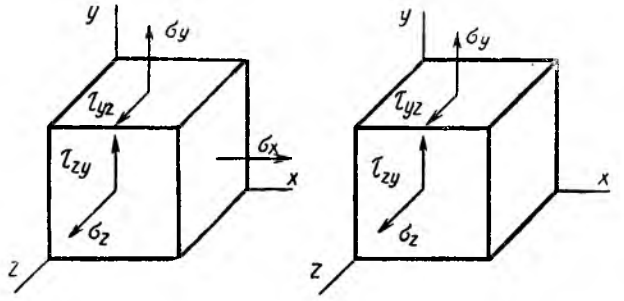


Рис. 5. Напряженные состояния с одной известной главной площадкой

Максимальное касательное напряжение в данной точке тела

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}, \qquad (12)$$

где σ_1, σ_3 — наибольшее и наименьшее главные напряжения в рассматриваемой точке.

Если все три главные напряжения отличны от нуля, то напряженное состояние называется *трехосным* или *объемным*. Когда два главных напряжения отличны от нуля, а одно равно нулю, напряженное состояние называется *двухосным* или *плоским*. Если отлично от нуля только одно из трех главных напряжений, то напряженное состояние — *одноосное* или *линейное*.

Пример. Определить главные напряжения и положение главных площадок для напряженного состояния, показанного на рис. 6, *а*, где $\sigma_x = 600$ кгс/см²; $\sigma_y = 900$ кгс/см²; $\tau_{xz} = \tau_{zx} = 400$ кгс/см².

Площадка, перпендикулярная к оси y, — главная площадка и σ_y — одно из трех главных напряжений. Поэтому два других главных напряжения

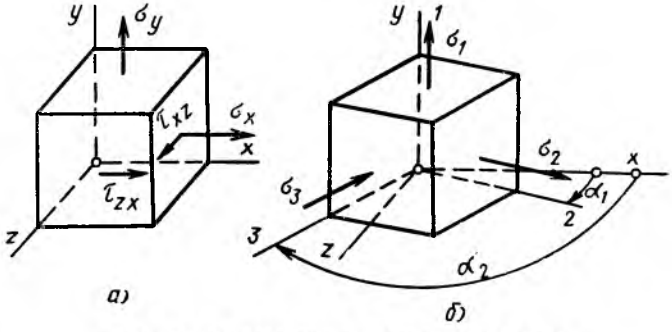


Рис. 6. К определению главных напряжений

будут зависеть от напряжений на неглавных площадках, перпендикулярных к осям x и z. По формуле (10)

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_z)^2}{2} + \tau_{xz}^2} = \frac{600}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{600}{2}\right)^2 + 400^2} = 300 \pm 500.$$

Таким образом, $\sigma_1 = \sigma_y = 900$ кгс/см²; $\sigma_2 = 800$ кгс/см² и $\sigma_3 = -200$ кгс/см². Найденные главные напряжения (σ_2 и σ_3) действуют на площадках, параллельных оси y (известной главной оси). Положение их определим, используя формулу (11):

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\tau_{xz}}{\sigma_x - \sigma_z} = \frac{2 \cdot 400}{600} = \frac{4}{3}.$$

Отсюда $2\alpha_1 = 58° 10'$; $\alpha_1 = 26° 35'$ и $\alpha_2 = 116° 35'$. На рис. 6, *б* показан элемент, ограниченный главными площадками.

Перемещения и деформации

Под действием внешних сил твердое тело деформируется, при этом его элементы перемещаются и занимают новые положения. Например, сечение C (рис. 7) при нагружении рамы силой P получает линейное перемещение δ и угловое θ.

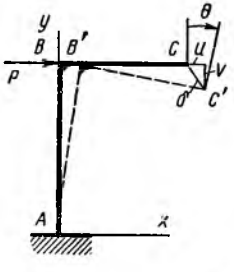


Рис. 7. Перемещения в упругой системе

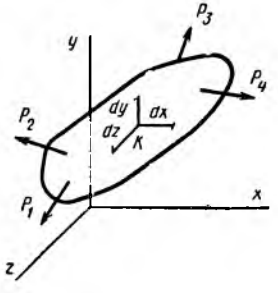


Рис. 8. К определению составляющих деформации

Проекции полного линейного перемещения δ на координатные оси x, y, z соответственно обозначают u, v, w, тогда

$$\delta = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}. \qquad (13)$$

Перемещающаяся часть конструкции может быть и не деформированной (участок BC на рис. 7). Следовательно, перемещения еще не дают полного представления о деформации конструкции.

Деформированное состояние в точке K тела (рис. 8) полностью определяется шестью величинами: тремя линейными деформациями ε_x, ε_y, ε_z и тремя угловыми γ_{xy}, γ_{yz}, γ_{zx}.

Линейные деформации являются относительными изменениями длин элементарных отрезков dx, dy, dz, мысленно проведенных через данную точку тела K:

$$\varepsilon_x = \frac{\Delta(dx)}{dx}; \quad \varepsilon_y = \frac{\Delta(dy)}{dy}; \quad \varepsilon_z = \frac{\Delta(dz)}{dz}, \qquad (14)$$

где $\Delta(dx)$, $\Delta(dy)$, $\Delta(dz)$ — удлинения или ускорения отрезков dx, dy, dz.

Линейные деформации (безразмерные величины) считаются положительными при удлинении и отрицательными при укорочении.

Угловые деформации или относительные сдвиги представляют собой изменения первоначально прямых углов между отрезками dx, dy, dz и выражаются в радианах.

Угловые деформации считаются положительными, если при деформации тела угол между соответствующими направлениями уменьшается.

В большинстве случаев деформации (линейные и угловые) пренебрежимо малы по сравнению с единицей. Такие деформации называют малыми.

В случае малых деформаций относительное изменение объема (объемная деформация) в данной точке определяется по формуле

$$\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z, \tag{15}$$

где ε_x, ε_y, ε_z — линейные деформации в данной точке в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

Закон Гука для изотропного однородного тела. Потенциальная энергия деформации

Деформируемое тело, полностью восстанавливающее свои размеры и форму после снятия нагрузки, называется *упругим*. Для изотропного однородного упругого тела при малых деформациях и напряжениях, не превышающих некоторых определенных значений, принимаем линейные зависимости между компонентами деформации и компонентами напряжения. Эти линейные зависимости выражают собой *закон Гука*

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E}[\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]; \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}; \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E}[\sigma_y - \mu(\sigma_z + \sigma_x)]; \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}; \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E}[\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)]; \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}, \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

где E—модуль упругости первого рода (модуль продольной упругости); G — модуль упругости второго рода (модуль сдвига); μ — безразмерный коэффициент поперечной деформации или коэффициент Пуассона.

Эти три величины связаны зависимостью

$$E = 2(1 + \mu)G. \tag{17}$$

Коэффициентом Пуассона μ называется абсолютное значение отношения поперечной деформации к продольной при одноосном напряженном состоянии:

$$\mu = \left|\frac{\varepsilon_{поп}}{\varepsilon_{прод}}\right|. \tag{18}$$

Если в формулу (15) подставить значения ε_x, ε_y, ε_z из зависимостей (16), то получим

$$\theta = \frac{1 - 2\mu}{E}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z). \tag{19}$$

Внешние силы, деформирующие упругое тело, совершают работу. При статическом нагружении работа внешних сил целиком обращается во внутреннюю энергию тела, называемую *потенциальной* энергией деформации.

Удельная потенциальная энергия деформации (энергия, накопленная единицей объема тела)

$$a = \frac{1}{2E}\left[\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - 2\mu\left(\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x\right)\right] + \\ + \frac{1}{2G}\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right). \qquad (20)$$

Потенциальная энергия деформации может быть условно разделена на энергию изменения объема и на энергию изменения формы.

Удельная потенциальная энергия изменения объема

$$a_{об} = \frac{1-2\mu}{6E}\left(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z\right)^2. \qquad (21)$$

Удельная потенциальная энергия изменения формы

$$a_{ф} = \frac{1+\mu}{3E}\left[\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \left(\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x\right) + \right. \\ \left. + 3\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right)\right]. \qquad (22)$$

Геометрические характеристики плоских сечений

Напряжения и перемещения при различных видах нагружения бруса зависят от геометрии его поперечного сечения. При расчетах используют характеристики сечения (рис. 9):

1. Площадь сечения

$$F = \int_F dF.$$

2. Статические моменты сечения, например, относительно осей ξ, η:

$$S_\xi = \int_F \eta\, dF; \quad S_\eta = \int_F \xi\, dF.$$

Статические моменты могут быть положительными, отрицательными, а следовательно, и равными нулю.

3. Осевые моменты инерции сечения, например, относительно осей ξ, η:

$$J_\xi = \int_F \eta^2\, dF; \quad J_\eta = \int_F \xi^2\, dF.$$

Осевые моменты инерции всегда положительны.

4. Центробежный момент инерции сечения относительно осей ξ, η

$$J_{\xi\eta} = \int_F \xi\eta\, dF.$$

Центробежный момент инерции может быть положительным, отрицательным или равным нулю.

5. Полярный момент инерции сечения относительно начала координат

$$J_p = \int_F \rho^2 \, dF.$$

Полярный момент инерции всегда положителен.

Между геометрическими характеристиками существуют зависимости.

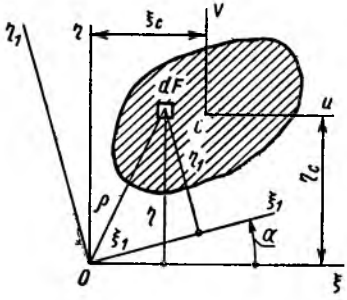


Рис. 9. К определению геометрических характеристик плоского сечения

Статический момент сечения относительно какой-либо оси равен площади сечения, умноженной на координату центра тяжести сечения:

$$S_\xi = F\eta_C; \quad S_\eta = F\xi_C, \tag{23}$$

где ξ_C, η_C — координаты центра тяжести сечения C относительно осей ξ, η (см. рис. 9).

Статический момент сечения относительно любой его центральной оси равен нулю.

По формулам (23) координаты центра тяжести сечения

$$\xi_C = \frac{S_\eta}{F}; \quad \eta_C = \frac{S_\xi}{F}. \tag{24}$$

В случае сложного сечения (составленного из n элементарных фигур)

$$\xi_C = \frac{\sum_1^n F_i\xi_i}{\sum_1^n F_i}; \quad \eta_C = \frac{\sum_1^n F_i\eta_i}{\sum_1^n F_i}, \tag{25}$$

где F_i ($i = 1, 2, \ldots, n$) — площади элементарных фигур; ξ_i, η_i ($i = 1, 2, \ldots, n$) — координаты центра тяжести соответствующих фигур.

Если обозначить центральные оси через u и v, а параллельные им нецентральные — через ξ и η, то соотношения между моментами инерции относительно этих систем осей будут следующие:

$$J_\xi = J_u + F\eta_C^2; \quad J_\eta = J_v + F\xi_C^2, \tag{26}$$

$$J_{\xi\eta} = J_{uv} + F\xi_C\eta_C, \tag{27}$$

где ξ_C и η_C — координаты центра тяжести сечения.

Осевые моменты инерции и центробежный момент инерции относительно осей ξ_1 и η_1, повернутых на угол α по отношению к осям ξ, η, определяют по формулам (см. рис. 9)

$$\left.\begin{aligned} J_{\xi_1} &= \frac{J_\xi + J_\eta}{2} + \frac{J_\xi - J_\eta}{2}\cos 2\alpha - J_{\xi\eta}\sin 2\alpha, \\ J_{\eta_1} &= \frac{J_\xi - J_\eta}{2} - \frac{J_\xi - J_\eta}{2}\cos 2\alpha + J_{\xi\eta}\sin 2\alpha; \\ J_{\xi_1\eta_1} &= J_{\xi\eta}\cos 2\alpha + \frac{J_\xi - J_\eta}{2}\sin 2\alpha. \end{aligned}\right\} \qquad (28)$$

Полярный момент инерции относительно некоторой точки равен сумме осевых моментов инерции относительно любых взаимно перпендикулярных осей, проходящих через данную точку:

$$J_p = J_\xi + J_\eta = J_{\xi_1} + J_{\eta_1}. \qquad (29)$$

Взаимно перпендикулярные оси, относительно которых центробежный момент инерции равен нулю, называются *главными осями*.

Осевые моменты инерции относительно главных осей — *главные моменты инерции*, которые имеют экстремальное значение, т. е. относительно одной главной оси осевой момент инерции имеет наибольшее значение, а относительно другой — наименьшее по сравнению с осевыми моментами инерции относительно любой оси, проходящей через точку пересечения данных главных осей.

Главные оси, проходящие через центр тяжести сечения, называют *главными центральными осями*, а осевые моменты инерции относительно этих осей — *главными центральными моментами инерции*. Главные центральные оси обозначают x, y, а главные центральные моменты инерции J_x, J_y.

Центробежный момент инерции симметричного сечения относительно осей, из которых хотя бы одна есть ось симметрии сечения, равен нулю.

Для сечений, имеющих ось симметрии, главными центральными осями являются ось симметрии и перпендикулярная к ней центральная ось.

У сечений, имеющих более двух осей симметрии (правильные многоугольники, круг и др.), все центральные оси главные.

В случае несимметричных сечений положение главных осей определяется углами α_1 и α_2, которые вычисляют по формуле

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2J_{uv}}{J_v - J_u}, \qquad (30)$$

где J_u, J_v, J_{uv} — осевые и центральный моменты инерции данного сечения относительно исходных центральных осей u и v; α_1 и α_2 — углы, отсчитываемые от оси u против часовой стрелки (см. рис. 9).

Главные моменты инерции

$$\left.\begin{aligned} J_{\max} &= \frac{J_u + J_v}{2} + \sqrt{\left(\frac{J_u - J_v}{2}\right)^2 + J_{uv}^2}\,; \\ J_{\min} &= \frac{J_u + J_v}{2} - \sqrt{\left(\frac{J_u - J_v}{2}\right)^2 + J_{uv}^2}\,. \end{aligned}\right\} \qquad (31)$$

Центробежный момент инерции сечения можно вычислить одним из следующих способов.

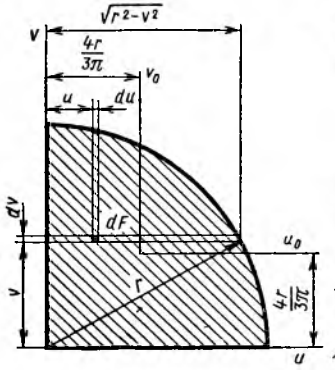


Рис. 10. К вычислению центробежного момента инерции для четверти круга

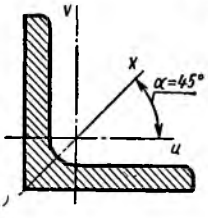


Рис. 11. Равнобокий уголок

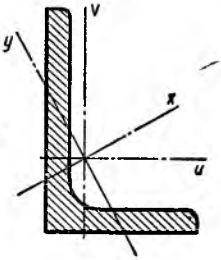


Рис. 12. Неравнобокий уголок

1. Непосредственным интегрированием. Например, для сечения в форме четверти круга (рис. 10)

$$J_{uv} = \int_F uv\,dF = \int_0^r v\,dv \int_0^{\sqrt{r^2-v^2}} u\,du = \int_0^r v\,\frac{r^2 - v^2}{2}\,dv = \frac{r^4}{8}.$$

2. Способом параллельного переноса осей, основанным на использовании формулы (27). Например, центробежный момент инерции относительно центральных осей u_0 и v_0 сечения (см. рис. 10)

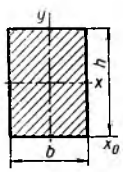
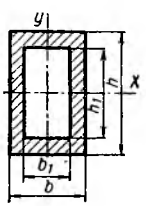
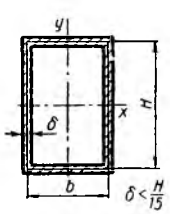
$$J_{u_0v_0} = J_{uv} - Fu_C v_C = \frac{r^4}{8} - \frac{\pi r^2}{4}\cdot\left(\frac{4r}{3\pi}\right)^2 = -0{,}0165r^4.$$

3. Способом трех осей, основанным на формуле (28). Например, для равнобокого уголка (рис. 11) центробежный момент инерции относительно центральных осей u и v

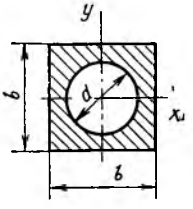
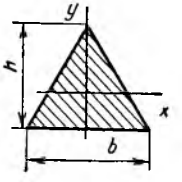
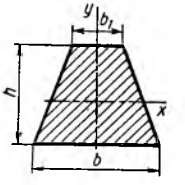
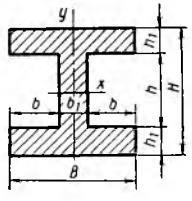
$$J_{uv} = \frac{J_u \cos^2\alpha + J_v \sin^2\alpha - J_x}{\sin 2\alpha} = J_u - J_x, \qquad (32)$$

поскольку для этого сечения $J_u = J_v$ и $\alpha = 45°$.

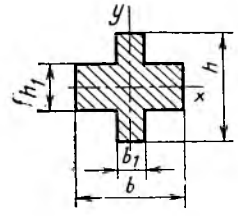
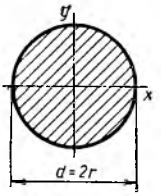
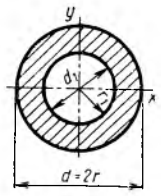
1. Характеристики сечения

Форма поперечного сечения	Формулы
Прямоугольник 	$F = bh;\ J_x = \frac{bh^3}{12};\ J_y = \frac{hb^3}{12};$ $J_{x_0} = \frac{bh^3}{3};\ W_x = \frac{bh^2}{6};\ W_y = \frac{hb^2}{6};$ $i_x = \frac{h}{\sqrt{12}} = 0{,}289h;\ i_y = \frac{b}{\sqrt{12}}.$ При $h = b$ $J_x = J_y = \frac{b^4}{12};\ W_x = W_y = \frac{b^3}{6};$ $i_x = i_y = \frac{b}{\sqrt{12}}$
Полый прямоугольник 	$F = bh - b_1h_1;\ J_x = \frac{bh^3 - b_1h_1^3}{12};$ $J_y = \frac{hb^3 - h_1b_1^3}{12}\quad W_x = \frac{bh^3 - b_1h_1^3}{6h};$ $W_y = \frac{hb^3 - h_1b_1^3}{6b};\ i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}};$ $i_y = \sqrt{\frac{J_y}{F}}$ При $h_1 = b_1\ \ h = b;$ $J_x = J_y = \frac{b^4 - b_1^4}{12};\ W_x = W_y = \frac{b^4 - b_1^4}{6b};$ $i_x = i_y = 0{,}289\sqrt{b^2 + b_1^2}$
Полый тонкостенный прямоугольник 	$F = 2\delta(B + H);\ J_x = \frac{\delta H^3}{6}\left(3\frac{B}{H} + 1\right);$ $J_y = \frac{\delta B^3}{6}\left(3\frac{H}{B} + 1\right);$ $W_x = \frac{\delta H^2}{3}\left(3\frac{B}{H} + 1\right);$ $W_y = \frac{\delta B^2}{3}\left(3\frac{H}{B} + 1\right);\ i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}.$ При $H = B$ $F = 4\delta B;\ J_x = J_y = \frac{2}{3}B^3\delta;$ $W_x = W_y = \frac{4}{3}B^2\delta$

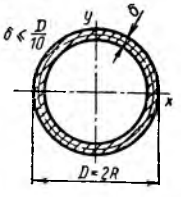
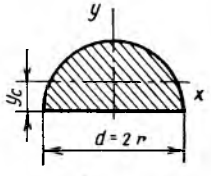
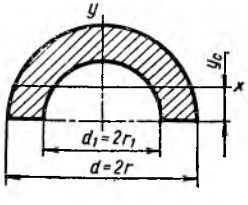
Продолжение табл. 1

Форма поперечного сечения	Формулы
Квадрат с круглым вырезом 	$F = b^2 - \frac{\pi d^2}{4}$; $J_x = J_y = \frac{1}{4}\left(\frac{b^4}{3} - \frac{\pi d^4}{16}\right)$; $W_x = W_y = \frac{1}{2b}\left(\frac{b^4}{3} - \frac{\pi d^4}{16}\right)$; $i_x = i_y = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$
Треугольник равнобедренный 	$F = \frac{1}{2}bh$; $J_x = \frac{bh^3}{36}$; $W_x = \frac{bh^2}{24}$; $i_x = \frac{h}{3\sqrt{2}} = 0{,}236h$; $J_y = \frac{hb^3}{48}$; $W_y = \frac{hb^2}{24}$; $i_y = 0{,}204b$
Трапеция 	$F = \frac{b + b_1}{2}h$; $J_x = \frac{h^3(b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}{36(b + b_1)}$; $W_x = \frac{h^2(b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}{12(2b + b_1)}$; $i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$
Двутавр симметричный 	$F = 2Bh_1 + b_1h$; $J_x = \frac{BH^3 - 2bh^3}{12}$; $J_y = \frac{hb_1^3 + 2h_1B^3}{12}$; $W_x = \frac{BH^3 - 2bh^3}{6H}$; $W_y = \frac{hb_1^3 + 2h_1B^3}{6B}$; $i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$

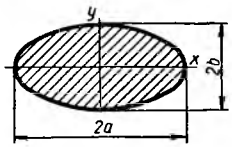
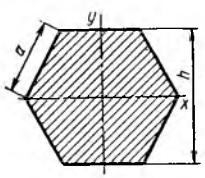
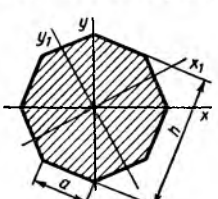
Продолжение табл. 1

Форма поперечного сечения	Формулы
Крестообразное сечение 	$F = hb_1 + (b - b_1)\, h_1$; $J_x = \frac{b_1 h^3 + (b - b_1)\, h_1^3}{12}$; $J_y = \frac{h_1 b^3 + (h - h_1)\, b_1^3}{12}$; $W_x = \frac{b_1 h^3 + (b - b_1)\, h_1^3}{6h}$; $W_y = \frac{h_1 b^3 + (h - h_1)\, b_1^3}{6b}$; $i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$; $i_y = \sqrt{\frac{J_y}{F}}$
Круг 	$F = \frac{\pi d^2}{4}$; $J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4} \approx 0{,}05d^4$; $W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4} \approx 0{,}1d^3$; $i_x = i_y = \frac{d}{4} = \frac{r}{2}$
Кольцо 	$F = \frac{\pi (d^2 - d_1^2)}{4}$; $J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64}(1 - c^4) \approx 0{,}05d^4 (1 - c^4)$; $W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}(1 - c^4) \approx$ $\approx 0{,}1d^3 (1 - c^4)$, где $c = \frac{d_1}{d}$; $i_x = i_y = \frac{1}{4}\sqrt{d^2 + d_1^2}$

Продолжение табл. 1

Форма поперечного сечения	Формулы
Тонкостенное круговое кольцо 	$F = \pi D\delta;\quad J_x = J_y = \frac{\pi D^3\delta}{8} = \pi R^3\delta;$ $W_x = W_y = \frac{\pi D^2\delta}{4} = \pi R^2\delta;$ $i_x = i_y = \frac{D\sqrt{2}}{4} = 0{,}353D$
Полукруг  $y_C = \frac{4r}{3\pi} \approx 0{,}424r$	$F = \frac{\pi d^2}{8};\quad J_x \approx 0{,}110r^4;$ $J_y = \frac{\pi d^4}{128} \approx 0{,}025d^4;$ $W_x = 0{,}0239d^3;\quad W_y = \frac{\pi d^3}{64} \approx 0{,}05d^3;$ $i_x = 0{,}132d;\quad i_y = \frac{d}{4}$
Круговое полукольцо 	$F = \frac{\pi}{8}\left(d^2 - d_1^2\right);$ $J_x = 0{,}110\left(r^4 - r_1^4\right) - 0{,}283r^2r_1^2\frac{r - r_1}{r + r_1};$ $J_y = \frac{\pi}{8}\left(r^4 - r_1^4\right);\quad W_x = \frac{J_x}{r - y_c};$ где $y_c = \frac{4}{3\pi}\frac{r^2 + rr_1 + r_1^2}{r + r_1}$

Продолжение табл. 1

Форма поперечного сечения	Формулы
Эллипс 	$F = \pi ab$; $J_x = \frac{\pi ab^3}{4}$; $J_y = \frac{\pi a^3 b}{4}$ $W_x = \frac{\pi ab^2}{4}$; $W_y = \frac{\pi a^2 b}{4}$; $i_x = \frac{b}{2}$; $i_y = \frac{a}{2}$
Правильный шестиугольник 	$F = 2{,}598a^2$ или $F = 0{,}866h^2$; $J_x = J_y = 0{,}06h^4$ или $J_x = J_y = 0{,}541a^4$; $W_x = 0{,}12h^3 = 0{,}625a^3$; $W_y = 0{,}541a^3$; $i_x = i_y = 0{,}457a$
Правильный восьмиугольник 	$F = 4{,}828a^2$ или $F = 0{,}828h^2$; $J_x = J_y = J_{x_1} = J_{y_1} = 0{,}0547h^4$; $W_x = W_y = 0{,}1012h^3$; $W_{x_1} = W_{y_1} = 0{,}1095h^3$; $i_x = i_{x_1} = 0{,}257h$

4. С п о с о б о м ч е т ы р е х о с е й. Зависимости (31) и (29) позволяют получить формулу для определения центробежного момента инерции

$$J_{uv} = \pm \sqrt{J_u J_v - J_x J_y},$$

где J_x и J_y — главные моменты инерции.

Например, для неравнобокого уголка 63 × 40 × 4 (рис. 12)

$$J_{uv} = -\sqrt{J_u J_v - J_x J_y} = -\sqrt{16{,}3 \cdot 5{,}16 - 18{,}39 \cdot 3{,}07} = -5{,}25 \text{ см}^4.$$

$J_{uv} < 0$, так как бóльшая часть сечения расположена во второй и четвертой четвертях координатных осей.

Для некоторых поперечных сечений бруса в табл. 1 приведены формулы для определения площади F, осевых моментов инерции J_x и J_y, осевого момента сопротивления

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}},$$

а также радиусов инерции

$$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}; \quad i_y = \sqrt{\frac{J_y}{F}}. \tag{33}$$

Механические характеристики материалов и расчет на прочность при статических нагрузках

Прочность детали определяется напряженным состоянием в ее опасной точке и механическими свойствами материала.

Основные механические характеристики материала определяют, испытывая образцы в условиях одноосного напряженного состояния. Имеются также некоторые данные о механических характеристиках при чистом сдвиге, полученные испытанием образцов на кручение.

Материалы условно разделяют на хрупкие и пластичные. Образцы из хрупких материалов (например, из серого чугуна) разрушаются при весьма малых деформациях, а из пластичных (например, из низкоуглеродистой стали) — при значительных деформациях.

В результате испытаний на растяжение (сжатие) получают диаграмму, отражающую зависимость между напряжением σ и деформацией ε. Типичная диаграмма напряжений при растяжении образца из низкоуглеродистой стали приведена на рис. 13. При построении таких диаграмм напряжения в поперечном сечении образца подсчитывают исходя из первоначальной площади этого сечения. Поэтому эти диаграммы называют *условными характеристиками материала.*

Основными механическими характеристиками материала, которые определяются при испытании на растяжение, являются *предел прочности* или *временное сопротивление* $\sigma_в$ (кгс/см^2) и *предел текучести* $\sigma_т$ (кгс/см^2).

Пределом прочности называется условное напряжение, равное отношению максимальной силы ($P_{\max}$), которую может выдержать образец, к начальной площади (F_0) его поперечного сечения:

$$\sigma_в = \frac{P_{\max}}{F_0}.$$

Пределом текучести называется наименьшее напряжение, при котором образец деформируется без заметного увеличения нагрузки.

На диаграмме (см. рис. 13) этому напряжению $\sigma_т$ (пределу текучести) соответствует горизонтальный участок — *площадка текучести.*

Для многих материалов на диаграмме отсутствует явно выраженная площадка текучести (рис. 14). В этих случаях вводят *условный предел текучести* $\sigma_{0,2}$ — напряжение, при котором остаточная деформация образца равна 0,002, или 0,2%.

В некоторых случаях определяют также еще две характеристики материала: предел пропорциональности $\sigma_{пц}$ и предел упругости $\sigma_у$.

Пределом пропорциональности называют то наибольшее напряжение, до которого материал подчиняется закону Гука. *Пределом упругости* называется напряжение, при котором появляются первые признаки остаточной деформации (обычно принимается $\varepsilon_{ост} = 0{,}002\%$).

Пластические свойства материала характеризуются *относительным остаточным удлинением* после разрыва δ и относительным остаточным сужением ψ:

$$\delta = \frac{l_1 - l_0}{l_0} 100\%; \quad \psi = \frac{F_0 - F_{min}}{F_0} 100\%,$$

где l_1 — расчетная длина после разрыва; l_0 — начальная расчетная длина образца; F_0 — начальная площадь поперечного сечения образца; F_{min} — наименьшая площадь сечения в шейке после разрыва.

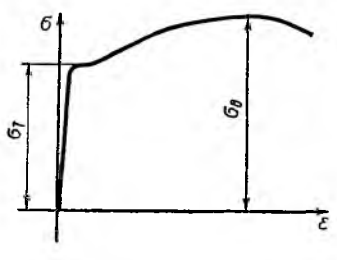


Рис. 13. Диаграмма напряжений при растяжении низкоуглеродистой стали

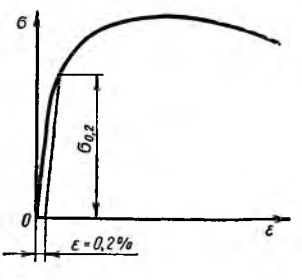


Рис. 14. К определению условного предела текучести

Чем больше значения δ и ψ, тем материал пластичнее.

При испытании на сжатие определяют для пластичных материалов предел текучести, а для хрупких — предел прочности. У пластичных материалов предела прочности при сжатии не существует, так как образец из пластичного материала при сжатии не разрушается.

Расчет на прочность состоит в решении одной из следующих задач:

1) определение фактического коэффициента запаса для имеющейся конструкции при заданных нагрузках (проверочный расчет);

2) определение поперечных размеров детали, обеспечивающих ее прочность (проектный расчет);

3) определение допускаемой величины нагрузки, при которой будет обеспечена прочность элементов имеющейся конструкции.

Когда опасная (наиболее напряженная) точка рассчитываемой детали находится в условиях одноосного напряженного состояния (растяжение, сжатие, изгиб бруса), эти задачи решаются сравнительно просто.

Фактическим коэффициентом запаса n называется отношение предельного напряжения (предела прочности $\sigma_в$ или предела текучести $\sigma_т$) к наибольшему фактическому напряжению σ_{max}, возникающему в рассчитываемой детали.

Для пластичного материала за предельное напряжение принимают обычно предел текучести $\sigma_т$ (иногда предел прочности $\sigma_в$) и определяют коэффициент запаса по текучести

$$n_т = \frac{\sigma_т}{\sigma_{max}}; \tag{34}$$

для хрупкого материала определяют коэффициент запаса по пределу прочности

$$n_в = \frac{\sigma_в}{\sigma_{max}}. \tag{35}$$

Таким образом, первая из указанных трех задач решается по формуле (34) либо (35).

Вторую и третью задачи расчета на прочность решают исходя из условия прочности

$$\sigma_{max} \leqslant [\sigma], \tag{36}$$

где σ_{max} — наибольшее напряжение в рассчитываемой детали, зависящее от воспринимаемой нагрузки и геометрии поперечного сечения; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение. Если известна воспринимаемая деталью нагрузка, то из условия (36) определяют размеры поперечного сечения; при известных или принятых размерах поперечного сечения можно определить допустимую нагрузку, удовлетворяющую условию прочности (36).

Допускаемое напряжение определяется отношением предельного напряжения ($\sigma_т$ или $\sigma_в$) к *допускаемому* или *заданному коэффициенту запаса* $[n]$:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{[n_т]} \quad \text{или} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_в}{[n_в]}. \tag{37}$$

Коэффициент запаса $[n]$, обеспечивающий экономичность и надежность работы конструкции, устанавливают исходя из особенностей конструкции и технологии ее изготовления, условий эксплуатации, а также достоверности определения нагрузки и напряжений, однородности и свойств материала, срока службы конструкции, требований безопасности и т. д. В зависимости от этих и ряда других обстоятельств допускаемый коэффициент запаса принимают равным 1,3÷6, а иногда и выше.

Когда опасная точка детали находится в условиях сложного напряженного состояния, вопрос о ее прочности решается на основании гипотез прочности или гипотез возникновения пластических деформаций (гипотез предельных состояний).

Согласно принятой гипотезе определяют величину напряжения $\sigma_{экв}$ одноосного растяжения (рис. 15, *б*), равноопасного (эквивалентного) данному сложному напряженному состоянию (рис. 15, *а*).

Напряжение $\sigma_{экв}$ называют *эквивалентными напряжением*.

Экспериментальное подтверждение получили три гипотезы, которые и используют в расчетной практике:

1) наибольших касательных напряжений;

2) энергии формоизменения;
3) Мора.

На основании *гипотезы наибольших касательных напряжений*

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \sigma_3. \tag{38}$$

По *гипотезе энергии формоизменения*

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}\,. \tag{39}$$

По *теории Мора*

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \nu\sigma_3, \tag{40}$$

где $\nu = \frac{\sigma_{т\,р}}{\sigma_{т\,с}}$ или $\nu = \frac{\sigma_{в\,р}}{\sigma_{в\,с}}$ — безразмерный коэффициент, учитывающий неодинаковость работы материала при одноосном растяжении и

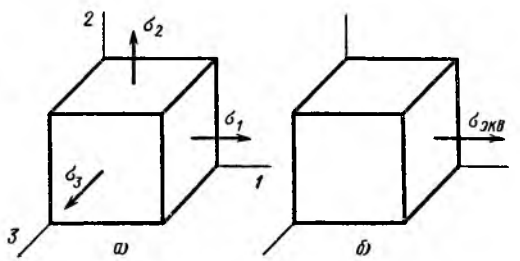


Рис. 15. Одноосное растяжение, эквивалентное сложному напряженному состоянию

одноосном сжатии. Здесь $\sigma_{т\,р}$ и $\sigma_{т\,с}$ — соответственно пределы текучести при растяжении и сжатии; $\sigma_{в\,р}$ и $\sigma_{в\,с}$ — пределы прочности при растяжении и сжатии.

По всем трем гипотезам получают надежные результаты, когда наибольшее (с учетом знака) главное напряжение σ_1 и наименьшее σ_3 имеют разные знаки, либо одно из них равно нулю.

Теория Мора и гипотеза наибольших касательных напряжений в отличие от гипотезы энергии формоизменения не учитывают влияния промежуточного главного напряжения σ_2. Для многих материалов по гипотезе энергии формоизменения получают лучшие результаты, чем по гипотезе наибольших касательных напряжений *.

Для эквивалентного напряженного состояния как одноосного растяжения, а следовательно, и для сложного напряженного состояния, равноопасного эквивалентному, коэффициенты запаса по текучести и по пределу прочности

$$n_т = \frac{\sigma_{т\,р}}{\sigma_{экв}}; \quad n_в = \frac{\sigma_{в\,р}}{\sigma_{экв}}, \tag{41}$$

где $\sigma_{т\,р}$ — предел текучести при растяжении; $\sigma_{в\,р}$ — предел прочности при растяжении.

* Обе гипотезы применимы для материалов, одинаково работающих при растяжении и сжатии.

Условие прочности детали, опасная точка которой находится в сложном напряженном состоянии, аналогично условию прочности при одноосном растяжении:

$$\sigma_{экв} \geqslant [\sigma]_р, \tag{42}$$

где $\sigma_{экв}$ — эквивалентное напряжение для сложного напряженного состояния в опасной точке, которое определяется по одной из формул

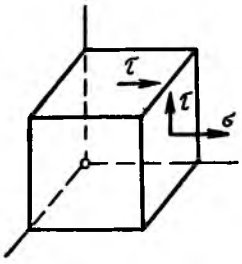


Рис. 16. Плоское упрощенное напряженное состояние

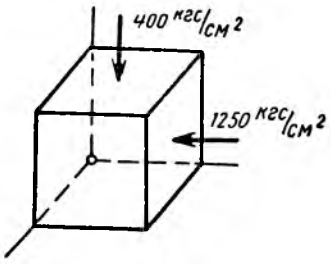


Рис. 17. Напряженное состояние в опасной точке

(38)—(40); $[\sigma]_р = \dfrac{\sigma_{т\,р}}{[n_т]}$ или $[\sigma]_р = \dfrac{\sigma_{в\,р}}{[n_в]}$ — допускаемое напряжение при одноосном растяжении.

В инженерной практике часто встречается плоское напряженное состояние (рис. 16). В этом случае формулы (38)—(40) для $\sigma_{экв}$ принимают соответственно вид

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}; \tag{43}$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}; \tag{44}$$

$$\sigma_{экв} = \frac{1-\nu}{2}\,\sigma + \frac{1+\nu}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \tag{45}$$

Пример. Определить коэффициент запаса детали из ковкого чугуна ($\sigma_{вр}$ = = 4000 кгс/см²; $\sigma_{вс}$ = 5000 кгс/см²), если ее опасная точка находится в напряженном состоянии, показанном на рис. 17.

Главные напряжения данного напряженного состояния: $\sigma_1 = 0$; $\sigma_2 =$ = -400 кгс/см²; $\sigma_3 = -1250$ кгс/см². Поскольку $\dfrac{\sigma_{в\,р}}{\sigma_{в\,с}} = 0{,}8$, эквивалентное напряжение можно определить только по теории Мора:

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \nu\sigma_3 = -0{,}8\,(-1250) = 1000 \text{ кгс/см}^2.$$

Тогда по формуле (41) коэффициент запаса детали

$$n_в = \frac{\sigma_{в\,р}}{\sigma_{экв}} = \frac{4000}{1000} = 4.$$

РАСТЯЖЕНИЕ (СЖАТИЕ) ПРЯМОГО БРУСА

Брус, работающий на растяжение или сжатие, т. е. когда в его поперечных сечениях внутренние силы приводятся только к нормальной силе N, часто называют стержнем (рис. 18, *а*).

Нормальная сила N в некотором сечении численно равна сумме проекции на ось z стержня всех внешних сил, приложенных по одну сторону от данного сечения (рис. 18, *б*). Растягивающую нормальную силу считают положительной, а сжимающую — отрицательной.

В поперечных сечениях, исключая концевые, возникают нормальные напряжения, равномерно распределенные по сечению:

$$\sigma_z = \frac{N}{F}, \qquad (46)$$

где N — нормальная сила в данном поперечном сечении; F — площадь поперечного сечения.

По наклонному сечению, нормаль ν к которому составляет с осью бруса угол α (рис. 18, *г*), действуют нормальные и касательные напряжения

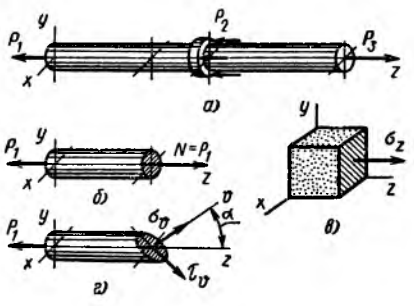


Рис. 18. Брус, работающий на растяжение: *а* — схема нагружения бруса; *б* — часть бруса, отсеченная по поперечному сечению; *в* — напряженное состояние в точке растянутого бруса; *г* — напряжения по косому сечению

$$\sigma_\nu = \sigma_z \cos^2 \alpha; \quad \tau_\nu = \frac{\sigma_z}{2} \sin 2\alpha. \qquad (47)$$

Наибольшее нормальное напряжение возникает в поперечном сечении, а наибольшее касательное напряжение — в сечении, составляющем с осью бруса угол 45°.

В продольных сечениях (параллельных оси бруса) напряжения отсутствуют.

Точки растянутого (сжатого) бруса находятся в условиях одноосного напряженного состояния (рис. 18, *в*).

При растяжении (сжатии) бруса его продольные и поперечные размеры изменяются. Продольные $\varepsilon_{\text{прод}}$ (ε_z) и поперечные $\varepsilon_{\text{поп}}$ (ε_x, ε_y) деформации связаны соотношением

$$\varepsilon_{\text{поп}} = -\mu\varepsilon_{\text{прод}} = -\mu\frac{\sigma_z}{E}. \qquad (48)$$

Изменение объема стержня при его упругом деформировании характеризуется *объемной деформацией* (относительным изменением объема):

$$\theta = \varepsilon_z(1 - 2\mu). \qquad (49)$$

Длина l растянутого (сжатого) участка бруса увеличивается (уменьшается) на величину

$$\Delta l = \frac{Nl}{EF}, \qquad (50)$$

где EF — *жесткость при растяжении (сжатии).*

Если стержень имеет n участков, то изменение его длины определяется алгебраической суммой удлинений и укорочений каждого участка:

$$\Delta l = \sum_{i=1}^{n} \frac{N_i l_i}{EF_i}. \tag{51}$$

Когда по длине l_i некоторого участка нормальная сила N_i или площадь поперечного сечения F_i непостоянны, изменение длины этого участка

$$\Delta l = \int_{l_i} \frac{N_i\, dz}{EF_i}. \tag{52}$$

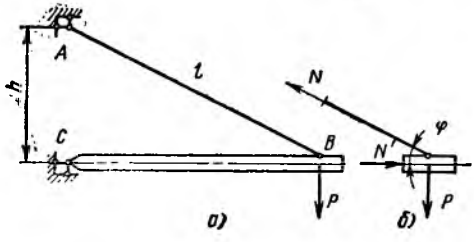


Рис. 19. К расчету тяги (струны) AB

Внешние силы при деформации бруса совершают работу, которая при статическом нагружении полностью преобразуется в потенциальную энергию деформации:

$$U = \sum_{i=1}^{n} \frac{N_i^2 l_i}{2EF}, \tag{53}$$

где N_i, l_i и F_i — соответственно нормальная сила, длина и площадь поперечного сечения i-го участка бруса.

Расчет на прочность растянутого (сжатого) бруса производится на основании формул (34)—(36). Условие прочности принимает вид

$$\left|\frac{N}{F}\right|_{\max} \leqslant [\sigma], \tag{54}$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при растяжении (сжатии).

При расчете сжатых стержней помимо расчета на прочность необходимо производить проверку на устойчивость (см. с. 241).

Пример. Для конструкции, показанной на рис. 19, *а*, определить диаметр d тяги AB так, чтобы был обеспечен коэффициент запаса $n_\varphi = 3$. Материал тяги — сталь 45, для которой $\sigma_{тр} = 3200$ кгс/см²; длина $l = 1$ м; расстояние между опорами $h = 0{,}5$ м; нагрузка $P = 2{,}5$ тс.

1. Из условия равновесия узла B (рис. 19, *б*) находим нормальную силу в поперечном сечении тяги:

$$N = \frac{P}{\sin\varphi} = P\frac{l}{h} = 2500\,\frac{100}{50} = 5000 \text{ кгс}.$$

2. Определяем необходимую площадь поперечного сечения и диаметр тяги

$$F = \frac{Nn_T}{\sigma_{T\,p}} = \frac{5000 \cdot 3}{3200} \approx 4{,}69 \text{ с}$$

$$d = 2{,}45 \text{ см}.$$

Пример. Крышка к цилиндру (рис. 20, *а*) привернута четырьмя болтами с затяжкой, при которой в поперечном сечении каждого болта возникают напряжения σ'_z. Определить напряжения в поперечных сечениях болтов, а

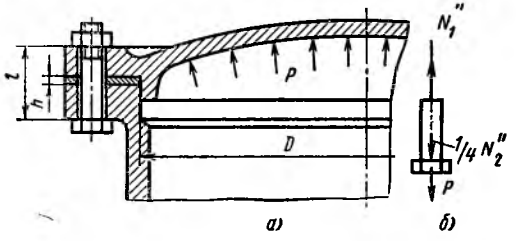


Рис. 20. Болтовое соединение крышки с цилиндром

также в прокладке, если давление в цилиндре p, жесткость болта $(EF)_1$, а жесткость прокладки $(EF)_2$ (фланцы цилиндра и крышки можно считать абсолютно жесткими).

Из условия равновесия отсеченной части болта (рис. 20, *б*)

$$N''_1 = \frac{1}{4} N''_2 + P, \tag{I}$$

где N''_1 и N''_2 — нормальные силы в поперечных сечениях болта и прокладки; $P = \frac{1}{4} p \frac{\pi D^2}{4}$ — сила от действия давления, приходящаяся на один болт.

Второе уравнение составим исходя из условия совместности деформации. Под давлением p каждый болт получит некоторое дополнительное удлинение δ. На эту величину δ уменьшится укорочение $\Delta l'_2$ прокладки, вызванное затяжкой. Следовательно,

$$\Delta l''_1 = \Delta l'_1 + \delta;$$
$$\Delta l''_2 = \Delta l'_2 - \delta,$$

где $\Delta l'_1$ и $\Delta l'_2$ — удлинение болта и укорочение прокладки в результате затяжки; $\Delta l''_1$ и $\Delta l''_2$ — удлинение болта и укорочение прокладки после затяжки и под действием давления p.

Исключая из последних равенств δ, получаем

$$\Delta l''_1 + \Delta l''_2 = \Delta l'_1 + \Delta l'_2$$

$$\frac{N''_1 l}{(EF)_1} + \frac{N''_2 h}{(EF)_2} = \frac{P_0 l}{(EF)_1} + \frac{4P_0 h}{(EF)_2}, \tag{II}$$

где $P_0 = \sigma'_{z1} F_1$ — сила затяжки болта.

Из уравнений (I) и (II) следует

$$N_1'' = P_0 + P\frac{4h\,(EF)_1}{l\,(EF)_2 + 4h\,(EF)_1};$$

$$N_2'' = 4P_0 - P\frac{4l\,(EF)_2}{l\,(EF)_2 + 4h\,(EF)_1}.$$

Напряжения в поперечных сечениях стержня болта σ_{z1}'' и в прокладке σ_{z2}'' определяются выражениями

$$\sigma_{z1}'' = \frac{N_1''}{F_1} = \sigma_{z1}' + \frac{\frac{\pi D^2}{4}hE_1}{l\,(EF)_2 + 4h\,(EF)_1}p;$$

$$\sigma_{z2}'' = \frac{N_2''}{F_2} = 4\frac{F_1}{F_2}\sigma_{z1}' - \frac{\frac{\pi D^2}{4}lE_2}{l\,(EF)_2 + 4h\,(EF)_1}p.$$

При $N_2'' = 0$ будет нарушена плотность соединения. Это произойдет при

$$p = \frac{16P_0\,[l\,(EF)_2 + 4h\,(EF)_1]}{\pi D^2 l\,(EF)_2}.$$

КРУЧЕНИЕ ПРЯМОГО БРУСА

Крутящий момент в сечении бруса численно равен сумме моментов относительно оси бруса всех внешних силовых факторов, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения. Например, для бруса, нагруженного моментами M_1, M_2, M_3 и M_4 (рис. 21), крутящий момент в сечении I—I

$$M_к = M_2 - M_1.$$

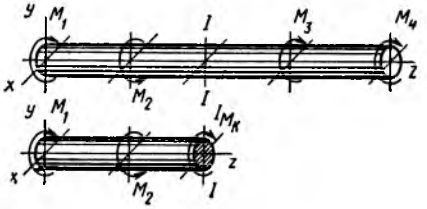


Рис. 21. Брус, нагруженный моментами, действующими относительно его оси

Брус, работающий на кручение, часто называют валом. Если вал передает мощность N (л. с.) и вращается с частотой вращения n (об/мин), то крутящий момент (кгс·см) в поперечном сечении вала

$$M_к = 71\,600\frac{N}{n} \tag{55}$$

или

$$M_к = 97\,400\frac{N'}{n}, \tag{56}$$

где N' — мощность в кВт.

Напряжения и деформации, возникающие при кручении бруса, существенно зависят от формы его поперечного сечения.

Брусья круглого поперечного сечения

При кручении бруса круглого поперечного сечения радиусы не искривляются, поперечные сечения после деформации остаются плоскими и перпендикулярными к оси бруса (гипотеза плоских сечений).

На поперечном сечении бруса возникают касательные напряжения

$$\tau_z = \frac{M_к \rho}{J_p}, \tag{57}$$

где $M_к$ — крутящий момент в данном поперечном сечении; ρ — расстояние от центра тяжести сечения до точки, в которой определяется

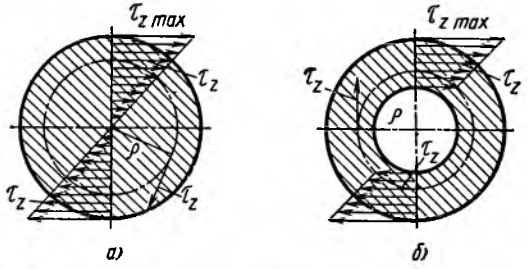


Рис. 22. Эпюры напряжений τ_z по круглому сплошному (*а*) и круглому кольцевому (*б*) сечениям

напряжение; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения (см. табл. 2).

Во всех точках, одинаково удаленных от центра тяжести поперечного сечения, действуют одинаковые по величине напряжения в направлениях, перпендикулярных к радиусам.

На рис. 22 приведены эпюры касательных напряжений для круглого сплошного и круглого кольцевого сечений.

Наибольшее касательное напряжение $\tau_{z\,max}$ возникает в контурных точках (при $\rho_{max} = 0{,}5D$, где D — наружный диаметр) и определяется по формуле

$$\tau_{z\,max} = \frac{M_к}{W_p}, \tag{58}$$

где $W_p = \dfrac{J_p}{\rho_{max}}$ — полярный момент сопротивления сечения (см. табл. 2).

В продольных сечениях, проходящих через ось бруса, действуют также касательные напряжения, которые на основании закона парности касательных напряжений равны напряжениям по поперечному сечению в соответствующих точках.

Угол закручивания на участке бруса длиной l, или взаимный угол поворота вокруг оси бруса поперечных сечений, ограничивающих данный участок,

$$\varphi = \int_l \frac{M_к\, dz}{GJ_p}, \tag{59}$$

где GJ_p — жесткость при кручении.

Если на участке длиной l $M_к = \text{const}$ и $J_p = \text{const}$, то

$$\varphi = \frac{M_к l}{GJ_p}. \tag{60}$$

Для бруса, имеющего n участков, угол закручивания определяется алгебраической суммой углов закручивания всех участков, т. е.

$$\varphi = \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{кi} l_i}{GJ_{pi}}. \tag{61}$$

Потенциальная энергия деформации в пределах участка бруса длиной l

$$U = \int_l \frac{M_к^2\, dz}{2GJ_p}. \tag{62}$$

Брусья некруглого поперечного сечения

При кручении брусьев некруглых поперечных сечений гипотеза плоских сечений не соблюдается, поперечные сечения в этом случае искривляются (депланируют).

Свободным кручением называется такой случай кручения бруса, когда все его поперечные сечения могут свободно депланировать; при этом в поперечных сечениях возникают только касательные напряжения.

Стесненным кручением называется такое кручение, при котором имеются препятствия свободному искривлению (депланации) поперечных сечений. Вследствие этого в поперечных сечениях, помимо касательных напряжений свободного кручения, появляются дополнительные касательные и нормальные напряжения.

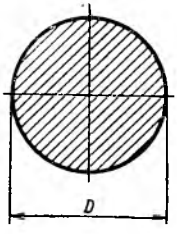
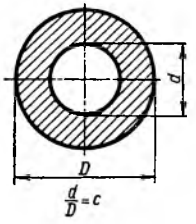
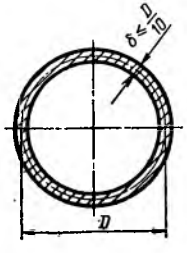
Задачу кручения брусьев некруглого поперечного сечения решают методами теории упругости. Для свободного кручения результаты этих решений можно привести к следующим расчетным формулам:

$$\tau_{z\,max} = \frac{M_к}{W_к}; \quad \varphi = \frac{M_к l}{GJ_к}; \quad U = \frac{M_к^2 l}{2GJ_к}, \tag{63}$$

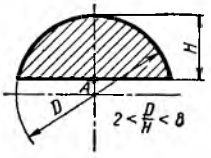
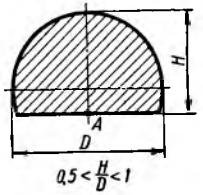
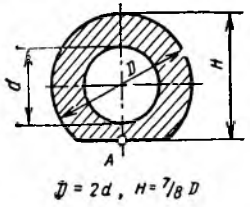
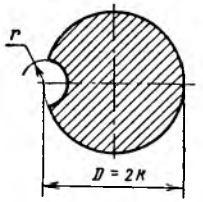
где $W_к$ — момент сопротивления при кручении; $J_к$ — геометрическая характеристика жесткости при кручении.

Значения $W_к$ и $J_к$ для различных форм поперечного сечения приведены в табл. 2.

2. Геометрические характеристики жесткости и моменты сопротивления при кручении прямых брусьев

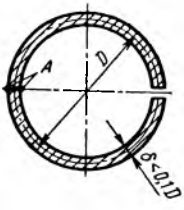
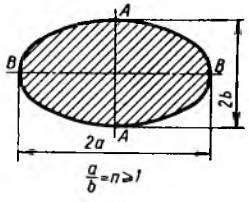
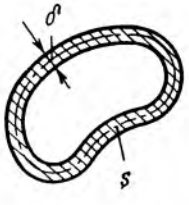
Форма поперечного сечения бруса	Формулы
1. Круглое 	$J_к = J_p = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0{,}1D^4$ или $J_p = \frac{\pi R^4}{2} \approx 1{,}57R^4$; $W_к = W_p = \frac{\pi D^4}{16} \approx 0{,}2D^3$ или $W_p = \frac{\pi R^3}{2} \approx 1{,}57R^3$
2. Круговое кольцо 	$J_к = J_p = \frac{\pi D^4}{32}(1-c^4) \approx 0{,}1D^4(1-c^4)$, где $c = \frac{d}{D}$; $W_к = W_p = \frac{\pi D^3}{16}(1-c^4) \approx 0{,}2D^3(1-c^4)$
3. Тонкостенное кольцо 	$J_к = J_p = \frac{\pi D^3 \delta}{4}$; $W_к = W_p = \frac{\pi D^2 \delta}{2}$

Продолжение табл. 2

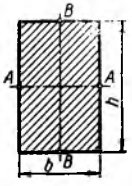
Форма поперечного сечения бруса	Формулы
4. Круговой сегмент 	$J_к = 4{,}74D^4\left(\frac{2H}{D}\right)^{3{,}35}$; $W_к = \frac{D^3}{22{,}9}\left(\frac{2H}{D}\right)^{2{,}82}$
5. Круглое сплошное с лыской 	$J_к = \left(2{,}6\ \frac{H}{D} - 1\right)\frac{D^4}{16}$
6. Круговое кольцо с лыской 	$J_к = \frac{D^4}{18{,}9}$; $W_к = \frac{D^3}{11{,}4}$
7. Круглое с круговым вырезом 	$J_к = k_1R^4$; $W_к = \frac{R^3}{k_2}$

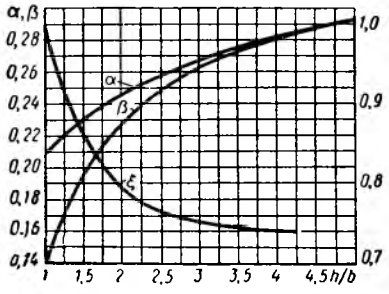
r/R	0	0,05	0,1	0,2	0,4
k_1	1,57	1,56	1,56	1,46	1,22
k_2	0,64	1,25	1,22	1,23	1,31
r/R	0,6	0,8	1,0	1,5	
k_1	0,92	0,63	0,38	0,07	
k_2	1,52	1,91	2,63	7,14	

Продолжение табл. 2

Форма поперечного сечения бруса	Формулы
8. Круговое незамкнутое тонкостенное кольцо постоянной толщины 	$J_к = \frac{1}{3}\pi D\delta^3$; $W_к = \frac{1}{3}\pi D\delta^2$
9. Сплошное эллиптическое 	$J_к = \pi\frac{a^3b^3}{a^2+b^2}$; $W_к = \frac{\pi}{2}ab^2$
10. Тонкостенное кольцо произвольной формы 	$J_к = \frac{4f^2}{\oint_s \frac{ds}{\delta}}$; $W_к = 2f\delta_{min}$; при $\delta = \text{const}$ $J_к = \frac{4f^2\delta}{s}$; $W_к = 2f\delta$, где s — длина средней линии кольца; f — площадь, ограниченная средней линией

Продолжение табл. 2

Форма поперечного сечения бруса	Формулы
11. Прямоугольное 	$J_к = \beta h b^3$; $W_к = \alpha h b^2$ $(h \geqslant b)$ В точках B напряжение $\tau_z = \zeta \frac{M_к}{W_к}$. Коэффициенты α, β и ζ определяют в зависимости от отношения h/b по таблице или по кривым:

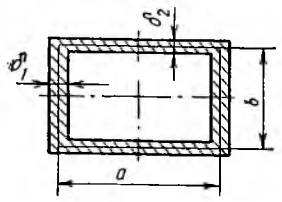
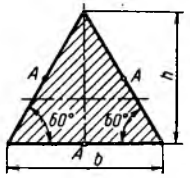
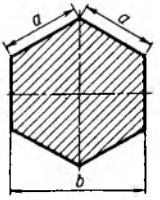


h/b	1,00	1,20	1,25	1,50
α	0,208	0,219	0,221	0,231
ζ	1,00	0,93	0,91	0,86
β	0,141	0,166	0,172	0,196

h/b	1,75	2,00	2,50	3,00	4,00
α	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282
ζ	0,82	0,79	0,77	0,75	0,74
β	0,214	0,229	0,249	0,263	0,281

h/b	5,00	6,00	8,00	10,00	∞
α	0,291	0,299	0,307	0,312	0,333
ζ	0,74	0,74	0,74	0,74	—
β	0,291	0,299	0,307	0,312	0,333

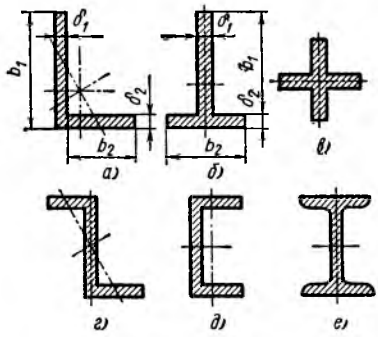
Продолжение табл. 2

Форма поперечного сечения бруса	Формулы
12. Коробчатое тонкостенное сечение 	$J_к = \frac{2\delta_1\delta_2 a^2 b^2}{a\delta_1 + b\delta_2}$; $W_к = 2ab\delta_{min}$
13. Равносторонний треугольник 	$J_к = \frac{b^4}{46{,}19}$; $W_к = \frac{b^3}{20}$
14. Правильный шестиугольник 	$J_к = 0{,}133 b^2 F$; $W_к = 0{,}218 bF$, где F — площадь сечения

Продолжение табл. 2

Форма поперечного сечения бруса	Формулы

15. Прокатные профили



Сечения рассматривают составленными из прямоугольников с размерами $b_i \times \delta_i$, причем $b_i/\delta_i > 4$;

$$J_к = \frac{\eta}{3} \sum b_i \delta_i^3; \quad W_к = \frac{J_к}{\delta_{max}},$$

где η — коэффициент, зависящий от формы сечения:

Сечение	а	б	в	г	д	е
η	0,97—1,0	1,08	1,17	1,17	1,0—1,3	1,3

Примечание. Точки, в которых возникают наибольшие касательные напряжения τ_{max}, обозначены буквой A.

Расчет на прочность

Условие прочности бруса, работающего на кручение, имеет вид

$$\tau_{z\,max} \leqslant [\tau], \tag{64}$$

где $\tau_{z\,max}$ — наибольшее касательное напряжение в опасном сечении бруса; $[\tau] = \frac{\tau_т}{[n_т]}$ или $[\tau] = \frac{\tau_в}{[n_в]}$ — допускаемое напряжение при чистом сдвиге.

При кручении бруса круглого сплошного поперечного сечения условие прочности (64) принимает вид

$$\frac{M_к}{0{,}2D^3} \leqslant [\tau] \text{ или } D \geqslant \sqrt[3]{\frac{M_к}{0{,}2\,[\tau]}}, \tag{65}$$

где $M_к$ — крутящий момент в опасном сечении.

Если для материала бруса механические характеристики при чистом сдвиге ($\tau_т$, $\tau_в$) неизвестны, то расчет производится на основании гипотез прочности. Опасная точка бруса находится в условиях чистого сдвига (главные напряжения: $\sigma_1 = \tau_{z\max}$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -\tau_{z\max}$). На основании формул (38)—(40) получаем для опасной точки значение эквивалентного напряжения $\sigma_{экв}$ по трем гипотезам:

$$\sigma_{экв} = 2\tau_{z\max}; \quad \sigma_{экв} = \sqrt{3}\,\tau_{z\max}; \quad \sigma_{экв} = (1+\nu)\,\tau_{z\max}.$$

Тогда задачи прочности решают исходя из равенств (41) или (42).

ИЗГИБ ПРЯМОГО БРУСА

Простой чистый и поперечный изгиб

Плоскость, проходящая через ось бруса и главную центральную ось поперечного сечения, — *главная плоскость.*

Если при нагружении бруса в его поперечных сечениях внутренние силы приводятся только к изгибающему моменту, действующему в главной плоскости, то такое нагружение называется *простым чистым изгибом.* Если при этом помимо изгибающих моментов в поперечных сечениях бруса возникают также и поперечные силы, то *изгиб поперечный.*

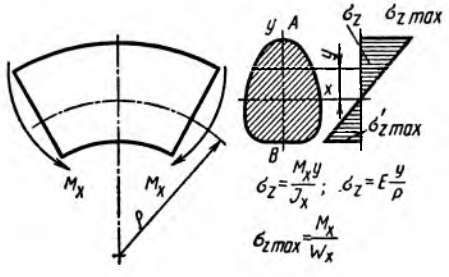


Рис. 23. Эпюра нормальных напряжений σ_z при чистом простом изгибе

В случае чистого изгиба на поперечном сечении бруса действуют только нормальные напряжения

$$\sigma_z = \frac{M_x y}{J_x}, \tag{66}$$

где M_x — изгибающий момент относительно оси x; y — расстояние от нейтральной линии до точек, в которых определяется напряжение σ_z; J_x — осевой момент инерции поперечного сечения относительно главной центральной оси x.

Нейтральная линия — это геометрическое место точек, в которых нормальное напряжение σ_z на поперечном сечении равно нулю. При простом изгибе нейтральная линия совпадает с главной центральной осью поперечного сечения, перпендикулярной к плоскости действия изгибающего момента.

Из формулы (66) следует, что во всех точках, равноудаленных по одну сторону от нейтральной линии, напряжения одинаковы. На рис. 23 приведена эпюра нормальных напряжений σ_z при чистом простом изгибе.

Наибольшее по абсолютной величине напряжение $\sigma_{z\,max}$ развивается в точке, наиболее удаленной от нейтральной линии:

$$\sigma_{z\,max} = \frac{M_x}{W_x}, \tag{67}$$

где $W_x = \frac{J_x}{y_{max}}$ — осевой момент сопротивления, или момент сопротивления при изгибе.

Геометрические характеристики J_x и W_x см. в табл. 1. Кривизна изогнутой оси бруса, называемой также *упругой линией*,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EJ_x}, \tag{68}$$

где ρ — радиус кривизны упругой линии; EJ_x — жесткость при изгибе.

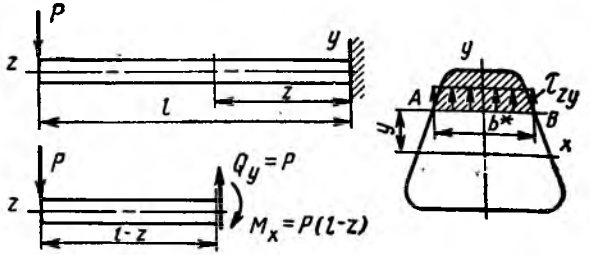


Рис. 24. Поперечный изгиб бруса

При чистом изгибе бруса постоянного сечения накапливается потенциальная энергия деформации

$$U = \frac{M_x^2 l}{2EJ_x}. \tag{69}$$

В случае *простого поперечного изгиба* на поперечном сечении бруса действуют нормальные и касательные напряжения. Нормальные напряжения σ_z, как и при чистом изгибе, определяют по формулам (66) и (67), а касательные напряжения — по формуле Д. И. Журавского

$$\tau_{zy} = \frac{Q_y S_x^*}{J_x b^*}, \tag{70}$$

где Q_y — поперечная сила в поперечном сечении; S_x^* — статический момент части поперечного сечения, отсекаемой линией AB (на рис. 24 эта часть сечения заштрихована); J_x — осевой момент инерции поперечного сечения относительно нейтральной линии x; b^* — ширина поперечного сечения по линии AB (рис. 24), проходящей, в случае сплошного сечения, параллельно нейтральной линии через точку, в которой определяется напряжение τ_{zy}.

Зависимость между кривизной упругой линии и изгибающим моментом при поперечном изгибе выражается также равенством (68).

Потенциальная энергия деформации при поперечном изгибе бруса с n участками

$$U = \sum_{1}^{n} \int_{l} \frac{M_x^2\, dz}{2EJ_x}. \tag{71}$$

Расчет на прочность при простом изгибе. Брус, работающий на изгиб, часто называют балкой. При поперечном изгибе балок сплошных поперечных сечений касательные напряжения не оказывают влияния на прочность. Поэтому, как и при чистом изгибе, прочность таких балок в условиях поперечного изгиба определяется максимальной величиной нормальных напряжений.

При поперечном изгибе балок тонкостенного профиля касательные напряжения иногда понижают прочность. Однако и в этих случаях при определении размеров поперечного сечения балки касательные напряжения вначале не принимают во внимание, а затем производят поверочный расчет с учетом касательных напряжений.

Таким образом, опасное сечение балки из пластичного материала определяется наибольшим изгибающим моментом. Обычно эпюру изгибающих моментов строят на сжатом «волокне» [5]. Для некоторых типовых балок эпюры изгибающих моментов приведены в табл. 3.

Опасная точка (точка, наиболее удаленная от нейтральной линии в опасном сечении) находится в условиях одноосного напряженного состояния. Поэтому условие прочности балки определяется равенством (36) или

$$\frac{M_{x\,\max}}{W_x} \leqslant [\sigma]. \tag{72}$$

Фактический коэффициент запаса для данной балки при заданной нагрузке определяется по формуле (34) или, в случае хрупкого материала, по формуле (35).

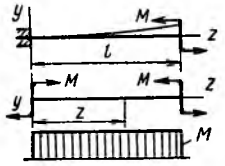
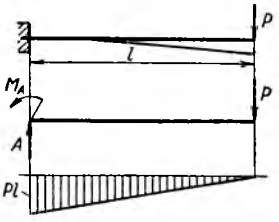
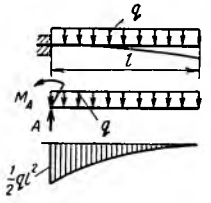
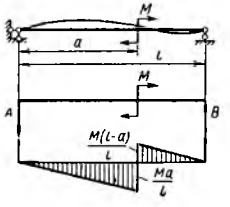
Для балок из хрупкого материала опасным сечением в некоторых случаях может быть сечение, в котором изгибающий момент не максимальный. При этом приходится обычно проверять условие прочности для нескольких точек.

Пример. Определить коэффициент запаса для двухопорной балки (рис. 25) таврового сечения из обычного серого чугуна ($\sigma_{вр} = 2000$ кгс/см^2; $\sigma_{вс} = 7000$ кгс/см^2), нагруженной двумя силами $P_1 = 80$ кгс и $P_2 = 20$ кгс. Размеры балки: $l = 50$ см; $a = 1$ см.

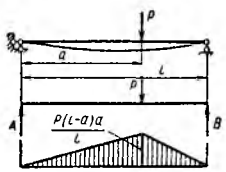
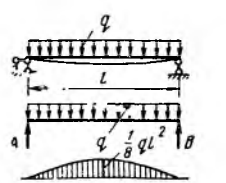
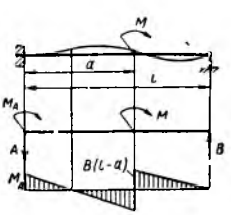
Определив реакции опор (рис. 25, *а*), строим эпюру изгибающих моментов (рис. 25, *б*). Наибольший изгибающий момент $M_{x\,\max} = 1500$ кгс·см возникает в сечении *I*. Однако опасным может быть сечение *II*, так как в этом сечении при данном расположении тавра существенными могут оказаться напряжения растяжения. Поэтому найдем коэффициент запаса по сечениям *I* и *II*. Предварительно вычислим момент инерции сечения относительно главной центральной оси x, положение которой определяется координатой центра тяжести:

$$y_C = \frac{(1\cdot 2)\cdot 2 + (4\cdot 1)\cdot 0{,}5}{(1\cdot 2) + (4\cdot 1)} = 1 \text{ см}.$$

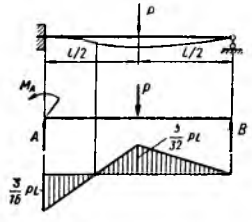
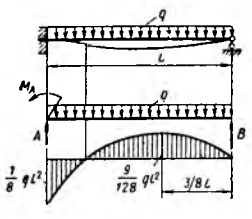
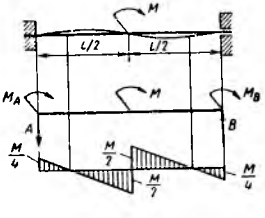
3. Расчетные данные для типовых балок постоянного сечения

Схема закрепления и нагружения балки, форма упругой линии, эпюра изгибающих моментов	Формулы
	$M_A = M;\quad M_x = M;\quad M_{x\,\max} = M;$ $v_{\max} = \frac{Ml^2}{2EJ_x}$ (при $z = l$); $\theta_1 = 0;\quad \theta_2 = -\frac{Ml}{EJ_x}$
	$A = P;\quad M_A = Pl;\quad M_x = P(z-l);$ $M_{x\,\max} = Pl;$ $v_{\max} = -\frac{Pl^3}{3EJ_x}$ (при $z = l$); $\theta_1 = 0;\quad \theta_2 = -\frac{Pl^2}{2EJ_x}$.
	$A = ql;\quad M_A = \frac{1}{2}ql^2;$ $M_x = q\left(lz - \frac{l^2+z^2}{2}\right);\quad M_{x\max} = \frac{1}{2}ql^2;$ $v_{\max} = -\frac{ql^4}{8EJ_x}$ (при $z = l$); $\theta_1 = 0;\ \theta_2 = -\frac{ql^3}{6EJ_x}$
	$A = B = \frac{M}{l}$; $M_x = -M\frac{z}{l}$ $(0 \leqslant z \leqslant a)$; $M_x = M\left(1 - \frac{z}{l}\right)$ $(a \leqslant z \leqslant l)$; при $a = \frac{l}{2}$ $M_{x\,\max} = \frac{M}{2}$; $\theta_1 = \frac{M}{6EJ_x}\left(6a - \frac{3a^2}{l} - 2l\right)$; $\theta_2 = \frac{M}{6EJ_x}\left(l - 3\frac{a^2}{l}\right)$. При $a = \frac{l}{2}$ $\theta_1 = \theta_2 = \frac{Ml}{24EJ_x}$

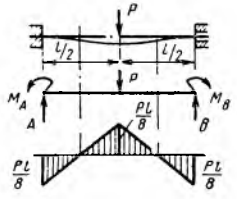
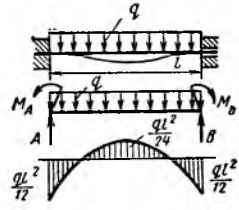
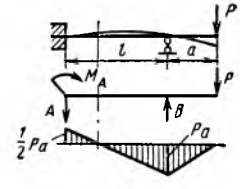
Продолжение табл. 3

Схема закрепления и нагружения балки, форма упругой линии, эпюра изгибающих моментов	Формулы
	$A = P\frac{l-a}{l}$; $B = P\frac{a}{l}$; $M_x = P(l-a)\frac{z}{l}$ $(0 \leqslant z \leqslant a)$; $M_x = P(l-a)\frac{z}{l} - P(z-a)$ $(a \leqslant z \leqslant l)$; при $a = \frac{l}{2}$ $M_{x\,\max} = \frac{Pl}{4}$; $v_{\max} = -\frac{Pl^3}{48EJ_x}$; $\theta_1 = -\frac{Pl^2}{16EJ_x}$
	$A = B = \frac{1}{2}ql$; $M_x = \frac{1}{2}qz(l-z)$; $M_{x\,\max} = \frac{1}{8}ql^2$; $v_{\max} = -\frac{5}{384}\cdot\frac{ql^4}{EJ_x}$; $\theta_1 = \frac{ql^3}{24EJ_x}$; $\theta_2 = \frac{ql^3}{24EJ_x}$
	$A = B = \frac{3a(2l-a)}{2l^3}M$; $M_A = M\left(3\frac{a}{l} - \frac{3}{2}\cdot\frac{a^2}{l^2} - 1\right)$; $M_x = -Az + M_A$ $(0 \leqslant z \leqslant a)$; $M_x = -Az + M_A + M$ $(a \leqslant z \leqslant l)$; при $a = l$ $M_{x\,\max} = M$ $\theta_1 = 0$; $\theta_2 = \frac{M}{EJ_x}\left[(l-a) - \frac{l}{4} - \frac{3(l-a)^2}{4l}\right]$

Продолжение табл. 3

Схема закрепления и нагружения балки, форма упругой линии, эпюра изгибающих моментов	Формулы
	$A=\frac{11}{16}P;\quad B=\frac{5}{16}P;\quad M_A=\frac{3}{16}Pl;$ $M_x=P\frac{11z-3l}{16}\quad\left(0\leqslant z\leqslant\frac{l}{2}\right);$ $M_x=\frac{5}{16}P(l-z)\quad\left(\frac{l}{2}\leqslant z\leqslant l\right);$ $M_{x\max}=\frac{3}{16}Pl;$ $v_{\max}=-0{,}0093\frac{Pl^3}{EJ_x}$ при $z=0{,}553l;$ $\theta_1=0;\quad\theta_2=\frac{Pl^2}{32EJ_x}$
	$A=\frac{5}{8}ql;\quad B=\frac{3}{8}ql;\quad M_A=\frac{1}{8}ql^2;$ $M_x=ql\left(\frac{5}{8}z-\frac{1}{8}l-\frac{z^2}{2l}\right);$ $M_{x\max}=\frac{1}{8}ql^2;$ $v_{\max}=\frac{ql^4}{185EJ_x}$ при $z=0{,}579l;$ $\theta_1=0;\quad\theta_2=\frac{ql^3}{48EJ_x}$
	$A=B=\frac{3}{2}\cdot\frac{M}{l};\quad M_A=M_B=\frac{M}{4};$ $M_x=\frac{M}{4}\left(1-6\frac{z}{l}\right)\quad\left(0\leqslant z\leqslant\frac{l}{2}\right);$ $M_x=\frac{M}{4}\left(5-6\frac{z}{l}\right)\quad\left(\frac{l}{2}\leqslant z\leqslant l\right);$ $M_{x\max}=\frac{1}{2}M;$ $v_{\max}=\frac{Ml^2}{216EJ_x}$ при $z=\frac{l}{3};\quad\theta_1=\theta_2=0$

Продолжение табл. 3

Схема закрепления и нагружения балки, форма упругой линии, эпюра изгибающих моментов	Формулы
	$A = B = \frac{1}{2} P$; $M_A = M_B = \frac{1}{8} Pl$; $M_x = P\left(\frac{z}{2} - \frac{l}{8}\right)$ $\left(0 \leqslant z \leqslant \frac{l}{2}\right)$; $M_x = P\left(\frac{l-z}{2} - \frac{l}{8}\right)$ $\left(\frac{l}{2} \leqslant z \leqslant l\right)$; $M_{x\,\max} = \frac{1}{8} Pl$; $v_{\max} = -\frac{Pl^3}{192EJ_x}$ при $z = \frac{l}{2}$; $\theta_1 = \theta_2 = 0$
	$A = B\,\frac{1}{2} ql$; $M_A = M_B = \frac{1}{12} ql^2$; $M_x = \frac{ql^2}{2}\left(\frac{z}{l} - \frac{1}{6} - \frac{z^2}{l^2}\right)$; $M_{x\,\max} = \frac{1}{12} ql^2$; $v_{\max} = -\frac{ql^4}{384EJ_x}$ при $z = \frac{l}{2}$; $\theta_1 = \theta_2 = 0$
	$A = \frac{3}{2} \cdot \frac{Pa}{l}$; $B = P\,\frac{2l + 3a}{2l}$; $M_A = \frac{1}{2} Pa$; $M_x = \frac{Pa}{2}\left(1 - 3\,\frac{z}{l}\right)$ $(0 \leqslant z \leqslant l)$; $M_x = -P(l + a - z)$ $(z \geqslant l)$; $M_{x\,\max} = Pa$; $v_{\max} = -\frac{Pa^2}{12EJ_x}(3l + 4a)$ при $z = l + a$; $\theta_1 = 0$; $\theta_2 = -\frac{Pa(l + 2a)}{4EJ_x}$

Примечание. A, M_A — реакция левой опоры; B, M_B — реакция правой опоры, $M_x = M_x(z)$ — изгибающий момент в произвольном сечении с координатой z (начало координат совпадает с центром тяжести левого торца балки); $M_{x\,\max}$ — наибольший изгибающий момент; $v_{\max}$ — наибольший прогиб; θ_1 и θ_2 — углы поворота соответственно крайнего левого и крайнего правого сечений балки.

Для каждой балки в таблице представлены также форма упругой линии и эпюра изгибающих моментов.

Внешние нагрузки: M — моменты в вертикальной плоскости, совпадающей с осью бруса z; P — сосредоточенная сила; q — интенсивность распределенной нагрузки.

Тогда (см. табл. 1)

$$J_x = \frac{1 \cdot 2^3}{3} + \frac{4 \cdot 1^3}{3} = 4 \text{ см}^4.$$

В сечении *I* по формуле (66) наибольшее напряжение сжатия (в точках *1*) $\sigma_c = \frac{1500 \cdot 2}{4} = 750$ кгс/см², а наибольшее напряжение растяжения (в точках *2*) $\sigma_p = \frac{1500 \cdot 1}{4} = 375$ кгс/см², соответственно коэффициент запаса для точек *1* — $n_в = \frac{\sigma_{вс}}{\sigma_c} \approx 9{,}35$, для точек *2* — $n_в = \frac{\sigma_{вр}}{\sigma_p} \approx 5{,}35$, т. е. точки *2* в сечении *I* более опасны.

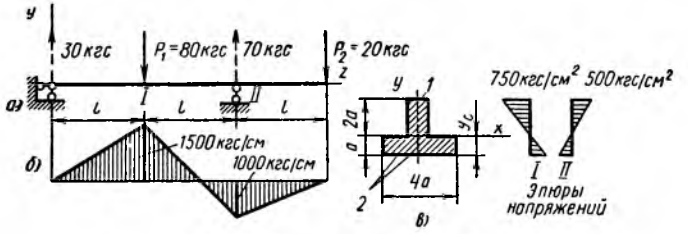


Рис. 25. К расчету чугунной балки

Наибольшее напряжение растяжения в сечении *II* $\sigma_p = \frac{1000 \cdot 2}{4} =$ $= 500$ кгс/см² (эпюры напряжений по сечениям *I* и *II* показаны на рис. 25, *в*). Таким образом, сечение *II* опаснее сечения *I*. Поэтому коэффициент запаса для балки $n_в = \frac{2000}{500} = 4$.

Если тавр перевернуть полкой вверх, то коэффициент запаса при том же нагружении будет меньше, так как в этом случае наибольшее напряжение растяжения в сечении *I* (оно будет опасным) станет равным 750 кгс/см².

Для балок из пластичного материала рациональны формы поперечных сечений, симметричные относительно нейтральной линии; при этом чем больше отношение W_x/F, тем сечение выгоднее.

Для балок из хрупкого материала наиболее выгодны несимметричные относительно нейтральной линии сечения, для которых соблюдается соотношение

$$\frac{y_c}{y_p} = \frac{\sigma_{вс}}{\sigma_{вр}},$$

где y_c и y_p — расстояния от нейтральной линии соответственно до наиболее удаленных точек сжатой и растянутой частей сечения.

Перемещения при простом изгибе. При изгибе бруса (рис. 26) ось его искривляется, и поперечные сечения получают линейные перемещения v (прогибы) и угловые θ (углы поворота). При нагрузках, допускаемых по условию прочности, линейные и угловые перемещения, как правило, являются малыми величинами (линейные перемещения значительно меньше размеров поперечного сечения).

В случае малых перемещений дифференциальное уравнение упругой линии имеет вид

$$\frac{d^2v}{dz^2} = \pm \frac{M_x}{EJ_x}, \tag{73}$$

где M_x — изгибающий момент в произвольном сечении.

Перед выражением $\frac{M_x}{EJ_x}$ в уравнении (73) принимаем знак «плюс» ось y направлена вверх, и «минус», если ось y направлена вниз.

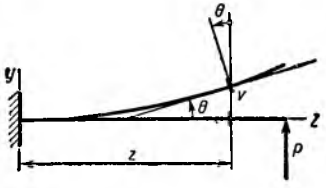


Рис. 26. Линейное и угловое перемещения при изгибе

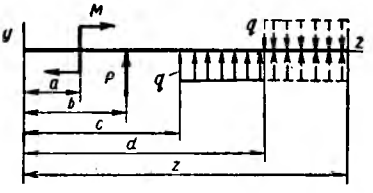


Рис. 27. К определению перемещений по уравнениям (76) и (77)

Последовательно дважды интегрируя уравнение (73), получим уравнение углов поворота

$$\theta = v'(z) = v'(0) + \frac{1}{EJ_x}\int M_x\,dz \tag{74}$$

и уравнение упругой линии

$$v(z) = v(0) + v'(0)\,z + \frac{1}{EJ_x}\int M_x(dz)\,dz, \tag{75}$$

где $v'(0)$ и $v(0)$ — соответственно угол поворота и прогиб в начале координат, которые определяют из условий закрепления бруса.

Если балка постоянного сечения имеет несколько участков и нагружена сосредоточенными моментами M_i, силами P_i и равномерно распределенной нагрузкой интенсивности q_i (рис. 27), то уравнения (74) и (75) можно привести к следующим:

$$v'(z) = v'(0) + \frac{1}{EJ_x}\sum_i\left[M_i(z-a_i) + P_i\frac{(z-b_i)^2}{2!} + \right.$$
$$\left. + q_i\frac{(z+c_i)^3}{3!} - q_i\frac{(z-d_i)^3}{3!}\right]; \tag{76}$$

$$v(z) = v(0) + v'(0)\,z + \frac{1}{EJ_x}\sum_i\left[M_i\frac{(z-a_i)^2}{2!} + P_i\frac{(z-b_i)^3}{3!} + \right.$$
$$\left. + q_i\frac{(z-c_i)^4}{4!} - q_i\frac{(z-d_i)^4}{4!}\right], \tag{77}$$

где a_i, b_i — соответственно координаты приложения сосредоточенных нагрузок M_i и P_i; c_i и d_i — соответственно координаты начала и конца распределенной нагрузки. Слагаемые под знаком суммы берутся со знаком «плюс» при указанных направлениях нагрузок (см. рис. 27) и со знаком «минус» при противоположных направлениях.

Суммирование производится по числу соответствующих нагрузок, приложенных слева от произвольного сечения последнего участка бруса.

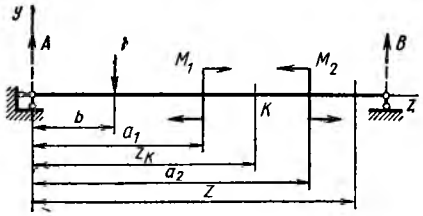


Рис. 28. К составлению уравнения упругой линии

Например, для балки, показанной на рис. 28, уравнение упругой линии имеет вид

$$v(z) = v(0) + v'(0)\,z + A\frac{(z-0)^3}{3!} - P\frac{(z-b)^3}{3!} + M_1\frac{(z-a_1)^2}{2!} - $$

$$- M_2\frac{(z-a_2)^2}{2!}.$$

При определении перемещения (v или θ) какого-либо сечения K с координатой z_K следует учитывать лишь те слагаемые уравнения (76) или (77), у которых разность $(z_K - a_i)$ или $(z_K - b_i)$ больше нуля. Например, прогиб в сечении K ($z = z_K$) (рис. 28) определяется выражением

$$v_K = v(z_K) = v(0) + v'(0)\,z_K + A\frac{z_K^3}{6} - P\frac{(z_K-b)^3}{6} +$$

$$+ M_1\frac{(z_K-a_1)^2}{2}.$$

Слагаемое $M_2\dfrac{(z_K-a_2)^2}{2}$ отбрасываем, так как $(z_K - a_2) < 0$.

Прогибы, совпадающие с положительным направлением оси y, и углы поворота против часовой стрелки получаются положительными, а в противоположных направлениях — отрицательными.

Перемещения v и $\theta = v'$, которые обозначим одной буквой δ, могут быть определены универсальным методом единичной нагрузки с помощью интеграла Мора или способом Верещагина.

Для балок и плоских рам интеграл Мора имеет вид

$$\delta = \sum_i \int_l \frac{M_x M_{x1}\,dz}{EJ_x}, \qquad (78)$$

где δ — искомое линейное или угловое перемещение; M_x и M_{x1} — изгибающие моменты в произвольном сечении каждого i-го участка упругой системы соответственно от заданной нагрузки и от единичной, приложенной в направлении искомого перемещения.

Перемещение определяется суммой интегралов, вычисленных по длине l каждого участка упругой системы. Знак «плюс» («минус») этой суммы, т. е. перемещения, означает, что перемещение совпадает (противоположно) с направлением приложенной единичной нагрузки. При определении линейного перемещения некоторого сечения к последнему прикладывается единичная сила, а при определении углового перемещения — единичный момент.

На прямолинейных участках постоянной жесткости *интеграл Мора* удобно вычислить графоаналитическим *способом Верещагина*, согласно которому перемещение

$$\delta = \sum_i \frac{\Omega M_C}{EJ_x}, \qquad (79)$$

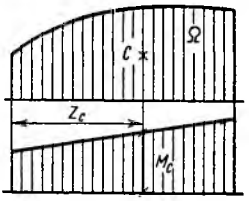


Рис. 29. Перемножение эпюр способом Верещагина

где Ω — площадь эпюры от заданной нагрузки в пределах одного участка упругой системы; M_C — ордината эпюры от единичной нагрузки (эпюра линейная), взятая под центром тяжести площади Ω (рис. 29).

Перемещение определяется алгебраической суммой произведений ΩM_C для каждого участка системы, деленных на жесткость соответствующего участка.

Произведение ΩM_C в пределах участка положительно, если площадь Ω и соответствующая ордината M_C расположены по одну сторону от оси данного участка, и отрицательно, если они расположены по разные стороны.

Если на некотором участке эпюра от заданной нагрузки линейна, то на этом участке можно перемножать площадь эпюры от единичной нагрузки на ординату линейной эпюры от заданной нагрузки, взятую под центром тяжести перемножаемой площади.

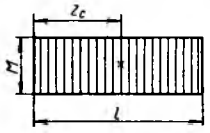
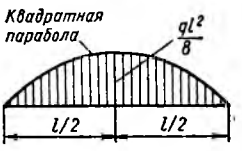
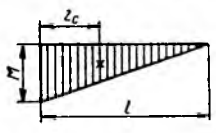
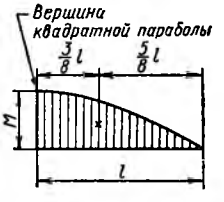
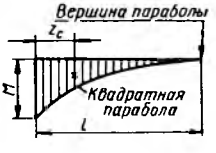
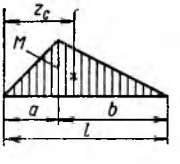
В тех случаях, когда эпюра является сложной, для определения ее площади или координаты центра тяжести эпюру расслаивают на простейшие фигуры. В табл. 4 приведены площади и координаты центров тяжести простейших фигур.

Сложные криволинейные эпюры выгодно расслаивать методом хорд. Например, эпюру на рис. 30, *а*, соединяя точки *A* и *B* хордой, можно представить в виде двух простейших (рис. 30, *б* и *в*); площадь первой из них (рис. 30, *б*) $\Omega = \frac{ql^3}{12}$ (l — длина участка; q — интенсивность равномерно распределенной нагрузки).

Произвольная ордината M_0 эпюры, показанной на рис. 30, *в* (эпюры такого вида встречаются часто), определяется выражением

$$M_0 = M_1 - \frac{z_0}{l}(M_1 + M_2);$$

4. Площади Ω и координаты z_c центра тяжести элементарных фигур

$\Omega = Ml;\ z_c = \frac{1}{2}l$ 	$\Omega = \frac{ql^3}{12}$ 
$\Omega = \frac{1}{2}Ml;\ z_0 = \frac{1}{3}l$ 	$\Omega = \frac{2}{3}Ml$ 
$\Omega = \frac{1}{3}Ml;\ z_c = \frac{1}{4}l$ 	$\Omega = \frac{1}{2}Ml;\ z_c = \frac{a+l}{3}$ 

при

$$z_0 = \frac{l}{3} \quad M_0 = \frac{2M_1 - M_2}{3};$$

при

$$z_0 = \frac{l}{2} \quad M_0 = \frac{M_1 - M_2}{2}.$$

Пример. Для двухопорной балки с консолью (рис. 31) определить способом Верещагина линейное перемещение сечения K на расстоянии l от левой опоры. По всей длине пролета $3l$ балка нагружена равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью q и на свободном конце консоли — сосредоточенной силой $P = ql$.

На рис. 31, *а* показаны реакции и приведена эпюра изгибающих моментов от заданной нагрузки, а на рис. 31, *б* — от единичной силы, приложенной

к балке в сечении K. Эпюру от заданной нагрузки следует расслоить. Для этого проведем хорды AC и CB. Тогда сложную эпюру можно заменить простыми эпюрами (рис. 31, *в*), которые перемножаем на эпюру от единичной нагрузки. На перемножаемых площадях указаны их центры тяжести C_1, C_2, C_3 и C_4; соответствующие им ординаты проставлены на линейных эпюрах. Ординату под центром тяжести C_3, равную $\frac{ql^2}{9}$, легко определить на основании пояснения к рис. 30.

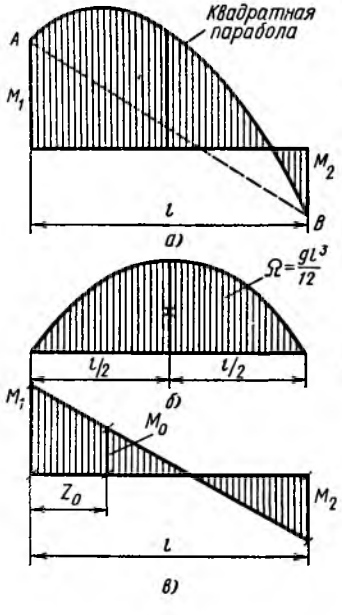


Рис. 30. Расслоение эпюры методом хорд

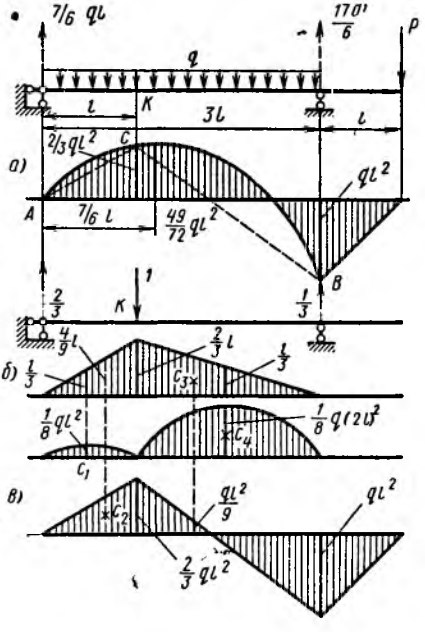


Рис. 31. К определению прогиба способом Верещагина

Искомое перемещение

$$\delta_K=\frac{1}{EJ_x}\left[\left(\frac{ql^3}{12}\right)\frac{l}{3}+\left(\frac{1}{2}\cdot l\cdot\frac{2}{3}\,ql^2\right)\frac{4}{9}\,l+\right.$$

$$\left.+\left(\frac{1}{2}\cdot 2l\cdot\frac{2}{3}\,l\right)\frac{ql^2}{9}+\left(\frac{q\cdot 8l^3}{12}\right)\frac{l}{3}\right]=\frac{17}{36}\cdot\frac{ql^4}{EJ_x}.$$

Если размеры поперечного сечения бруса плавно изменяются вдоль его оси, то перемещения определяют либо интегрированием дифференциального уравнения упругой линии, либо с помощью интеграла Мора, учитывая при этом, что жесткость является функцией координаты произвольного сечения.

При изгибе брусьев с участками различной постоянной жесткости (ступенчатые брусья) перемещения определяют способом Верещагина или с помощью интеграла Мора.

Центр изгиба. При поперечном изгибе бруса, когда силы действуют не в плоскости симметрии бруса, изгиб может сопровождаться кручением (рис. 32, *а*). Чтобы устранить кручение, поперечную нагрузку следует прикладывать в плоскости, параллельной оси бруса и проходящей

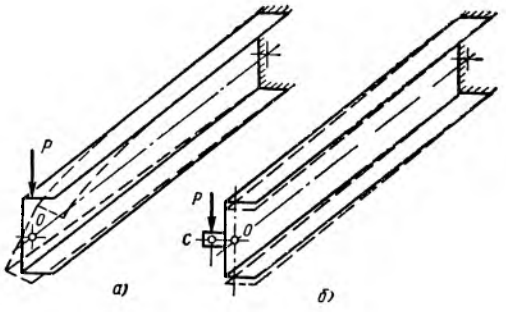


Рис. 32. К определению центра изгиба

через точку, называемую *центром изгиба* (*C* на рис. 32, *б*). У сечений с двумя и бо́льшим числом осей симметрии центр изгиба совпадает с центром тяжести сечения. Если сечение имеет одну ось симметрии, то центр изгиба лежит на этой оси, но не совпадает с центром тяжести. Положение центра изгиба для некоторых сечений показано в табл. 5.

Косой изгиб

Изгиб, при котором плоскость действия изгибающего момента не совпадает с главной плоскостью, называется *косым изгибом* (рис. 33, *а*). При определении напряжений и перемещений при косом изгибе изгибающий момент M раскладывают на составляющие M_x и M_y относительно главных осей x и y:

$$M_x = M \sin \alpha; \quad M_y = M \cos \alpha.$$

Нормальное напряжение на поперечном сечении в его произвольной точке

$$\sigma_z = \frac{M_x y}{J_x} + \frac{M_y x}{J_y}, \tag{80}$$

где x, y — координаты точки; J_x, J_y — главные центральные моменты инерции.

Моменты M_x и M_y считаются положительными, если соответствующие им напряжения в точках первой четверти поперечного сечения являются напряжениями растяжения, и отрицательными, если напряжениями сжатия.

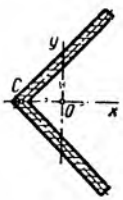
Уравнение нейтральной линии имеет вид

$$y = -\frac{M_y}{M_x} \cdot \frac{J_x}{J_y} x \text{ или } y = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{J_x}{J_y} x = x \operatorname{tg} \beta, \tag{81}$$

где α — угол между моментной линией (м. л. на рис. 33, *б*) и главной осью x; β — угол между нейтральной линией (н. л.) и осью x.

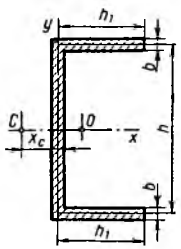
5. Положение центра изгиба

Равнобокий уголок



Центр изгиба находится на пересечении средних линий полок уголка

Швеллер



$$x_c = \frac{hJ_{xy}}{J_x},$$

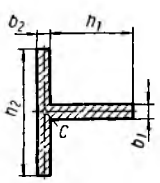
где J_{xy} — центробежный момент инерции половины сечения относительно осей x и y;

J_x — осевой момент инерции всего сечения относительно оси x.

При b = const

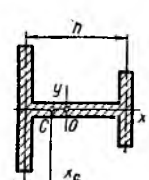
$$x_c = \frac{h_1^2 h^2 b}{4J_x}$$

Тавр



Центр изгиба находится на пересечении средних линий

Двутавр

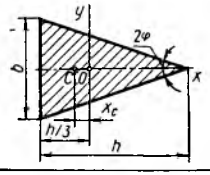


$$x_c = h\frac{J_2}{J_1 + J_2},$$

где J_1 и J_2 — осевые моменты инерции относительно оси x полок двутавра

Продолжение табл. 5

Равнобедренный треугольник

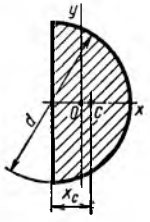


$$x_c = \frac{2h}{135} \cdot \frac{9 - 11\mu}{1 + \mu}$$

При малом φ

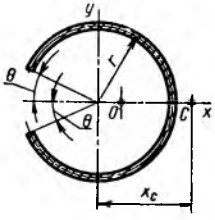
$$\frac{2}{15} h < x_c < \frac{2h}{15} \cdot \frac{1 + 3\mu}{1 + \mu}$$

Полукруг



$$x_c = \frac{4}{15\pi} \cdot \frac{3 + 4\mu}{1 + \mu} d$$

Сектор тонкостенного кольца

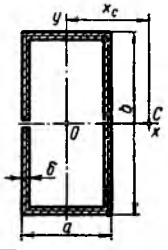


$$x_c = 2r \frac{(\pi - \theta)\cos\theta + \sin\theta}{(\pi - \theta) + \sin\theta\cos\theta}$$

Для полного незамкнутого кольца

$(\theta = 0)$ $x_c = 2r$

Полый тонкостенный незамкнутый прямоугольник



$$x_c = \frac{3a\,(2a + b)}{2\,(3a + b)}$$

Обозначения: O — центр тяжести сечения; C — центр изгиба; x_c — координата центра изгиба; μ — коэффициент Пуассона.

Наибольшее нормальное напряжение возникает в точке A, наиболее удаленной от нейтральной линии (рис. 33, *б*)

$$\sigma_{z\,max} = \frac{M_x y_A}{J_x} + \frac{M_y x_A}{J_y}, \tag{82}$$

где x_A, y_A — координаты точки A относительно главных осей.

Опасная точка A находится в условиях одноосного напряженного состояния. Поэтому прочность при косом изгибе, как и при простом, оценивается по формулам (34)—(37).

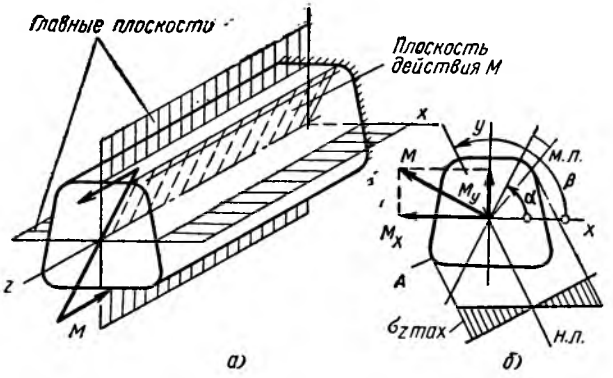


Рис. 33. Косой изгиб

Прогиб при косом изгибе определяется геометрической суммой перемещений u и v центра тяжести сечения в направлениях главных осей x и y, т. е.

$$\delta = \sqrt{u^2 + v^2}. \tag{83}$$

Внецентренное растяжение или сжатие

При нагружении бруса большой жесткости силой в направлении, параллельном оси бруса (рис. 34), во всех поперечных сечениях внутренние силы приводятся к нормальной силе $N = P$ и изгибающим моментам $M_x = Py_0$; $M_y = Px_0$ (x_0 и y_0 — координаты точки приложения силы). На поперечном сечении развиваются лишь нормальные напряжения

$$\sigma_z = P\left(\frac{1}{F} + \frac{x_0 x}{J_y} + \frac{y_0 y}{J_x}\right), \tag{84}$$

где F — площадь поперечного сечения; x и y — координаты точки, в которой определяется напряжение; J_x, J_y — осевые моменты инерции относительно главных центральных осей x, y.

Нейтральная линия при внецентренном растяжении (сжатии) не проходит через центр тяжести сечения и определяется уравнением

$$\frac{1}{F} + \frac{x_0 x}{J_y} + \frac{y_0 y}{J_x} = 0. \tag{85}$$

Наибольшее по абсолютной величине напряжение возникает в точке A, наиболее удаленной от нейтральной линии:

$$\sigma_{z\,max} = P\left(\frac{1}{F} + \frac{x_0 x_A}{J_y} + \frac{y_0 y_A}{J_x}\right), \tag{86}$$

где x_A и y_A — координаты наиболее удаленной точки A.

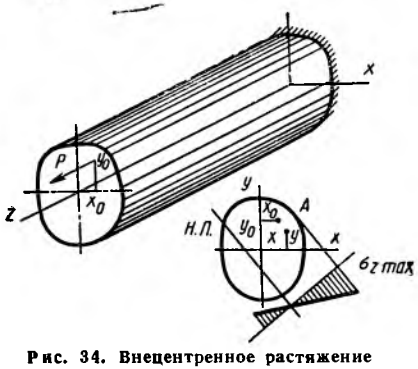


Рис. 34. Внецентренное растяжение

При прочностных расчетах в случае внецентренного растяжения пользуются формулами (34)—(37). Если материал бруса работает на растяжение и сжатие неодинаково, то необходимо определить коэффициент запаса по точкам, испытывающим наибольшие напряжения растяжения и сжатия.

В тех случаях, когда в сечении недопустимы напряжения разных знаков, точка (x_0, y_0) приложения силы не должна выходить за пределы области, называемой *ядром сечения*. Для некоторых поперечных сечений в табл. 6 приведены форма и размеры ядра сечения.

При внецентренном сжатии бруса значительной длины (по сравнению с поперечными размерами) следует производить проверку на устойчивость и продольно-поперечный изгиб.

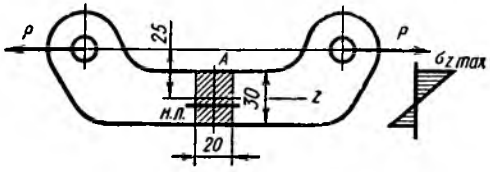


Рис. 35. К расчету тяги

Пример. Определить допустимую силу P для тяги прямоугольного поперечного сечения 20×30 мм (рис. 35), если $[\sigma]_р = [\sigma]_с = 1000$ кгс/см².

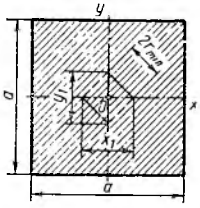
Линия действия силы P имеет эксцентриситет $y_0 = 2{,}5$ см ($x_0 = 0$) относительно оси z тяги. Наибольшее напряжение растяжения — в точках A ($y_A = 1{,}5$ см) на основании условия (36) приравниваем к допускаемому напряжению:

$$\sigma_{z\,max} = P\left(\frac{1}{F} + \frac{y_0 y_A}{J_x}\right) = [\sigma]_р.$$

Отсюда, учитывая, что $F = 2 \cdot 3 = 6$ см² и $J_x = \frac{2 \cdot 3^3}{12} = 4{,}5$ см⁴, получим $P = 1000$ кгс.

6. Форма и размеры ядра сечения

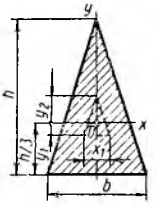
Квадратное сечение



$$x_1 = y_1 = \frac{a}{3};$$

$$r_{\min} = 0{,}1179a$$

Сечение — равнобедренный треугольник

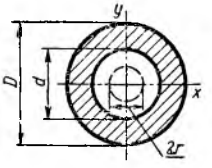


$$x_1 = \frac{b}{4};\quad y_1 = \frac{h}{12};$$

$$y_2 = \frac{h}{6}$$

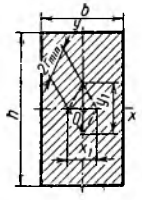
Форма ядра сечения подобна форме сечения

Круглое кольцевое сечение



$$r = \frac{D}{8}\left[1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]$$

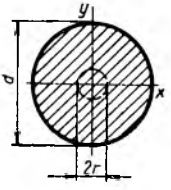
Прямоугольное сечение



$$x_1 = \frac{b}{3};\quad y_1 = \frac{h}{3};$$

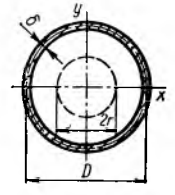
$$r_{\min} = \frac{bh}{6\sqrt{b^2 + h^2}}$$

Круглое сплошное сечение



$$r = \frac{d}{8}$$

Сечение — тонкостенное кольцо



$$r = \frac{D}{4}$$

Обозначение: $r_{\min}$ — наименьшее расстояние от центра тяжести сечения до контура ядра.

Статически неопределимые рамы и балки

Систему называют *статически неопределимой*, если реакции внешних связей и внутренние силовые факторы не могут быть определены с помощью уравнений равновесия и метода сечений. Число неизвестных, превышающее возможное число независимых уравнений равновесия, называется *степенью статической неопределимости*. Степень статической неопределимости соответствует числу дополнительных связей, превышающих число связей, необходимое для кинематической неизменяемости системы.

Наиболее широко применяемым общим методом раскрытия статической неопределимости стержневых систем (ферм, рам, балок) является *метод сил*, который состоит в том, что дополнительные связи заменяют соответствующими силовыми факторами. Эти силовые факторы должны удовлетворять *каноническим уравнениям метода сил*, число которых соответствует числу неизвестных. Для n раз статически неопределимой системы имеем n уравнений:

$$\begin{aligned}
&\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \cdots + \delta_{1k}X_k + \cdots + \delta_{1n}X_n + \delta_{1p} = 0;\\
&\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \cdots + \delta_{2k}X_k + \cdots + \delta_{2n}X_n + \delta_{2p} = 0;\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&\delta_{i1}X_1 + \delta_{i2}X_2 + \cdots + \delta_{ik}X_k + \cdots + \delta_{in}X_n + \delta_{ip} = 0;\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&\delta_{n1}X_1 + \delta_{n2}X_2 + \cdots + \delta_{nk}X_k + \cdots + \delta_{nn}X_n + \delta_{np} = 0,
\end{aligned} \tag{87}$$

где δ_{ip} — перемещение в направлении i-й отброшенной связи, вызванное заданными нагрузками; δ_{ik} — перемещение в i-ом направлении, вызванное единичной нагрузкой, приложенной в k-ом направлении вместо отброшенной в этом направлении связи; δ_{ii} — перемещение в i-ом направлении, вызванное единичной нагрузкой, приложенной в том же i-ом направлении.

Перемещения с одинаковыми индексами (δ_{ii}) называются главными, а с различными δ_{ik} — побочными, причем $\delta_{ik} = \delta_{ki}$. Побочные перемещения могут быть положительными, отрицательными, равными нулю, а главные перемещения всегда положительными.

Перемещения δ_{ip}, δ_{ik}, δ_{ii} определяют с помощью интеграла Мора или способом Верещагина.

Пример. Для плоской рамы (рис. 36, *а*) построить эпюру изгибающих моментов.

Рама дважды статически неопределима, так как имеет пять связей (три — в заделке и две — в шарнире), а независимых уравнений равновесия — три. Заменив связи шарнира силами X_1 и X_2 (рис. 36, *б*), получим эквивалентную систему. Это не единственный вариант эквивалентной системы. Заменяя соответствующими силовыми факторами две другие связи, получим новый вариант эквивалентной системы. Неизвестные X_1, X_2 определяем из канонических уравнений

$$\begin{aligned}
\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{1p} &= 0;\\
\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{2p} &= 0.
\end{aligned}$$

Коэффициенты и свободные члены этих уравнений найдем способом Верещагина. Эпюры изгибающих моментов от заданной нагрузки и от единичных сил, приложенных в направлениях X_1 и X_2, показаны соответственно на рис. 36, *в*, *г* и *д*. Индексы при δ указывают, какие эпюры надо перемножить способом Верещагина, чтобы получить соответствующее перемещение. На-

пример, перемещение δ_{1p} определяется путем умножения эпюры от заданной нагрузки на эпюру от единичной, приложенной в направлении X_1:

$$\delta_{1p} = \frac{1}{EJ_x}\left(\frac{1}{2}\,2Pl\cdot 2l\right)\frac{l}{3} = \frac{2}{3}\,\frac{Pl^3}{EJ_x}.$$

Аналогично

$$\delta_{2p} = \frac{1}{EJ_x}\left(\frac{1}{2}\,2Pl\cdot 2l\right)2l = 4\,\frac{Pl^3}{EJ_x};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{EJ_x}\left(\frac{1}{2}\,2l\cdot 2l\right)l = -\frac{2l^3}{EJ_x};$$

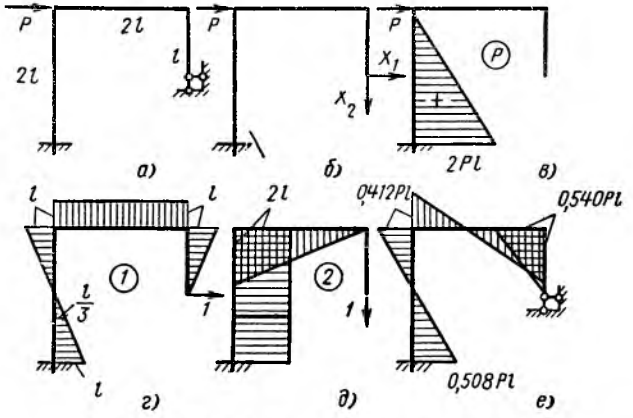


Рис. 36. К расчету статически неопределимой рамы

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ_x}\left[\left(\frac{1}{2}\,l\cdot l\right)\frac{2}{3}\,l\cdot 3 + (l\cdot 2l)\,l\right] = \frac{3l^3}{EJ_x},$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EJ_x}\left[\left(\frac{1}{2}\,2l\cdot 2l\right)\frac{4}{3}\,l + (2l\cdot 2l)\,2l\right] = \frac{32}{3}\cdot\frac{l^3}{EJ_x}.$$

Канонические уравнения принимают вид

$$3X_1 - 2X_2 + \frac{2}{3}P = 0;$$

$$-2X_1 + \frac{32}{3}X_2 + 4P = 0.$$

Отсюда находим $X_1 = -0{,}540\ P$ $X_2 = -0{,}476\ P$.

Отрицательные значения X_1 и X_2 означают, что действительные направления этих сил противоположны предположенным (см. рис. 36, *б*). На рис. 36, *е* изображена эпюра изгибающих моментов для данной рамы.

Пример. Для балки (рис. 37, *а*) определить диаметр круглого поперечного сечения, построив эпюру изгибающих моментов если $P = 54$ кгс; $l = 40$ см; $[\sigma]_р = [\sigma]_с = 1400$ кгс/см².

*

Данная балка дважды статически неопределима. Для статически неопределимых балок рациональную эквивалентную систему получаем, врезая шарниры в сечениях над промежуточными опорами и в заделанных сечениях. Эквивалентная система для данной балки изображена на рис. 37, *б*. Моменты X_1, X_2 определяем из канонических уравнений

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{1P} = 0;$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{2P} = 0.$$

Эпюры изгибающих моментов для эквивалентной системы от заданной нагрузки (для удобства перемножения эпюра построена отдельно от момента M

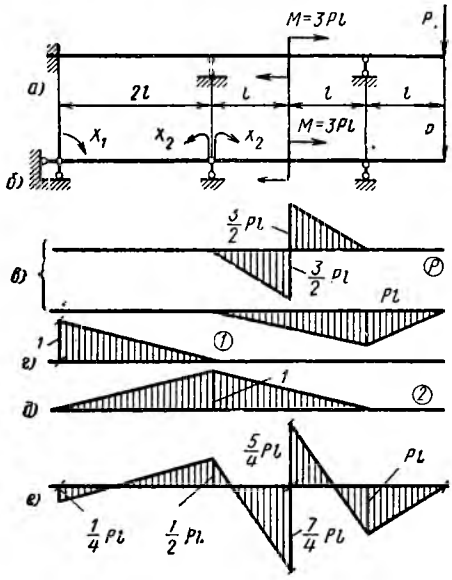


Рис. 37. К расчету статически неопределимой балки методом сил

и от силы P) и от единичных моментов, приложенных в направлениях X_1 и X_2, изображены соответственно на рис. 37, *в*, *г* и *д*.

Перемножая соответствующие эпюры, находим коэффициенты канонических уравнений:

$$\delta_{1P} = 0;\quad \delta_{2P} = \frac{1}{EJ_x}\left[\left(\frac{1}{2}\cdot\frac{3}{2}\,Pl\cdot l\right)\frac{1}{3} - \left(\frac{1}{2}\cdot\frac{3}{2}\,Pl\cdot l\right)\frac{2}{3} - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{1}{2}\,Pl\cdot 2l\right)\frac{1}{3}\right] = -\frac{7}{12}\cdot\frac{Pl^2}{EJ_x};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EJ_x}\left(\frac{1}{2}\,2l\cdot 1\right)\frac{1}{3} = \frac{l}{3EJ_x};\quad \delta_{11} = \frac{1}{EJ_x}\left(\frac{1}{2}\,2l\cdot 1\right)\frac{2}{3} = \frac{2l}{3EJ_x};$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EJ_x}\left(\frac{1}{2}\,2l\cdot 1\right)\frac{2}{3}\cdot 2 = \frac{4l}{3EJ_x}.$$

После подстановки найденных значений коэффициентов в канонические уравнения получим

$$2X_1 + X_2 = 0;$$

$$X_1 + 4X_2 = \frac{7}{4} Pl.$$

Отсюда

$$X_1 = -\frac{Pl}{4}; \quad X_2 = \frac{Pl}{2}.$$

Эпюра изгибающих моментов для данной балки приведена на рис. 37, *е*. Наибольший изгибающий момент $M_{x\,\max} = \frac{7}{4} Pl = \frac{7}{4} \cdot 54 \cdot 40 = 3780$ кгс·см.

Из условия прочности

$$\sigma_{z\,\max} = \frac{M_{x\,\max}}{W_x} \leqslant [\sigma]_p,$$

учитывая, что $W_x = 0{,}1d^3$, находим

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{M_{x\,\max}}{0{,}1\,[\sigma]_p}} = \sqrt[3]{\frac{3780}{0{,}1 \cdot 1400}} = 3 \text{ см}.$$

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

Расчет на прочность деталей, опасные точки которых находятся в условиях сложного напряженного состояния, производится на основании гипотез прочности.

В тех случаях, когда брус нагружен произвольным образом, расчет на прочность обычно производят в такой последовательности:

1) выясняют законы изменения внутренних силовых факторов по длине бруса (строят эпюры внутренних силовых факторов);

2) исходя из эпюр внутренних силовых факторов, намечают сечения бруса, которые могут оказаться опасными;

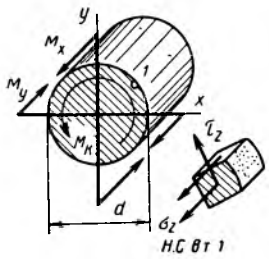
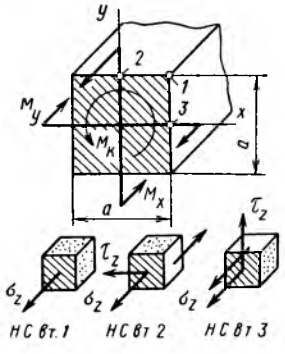
3) для намеченных сечений выясняют закон распределения напряжений по сечению и выясняют положение точек, которые могут оказаться опасными;

4) для каждой из намеченных точек на основании соответствующей гипотезы прочности определяют эквивалентные напряжения, сравнивая которые устанавливают наиболее опасную точку детали;

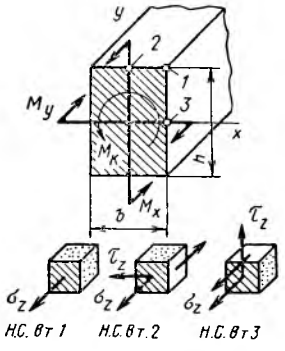
5) исходя из величины эквивалентного напряжения для опасной точки, оценивают прочность бруса на основании равенств (41) или (42).

Для часто встречающихся случаев нагружения бруса круглого, а также квадратного и прямоугольного поперечных сечений в табл. 7 приведены расчетные формулы.

7. Расчетные формулы при сложном напряженном состоянии брусьев круглого, квадратного и прямоугольного поперечных сечений

Схема	Формулы
	Опасная точка *1*, положение ее зависит от отношения M_x/M_y: $\sigma_z = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{0{,}1d^3}$; $\tau_z = \frac{M_к}{0{,}2d^3}$; $\sigma_{экв} = \frac{1-\nu}{2}\frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{0{,}1d^3} + \frac{1+\nu}{2}\frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_к^2}}{0{,}1d^3}$. При $\nu = \frac{\sigma_{тр}}{\sigma_{тс}} = 1$ или $\nu = \frac{\sigma_{вр}}{\sigma_{во}}$ $\sigma_{экв} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_к^2}}{0{,}1d^3}$
	Для точки *1* $\sigma_z = \frac{6(M_x + M_y)}{a^3}$; $\sigma_{экв} = \sigma_z$. Для точки *2* $\sigma_z = \frac{6M_x}{a^3}$; $\tau_z = \frac{4{,}81M_к}{a^3}$. Для точки *3* $\sigma_z = \frac{6M_y}{a^3}$; $\tau_z = \frac{4{,}81M_к}{a^3}$. Для точек *2* и *3* $\sigma_{экв}$ вычисляют по формулам (43) или (45)

Продолжение табл. 7

Схема	Формулы
	Для точки *1* $\sigma_z = \frac{6M_x}{bh^2} + \frac{6M_y}{hb^2}$; $\sigma_{экв} = \sigma_z$. Для точки *2* $\sigma_z = -\frac{6M_x}{bh^2}$ $\tau_z = \zeta\frac{M_к}{\alpha b^2 h}$ Для точки *3* $\sigma_z = -\frac{6M_y}{b^2 h}$; $\tau_z = \frac{M_к}{\alpha b^2 h}$ (α и ζ определяют по табл. 2, поз. 11). Для точек *2* и *3* $\sigma_{экв}$ вычисляют по формулам (43) или (45)

Обозначение: н. с. — напряженное состояние.

РАСЧЕТ ПЛОСКИХ КРИВЫХ БРУСЬЕВ

Кривой брус называют *брусом малой кривизны*, если радиус кривизны оси бруса $\rho \geqslant 7h$, где h — размер поперечного сечения в плоскости кривизны. Напряжения при изгибе и кручении брусьев малой кривизны

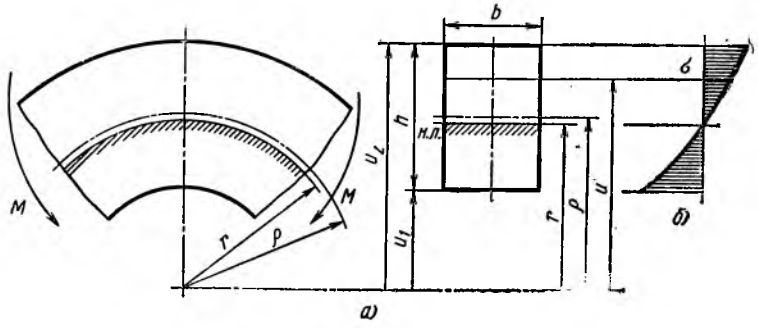


Рис. 38. Кривой брус большой кривизны:
а — изгиб бруса (н. л. нейтральная линия); *б* — эпюра напряжений по поперечному сечению

получают по формулам для прямых брусьев. Перемещения при нагружении бруса малой кривизны определяют с помощью интеграла Мора.

Кривой брус называют *брусом большой кривизны*, если $\rho < 7h$ (рис. 38). Нормальные напряжения на поперечном сечении бруса при его изгибе в плоскости кривизны определяют по формуле

$$\sigma = \frac{M}{F(\rho - r)} \cdot \frac{u - r}{u}, \tag{88}$$

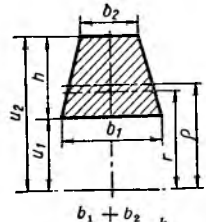
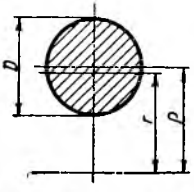
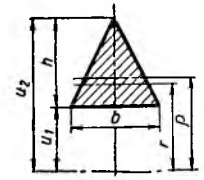
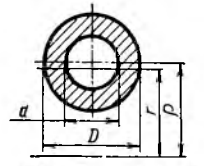
где M — изгибающий момент в данном поперечном сечении (момент считается положительным, если при изгибе бруса его кривизна увеличивается); F — площадь поперечного сечения; ρ — радиус кривизны оси бруса; r — радиус кривизны нейтрального слоя; u — расстояние от центра кривизны бруса до точки, в которой определяется напряжение.

Радиус кривизны нейтрального слоя зависит от геометрии сечения:

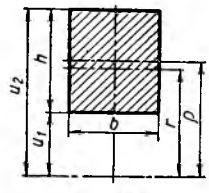
$$r = \frac{F}{\int\limits_F \frac{dF}{u}}. \tag{89}$$

Для некоторых форм поперечного сечения значения r приведены в табл. 8.

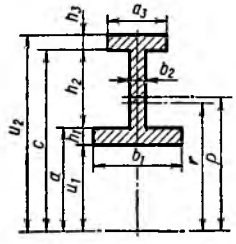
8. Значения радиуса кривизны r нейтрального слоя при изгибе кривого бруса большой кривизны

 $r = \frac{\frac{b_1 + b_2}{2} h}{\left(b_2 + u_2 \frac{b_1 - b_2}{h}\right) \ln \frac{u_2}{u_1} - (b_1 - b_2)}$	 $r = \frac{1}{2}\left[\rho + \sqrt{\rho^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2}\right]$
 $r = \frac{h}{2\left(u_2 \ln \frac{u_2}{u_1} - h\right)}$	 $r = \frac{1}{2}\left[\sqrt{\rho^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \sqrt{\rho^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2}\right]$

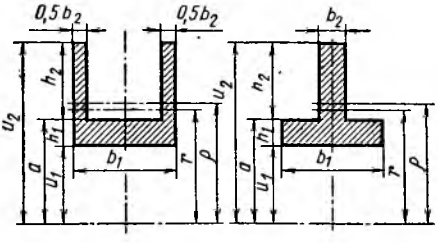
Продолжение табл. 8



$$r = \frac{h}{\ln \frac{u_2}{u_1}}$$



$$r = \frac{b_1h_1 + b_2h_2 + b_3h_3}{b_1 \ln \frac{a}{u_1} + b_2 \ln \frac{c}{a} + b_3 \ln \frac{u_2}{c}}$$



$$r = \frac{b_1h_1 + b_2h_2}{b_1 \ln \frac{a}{u_1} + b_2 \ln \frac{u_2}{a}}$$

Кручение и изгиб плоского кривого бруса в плоскости, перпендикулярной к плоскости его кривизны

Брус круглого поперечного сечения [6]. В случае кручения бруса наибольшее касательное напряжение на поперечном сечении возникает в точке *1* (рис. 39), ближайшей к центру кривизны:

$$\tau_{z\,\max} = k \frac{M_к}{W_p}, \qquad (90)$$

где $W_p = \frac{\pi r^3}{2}$ — момент сопротивления при кручении; k — безразмерный коэффициент, зависящий от отношения радиуса кривизны оси бруса R к радиусу поперечного сечения r:

R/r	2	3	4	5	6	8	10	∞
k	1,844	1,514	1,367	1,285	1,233	1,170	1,134	1,000

При изгибе бруса в плоскости, перпендикулярной к плоскости его кривизны, наибольшее нормальное напряжение на поперечном сечении возникает в точках *2* и *2'* (рис. 39):

$$\sigma_{z\,\max} = \frac{M}{W},$$

где $W = \frac{\pi r^3}{4}$ — момент сопротивления при изгибе.

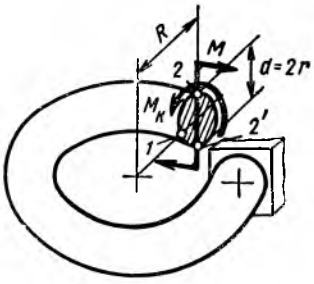


Рис. 39. Кручение и изгиб кривого бруса круглого поперечного сечения

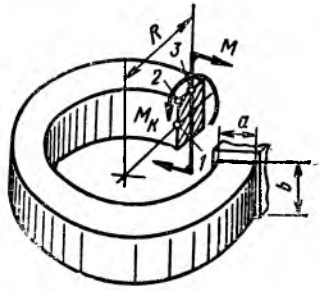


Рис. 40. Кручение и изгиб кривого бруса прямоугольного поперечного сечения

Брус прямоугольного поперечного сечения [1]. Наибольшее касательное напряжение, возникающее в точке *1* (рис. 40) при кручении кривого бруса прямоугольного сечения,

$$\tau_{z\,\max} = k\frac{M_к}{W_к}, \qquad (91)$$

где k — безразмерный коэффициент, зависящий от отношения сторон поперечного сечения b/a и от кривизны оси бруса, характеризуемой отношением R/a (табл. 9); $W_к = \alpha a^2 b$ — момент сопротивления при кручении прямого бруса прямоугольного сечения; здесь a — размер поперечного сечения в направлении радиуса (см. рис. 40); b — размер второй стороны прямоугольного поперечного сечения; α — безразмерный коэффициент, зависящий от отношения сторон поперечного сечения b/a:

b/a	0,10	0,17	0,33	0,50	0,80	1,00
α	0,040	0,067	0,107	0,155	0,193	0,208
b/a	1,25	1,50	2,00	3,00	6,00	10,00
α	0,221	0,231	0,246	0,267	0,299	0,313

В точке *3* (см. рис. 40) по поперечному сечению бруса при его кручении развивается касательное напряжение

$$\tau_z = k'\frac{M_к}{W_к}, \qquad (92)$$

9. Значения коэффициента k в формуле (91) при коэффициенте Пуассона $\mu = 0{,}3$

$\frac{R}{a}$	b/a											
	1/10	1/6	1/3	1/2	0,8	1	1,25	1,5	2	3	6	10
2	1,351	1,326	1,275	1,232	1,162	1,135	1,114	1,098	1,079	1,048	1,025	1,016
2,5	1,280	1,261	1,220	1,186	1,129	1,109	1,091	1,079	1,063	1,039	1,020	1,012
3	1,234	1,217	1,183	1,155	1,108	1,090	1,076	1,066	1,053	1,032	1,017	1,010
3,5	1,200	1,186	1,157	1,133	1,093	1,077	1,065	1,056	1,045	1,028	1,014	1,009
4	1,175	1,163	1,137	1,116	1,081	1,068	1,057	1,049	1,040	1,024	1,012	1,008
5	1,140	1,130	1,110	1,093	1,065	1,054	1,046	1,039	1,032	1,019	1,010	1,006
6	1,117	1,109	1,092	1,078	1,054	1,045	1,038	1,033	1,026	1,016	1,008	1,005
8	1,088	1,082	1,069	1,058	1,041	1,034	1,029	1,025	1,020	1,012	1,006	1,004

10. Значения коэффициента k_1 в формуле (93) при коэффициенте Пуассона $\mu = 0{,}3$

$\frac{R}{a}$	b/a											
	1/10	1/6	1/3	1/2	0,8	1	1,25	1,5	2	3	6	10
2	1,209	1,210	1,214	1,223	1,280	1,340	1,395	1,425	1,454	1,466	1,480	1,483
2,5	1,167	1,168	1,171	1,178	1,224	1,272	1,316	1,340	1,367	1,373	1,384	1,386
3	1,139	1,140	1,143	1,149	1,187	1,227	1,264	1,283	1,306	1,311	1,320	1,322
3,5	1,120	1,120	1,122	1,128	1,160	1,194	1,226	1,243	1,262	1,266	1,274	1,276
4	1,105	1,105	1,107	1,112	1,140	1,170	1,197	1,212	1,229	1,233	1,240	1,241
5	1,084	1,084	1,086	1,089	1,112	1,136	1,158	1,170	1,184	1,186	1,192	1,193
6	1,070	1,070	1,072	1,075	1,093	1,113	1,132	1,142	1,153	1,155	1,160	1,161
8	1,052	1,052	1,054	1,056	1,070	1,085	1,099	1,106	1,115	1,116	1,120	1,121

где k' — безразмерный коэффициент, зависящий от отношения сторон поперечного сечения b/a:

b/a	0,10	0,17	0,33	0,50	0,80	1,00
k'	1,347	1,347	1,322	1,258	1,092	1,000
b/a	1,25	1,50	2,00	3,00	6,00	10,00
k'	0,916	0,859	0,795	0,753	0,743	0,742

При изгибе бруса в плоскости, перпендикулярной к плоскости его кривизны, нейтральный слой совпадает с плоскостью оси бруса. Наибольшее нормальное напряжение $\sigma_{z\,\max}$ на поперечном сечении возникает во внутренней угловой точке *2* (см. рис. 40):

$$\sigma_{z\,\max} = k_1 \frac{M}{W}, \tag{93}$$

где k_1 — безразмерный коэффициент, зависящий от отношений b/a и R/a (табл. 10); $W = \frac{ab^2}{6}$ — момент сопротивления при изгибе прямого бруса.

В точке *3* (см. рис. 40) нормальное напряжение

$$\sigma_z = \frac{M}{W}.$$

РАСЧЕТ ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ (ТРУБ), НАХОДЯЩИХСЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ДАВЛЕНИЯ

Рассмотрим случай расчета цилиндров, нагруженных внешним и внутренним давлениями, постоянными по длине (задача Ляме).

По граням элемента K трубы (рис. 41), выделенного двумя радиальными сечениями и двумя цилиндрическими, ввиду симметрии возникают только нормальные напряжения, которые определяются по формулам Ляме

$$\sigma_r = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(p_1 - p_2)\, r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)\, \rho^2}; \tag{94}$$

$$\sigma_t = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(p_1 - p_2)\, r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)\, \rho^2},$$

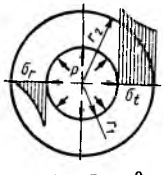
где σ_r — нормальное напряжение в радиальном направлении; σ_t — нормальное напряжение в окружном направлении; p_1, p_2 — соответственно внутреннее и наружное давления; r_1, r_2 — соответственно внутренний и наружный радиусы трубы; ρ — координата (радиус) рассматриваемой точки.

Радиальные перемещения точек трубы

$$u = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\, \rho + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{(p_1 - p_2)\, r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)\, \rho}. \tag{95}$$

Для некоторых частных случаев нагружения цилиндра в табл. 11 приведены расчетные формулы для напряжений σ_r, σ_t, радиального

11. Формулы для толстостенного цилиндра при частных случаях его нагружения



$p_1 = p; \quad p_2 = 0;$

$$\sigma_r = -\frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\left(\frac{r_2^2}{\rho^2} - 1\right);$$

$$\sigma_t = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\left(\frac{r_2^2}{\rho^2} + 1\right);$$

$$u = \frac{p}{E} \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \times$$

$$\times \frac{(1-\mu)\rho^2 + (1+\mu) r_2^2}{\rho}$$

Для наружной точки ($\rho = r_2$)

$$\sigma_r = 0; \quad \sigma_t = \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} p;$$

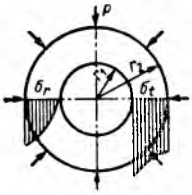
$$u = \frac{p}{E} \cdot \frac{2r_1^2 r_2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Для внутренней точки
($\rho = r_1$ — опасная точка)

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_t = \frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p;$$

$$u = \frac{pr_1}{E}\left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \mu\right);$$

$$\sigma_{экв} = p\left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \nu\right)$$



$p_1 = 0; \quad p_2 = p;$

$$\sigma_r = -\frac{pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\left(1 - \frac{r_1^2}{\rho^2}\right);$$

$$\sigma_t = -\frac{pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\left(1 + \frac{r_1^2}{\rho^2}\right);$$

$$u = -\frac{p}{E} \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \times$$

$$\times \frac{(1-\mu)\rho^2 + (1+\mu) r_1^2}{\rho}.$$

Для наружной точки ($\rho = r_2$)

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_t = -\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} p;$$

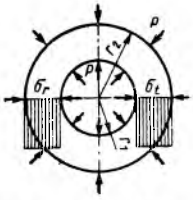
$$u = -\frac{pr_2}{E}\left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu\right).$$

Для внутренней точки
($\rho = r_1$ — опасная точка)

$$\sigma_r = 0; \quad \sigma_t = -\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p;$$

$$u = -\frac{p}{E} \cdot \frac{2r_1 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2};$$

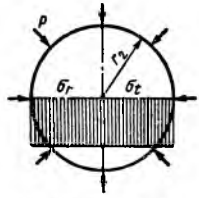
$$\sigma_{экв} = \nu \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p$$



Все точки равноопасны:

$\sigma_r = \sigma_t = -p; \quad \sigma_{экв} = \nu p;$

$$u = -\frac{p}{F}(1-\mu)\rho$$



Все точки равноопасны;

$\sigma_r = \sigma_t = -p; \quad \sigma_{экв} = \nu p;$

$$u = -\frac{p}{E}(1-\mu)\rho$$

перемещения u, а также для эквивалентного напряжения $\sigma_{экв}$ в опасной точке.

Если труба имеет днища, то на поперечном сечении ее возникают равномерно распределенные нормальные напряжения

$$\sigma_z = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \qquad (96)$$

При расчете на прочность в этом случае, а также, когда цилиндр (труба) помимо давления воспринимает другие нагрузки (скручивается,

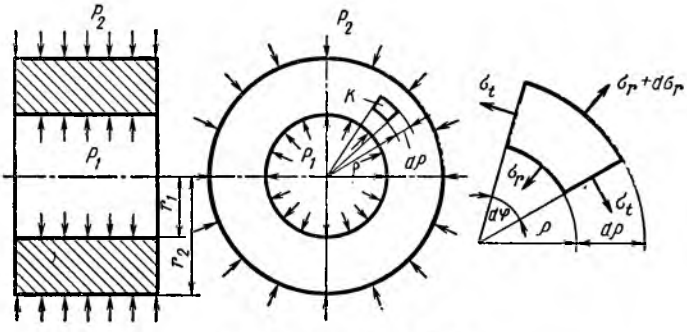


Рис. 41. Толстостенная труба

изгибается), необходимо выяснять распределение напряжений по сечению и установить положение опасной точки. Опасная точка в этих случаях обычно находится в условиях трехосного напряженного состояния. Поэтому для нее по гипотезе предельного напряженного состояния необходимо найти эквивалентное напряжение $\sigma_{экв}$.

При напрессовке цилиндров (в пределах упругих деформаций) на поверхности соприкосновения возникает контактное давление $p_к$. Если сопрягаемые детали имеют одинаковую длину, то контактное давление равномерно распределено по поверхности касания. Его вычисляют по формулам, приведенным в табл. 12, в зависимости от натяга Δ.

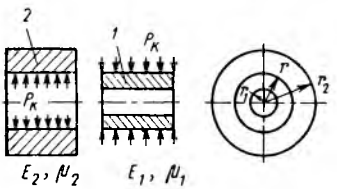
Формулы для определения напряжений, развивающихся в напрессованных деталях вследствие контактного давления $p_к$, приведены в табл. 11.

ТОНКОСТЕННЫЕ СИММЕТРИЧНЫЕ ОБОЛОЧКИ

Оболочка, срединная поверхность которой представляет собой поверхность вращения (рис. 42, *а*), называется *симметричной*. Рассмотрим расчет симметричных оболочек, нагруженных давлением, симметричным относительно оси оболочки.

Если оболочка не имеет резких переходов и жестких защемлений а также не нагружена сосредоточенными нагрузками, то возникающие напряжения распределены равномерно по толщине оболочки, и изгиб оболочки отсутствует. Теория расчета таких оболочек называется

12. Формулы для контактного давления $p_к$, возникающего при посадке с натягом

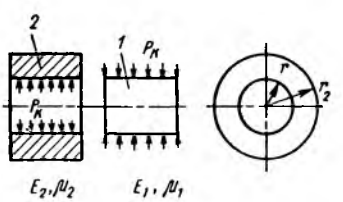


Если материалы обеих деталей различны, то

$$p_k = \frac{\Delta}{\frac{2r}{E_2}\left(\frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r^2} + \mu_2\right) + \frac{2r}{E_1}\left(\frac{r^2 + r_1^2}{r^2 - r_1^2} - \mu_1\right)}.$$

Если материалы обеих деталей одинаковы, то

$$p_k = \frac{E\Delta}{4r^3} \cdot \frac{(r_2^2 - r^2)(r^2 - r_1^2)}{r_2^2 - r_1^2}$$



Если материалы обеих деталей различны, то

$$p_k = \frac{\Delta}{\frac{2r}{E_2}\left(\frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r^2} + \mu_2\right) + \frac{2r}{E_1}(1 - \mu_1)}.$$

Если материалы обеих деталей одинаковы, то

$$p_k = \frac{E\Delta}{4r} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2}.$$

Примечание. Обозначения: Δ — натяг, создаваемый при посадке, см; E_1, E_2 — модули упругости первого рода материалов сопрягаемых деталей, кгс/см^2; μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов деталей; r — радиус посадки, см; r_1, r_2 — соответственно внутренний радиус внутренней детали и наружный радиус наружной детали, см.

безмоментной теорией оболочек. Согласно этой теории по граням элемента (рис. 42, *б*), выделенного из оболочки двумя меридиональными сечениями (плоскостями, проходящими через ось симметрии оболочки) и двумя параллельными сечениями, нормальными к стенке, возникают

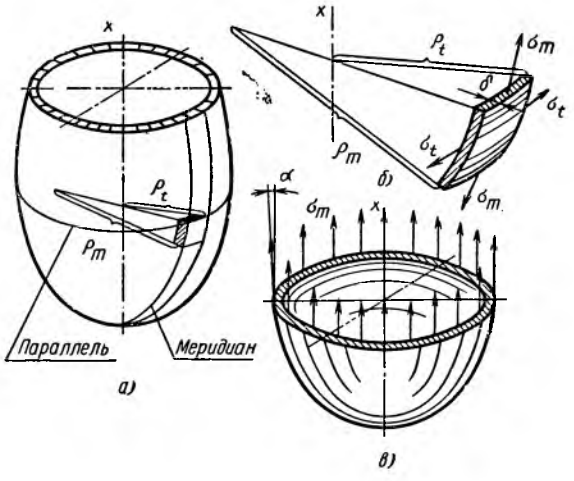


Рис. 42. Тонкостенная оболочка

лишь равномерно распределенные нормальные напряжения. Эти напряжения связаны между собой формулой Лапласа

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{\delta}, \qquad (97)$$

где σ_m — меридиональное напряжение; σ_t — окружное напряжение; ρ_m — радиус кривизны меридиана в данной точке; ρ_t — радиус кривизны параллели в данной точке; p — давление в данной точке; δ — толщина оболочки.

Второе уравнение для определения напряжений вытекает из условия равновесия отсеченной части оболочки (см. рис. 42, *в*)

$$\sigma_m \cdot 2\pi r \delta \cos\alpha = \sum P_x, \qquad (98)$$

где r — радиус кривизны параллели в плоскости, перпендикулярной к оси оболочки; $\sum P_x$ — сумма проекции на ось оболочки всех внешних сил, действующих на отсеченную часть оболочки.

УСТОЙЧИВОСТЬ

Детали, у которых один или два размера малы по сравнению с третьим (гибкие стержни, пружины, пластины, оболочки), могут потерять устойчивость первоначальной формы равновесия.

Потеря устойчивости детали происходит при некотором определенном значении действующей на нее нагрузки, которая называется *критической*. Во многих случаях потеря устойчивости отдельных элементов приводит конструкцию к разрушению. Поэтому для указанных деталей, в частности для сжатых стержней, помимо расчета на прочность необходима проверка на устойчивость.

Допускаемая нагрузка

$$P_{\text{доп}} = \frac{P_{\text{кр}}}{n_{\text{у}}}, \tag{99}$$

где $P_{\text{кр}}$ — критическая нагрузка; $n_{\text{у}}$ — запас устойчивости.

Устойчивость прямолинейных сжатых стержней постоянного сечения

Критическая сила может быть определена:

а) интегрированием дифференциального уравнения упругой линии стержня при потере устойчивости (точный способ);

б) энергетическим методом из условия

$$U = A, \tag{100}$$

где энергия деформации изгиба *

$$U = \int_l \frac{M^2\,dz}{2EJ_{\min}} = \frac{EJ_{\min}}{2} \int_l (v'')^2\,dz; \tag{101}$$

работа нагрузки вследствие искривления стержня

$$A = P_{\text{кр}} \frac{1}{2} \int_l (v')^2\,dz. \tag{102}$$

Для нахождения U и A необходимо задаться уравнением изогнутой оси стержня, удовлетворяющим граничным условиям.

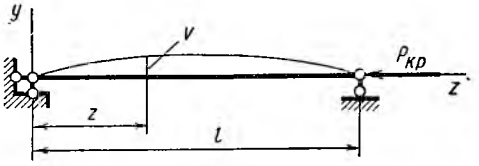


Рис. 43. Сжатый стержень с шарнирно закрепленными концами

Пример. Для стержня (рис. 43) определить критическую силу интегрированием дифференциального уравнения

$$EJ_x v'' = M_x;$$

$$(J_x = J_{\min};\quad M_x = -P_{\text{кр}} v).$$

---

* Принимаем $J = J_{\min}$, так как потеря устойчивости происходит в плоскости наименьшей жесткости.

Обозначив

$$\frac{P_{кр}}{EJ_x} = \alpha^2,$$

получим

$$v'' + \alpha^2 v = 0.$$

Общий интеграл этого уравнения

$$v = A \cos \alpha z + B \sin \alpha z.$$

Из граничных условий $v(0) = 0$ и $v(l) = 0$ (см. рис. 43) вытекает

$$A = 0, \quad \sin \alpha l = 0,$$

откуда

$$\alpha = \frac{n\pi}{l} \quad (n = 1, 2, 3, \ldots)$$



Рис. 44. Сжатый стержень с одним заделанным концом

Следовательно,

$$\alpha^2 = \frac{P_{кр}}{EJ_{min}} = \frac{n^2\pi^2}{l^2} \text{ или } P_{кр} = \frac{n^2\pi^2 EJ_{min}}{l^2}.$$

Наименьшее значение критической нагрузки (при $n = 1$)

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{l^2}.$$

Пример. Для стержня, заделанного одним концом (рис. 44), определить критическую силу $P_{кр}$ энергетическим методом.

Граничные условия: $v(0) = 0$; $v'(0) = 0$; $v''(l) = 0$.

Уравнением изогнутой оси стержня можно задаться в виде полинома, степень которого равна числу граничных условий:

$$v = a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3.$$

Из граничных условий определим коэффициенты этого уравнения: $a_0 = 0$; $a_1 = 0$; $a_2 = -3\,a_3 l$. Следовательно,

$$v = a_3 (z^3 - 3lz^2); \quad v' = 3a_3 (z^2 - 2lz);$$

$$v'' = 6a_3 (z - l).$$

Тогда энергия U и работа A будут иметь следующие значения:

$$U = \frac{EJ_{min}}{2} \int_0^l (v'')^2 \, dz = \frac{2}{3} a^2 EJ_{min} l^3;$$

$$A = \frac{P_{кр}}{2} \int_0^l (v')^2 \, dz = \frac{4}{15} a^2 P_{кр} l^5,$$

где $a = 3a_3$.

Из условия $U = A$ находим критическую силу:

$$P_{кр} = 2{,}5 \frac{EJ_{min}}{l^2}.$$

По точному методу

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(2l)^2} = 2{,}467\,\frac{E J_{min}}{l^2}.$$

Для всех случаев закрепления сжатого стержня критическая сила определяется по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \eta\,\frac{E J_{min}}{l^2} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(\mu l)^2}, \qquad (103)$$

которая справедлива в пределах пропорциональности между напряжением и деформацией. Здесь η — коэффициент устойчивости; μ — коэффициент приведенной длины, зависящий от способа закрепления стержня и места приложения сжимающей нагрузки. Значения μ и η для некоторых стержней приведены в табл. 13 и 14.

Так как

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(\mu l)^2 F} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \qquad (104)$$

то условие применимости формулы Эйлера выражается неравенством

$$\lambda \geqslant \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{пц}}} = \lambda', \qquad (105)$$

где $\lambda = \dfrac{\mu l}{i_{min}}$ — гибкость стержня $\left(i_{min} = \sqrt{\dfrac{J_{min}}{F}}\right.$; F — площадь поперечного сечения); $\sigma_{пц}$ — предел пропорциональности материала стержня.

При гибкости $\lambda'' < \lambda < \lambda'$ критические напряжения определяют по эмпирической формуле Ф. С. Ясинского

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda + c\lambda^2. \qquad (106)$$

Значения a, b, c, λ' и λ'' даны в табл. 15.

Стержни, у которых гибкость $\lambda < \lambda''$, рассчитывают лишь по условию прочности на сжатие.

При расчете сжатых стержней допускаемую нагрузку определяют по формуле

$$P_{доп} = \varphi\,[\sigma]_c F, \qquad (107)$$

где φ — коэффициент понижения допускаемого напряжения, который зависит от гибкости λ и от материала стержня; $[\sigma]_c$ — допускаемое напряжение на сжатие.

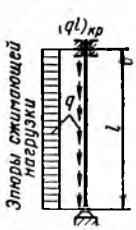
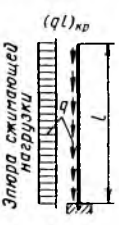
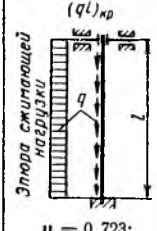
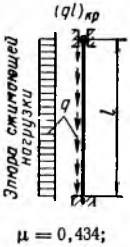
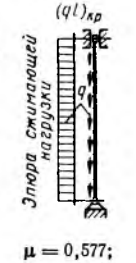
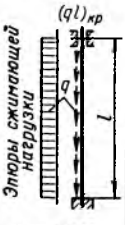
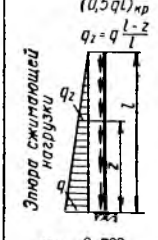
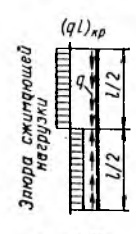
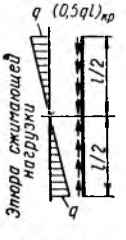
Значения коэффициента φ приведены в табл. 16.

При расчете сжатых стержней обычно встречаются две задачи.

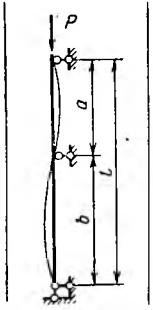
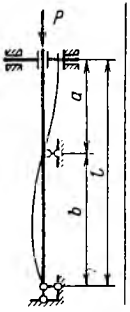
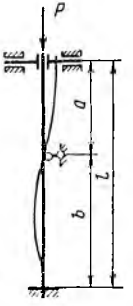
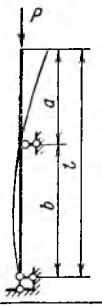
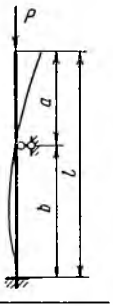
1. Дан стержень, известны: материал, форма и размеры поперечного сечения, длина и способ закрепления стержня; требуется определить допускаемую силу $P_{доп}$.

В этом случае определяют гибкость $\lambda = \dfrac{\mu l}{i_{min}}$; по табл. 16 находят соответствующее значение φ и определяют $P_{доп} = \varphi\,[\sigma]_c F$.

13. Значения коэффициента устойчивости η и коэффициента приведенной длины μ для стержней постоянного сечения

				
$\mu = 1;$ $\eta = 9{,}87$	$\mu = 1;$ $\eta = 9{,}87$	$\mu = 2;$ $\eta = 2{,}467$	$\mu = 2;$ $\eta = 2{,}467$	$\mu = 0{,}699;$ $\eta = 20{,}19$
				
$\mu = 0{,}699;$ $\eta = 20{,}19$	$\mu = 0{,}5;$ $\eta = 39{,}48$	$\mu = 0{,}731;$ $\eta = 18{,}5$	$\mu = 1{,}122;$ $\eta = 7{,}87$	
				
$\mu = 0{,}723;$ $\eta = 18{,}9$	$\mu = 0{,}434;$ $\eta = 52{,}5$	$\mu = 0{,}577;$ $\eta = 29{,}6$	$\mu = 0{,}366;$ $\eta = 73{,}6$	
				
$\mu = 0{,}782$	$\mu = 1{,}388$	$\mu = 0{,}56$	$\mu = 0{,}694$	

14. Значения коэффициента приведенной длины μ для стержней постоянного сечения с промежуточной опорой при различных способах закрепления

							
a/*b*	Значения коэффициента μ						
0	0,699	0,500	0,500	0,699	0,500	1,000	0,699
1/4	0,604	0,436	0,426	0,679	0,507	1,055	0,853
1/3	0,580	0,422	0,408	0,672	0,516	1,088	0,911
1/2	0,543	0,408	0,380	0,667	0,543	1,161	1,020
2/3	0,518	0,410	0,362	0,672	0,575	1,231	1,112
1	0,500	0,439	0,350	0,699	0,636	1,347	1,256
3/2	0,518	0,487	0,362	0,746	0,704	1,472	1,404
2	0,543	0,521	0,380	0,784	0,752	1,558	1,501
3	0,580	0,566	0,408	0,836	0,813	1,668	1,626
4	0,604	0,593	0,426	0,868	0,850	1,733	1,707
∞	0,699	0,699	0,500	1,000	1,000	2,000	2,000

16. Значения коэффициента понижения φ в зависимости от гибкости для различных материалов

$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$	Значения φ					$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$	Значения φ				
	для сталей марок Ст4, Ст3 и Ст2	для стали Ст5	для стали повышенного качества	для чугуна	для дерева		для сталей марок Ст4, Ст3 и Ст2	для стали Ст5	для стали повышенного качества	для чугуна	для дерева
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	110	0,52	0,43	0,35	—	0,25
10	0,99	0,98	0,97	0,97	0,99	120	0,45	0,37	0,30	—	0,22
20	0,96	0,95	0,95	0,91	0,97	130	0,40	0,33	0,26	—	0,18
30	0,94	0,92	0,91	0,81	0,93	140	0,36	0,29	0,23	—	0,16
40	0,92	0,89	0,87	0,69	0,87	150	0,32	0,26	0,21	—	0,14
50	0,89	0,86	0,83	0,57	0,80	160	0,29	0,24	0,19	—	0,12
60	0,86	0,82	0,79	0,44	0,71	170	0,26	0,21	0,17	—	0,11
70	0,81	0,76	0,72	0,34	0,60	180	0,23	0,19	0,15	—	0,10
80	0,75	0,70	0,65	0,26	0,48	190	0,21	0,17	0,14	—	0,09
90	0,69	0,62	0,55	0,20	0,38	200	0,19	0,16	0,13	—	0,08
100	0,60	0,51	0,43	0,16	0,31						

15. Значения величин λ' и λ'' и параметров a, b и c для некоторых материалов

Материал		b		λ'	λ''
Сталь Ст3	3100	11,4	0,00	105	61
Сталь Ст5	4640	36,17	0,00	100	60
Чугун	7700	120	0,53	80	—
Дерево	293	1,94	0,00	110	—

2. Требуется определить размеры поперечного сечения сжатого стержня при заданной нагрузке, когда известны: материал, форма поперечного сечения стержня, его длина и способ закрепления.

Пример. Определить номер двутаврового сечения сжатого стержня, заделанного одним концом, если сжимающая сила $P = 12$ тс; длина стержня $l = 1{,}5$ м; материал — сталь Ст3; $[\sigma]_c = 1300$ кгс/см^2.

Зададимся профилем № 18. Для этого номера двутавра $i_{min} = 1{,}88$ см; $F = 23{,}4$ см^2. Наибольшая гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}} = \frac{2 \cdot 150}{1{,}88} = 160$$

(для стержня, заделанного одним концом, $\mu = 2$). Для данной гибкости по табл. 16 находим $\varphi = 0{,}29$. Следовательно,

$$P_{доп} = 0{,}29 \cdot 1300 \cdot 23{,}4 = 8{,}9 \text{ тс}.$$

Так как допускаемая сила оказалась меньше действующей на стержень, необходимо сечение взять бо́льшим. Примем двутавр № 20а, для которого $i_{min} = 2{,}32$ см; $F = 28{,}9$ см^2.

В этом случае гибкость $\lambda = \frac{2 \cdot 150}{2{,}32} = 129$; $\varphi = 0{,}40$.

Следовательно,

$$P_{доп} = 0{,}40 \cdot 1300 \cdot 28{,}9 = 15 \text{ т} > P = 12 \text{ тс}.$$

Размеры сечения можно уменьшить. Возьмем двутавр № 20 ($i_{min} = 2{,}07$ см; $F = 26{,}8$ см^2). Найдем $\lambda = 145$; $\varphi = 0{,}34$; $P_{доп} = 11{,}9$ тс.

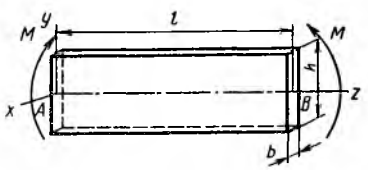
Отклонение допускаемой силы от силы, действующей на стержень, составляет в этом случае лишь около 1%, поэтому можно принять для данного стержня двутавр № 20.

Устойчивость плоской формы изгиба

Брус с узким прямоугольным сечением при изгибе в плоскости наибольшей жесткости может оказаться неустойчивым и при некотором значении нагрузки, называемой критической, выпучится.

Значения критических нагрузок для некоторых случаев нагружения бруса прямоугольного сечения даны в табл. 17.

17. Значения критической нагрузки для бруса с узким прямоугольным поперечным сечением при изгибе в плоскости наибольшей жесткости

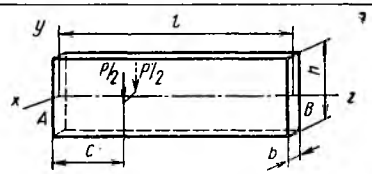


Крайние сечения A и B бруса закреплены шарнирно и не могут поворачиваться вокруг оси бруса:

$$M_{кр} = \frac{\pi \sqrt{BC}}{l}.$$

Сечения A и B закреплены шарнирно и запрещен их поворот относительно осей y и z:

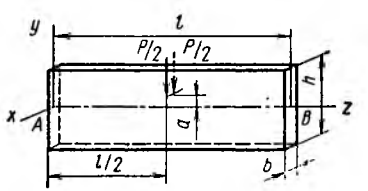
$$M_{кр} = \frac{2\pi \sqrt{BC}}{l}$$



Сечения A и B закреплены шарнирно и запрещен их поворот относительно оси z:

$$P_{кр} = \xi \frac{\sqrt{BC}}{l^2}.$$

Значения коэффициента ξ приведены в примечании



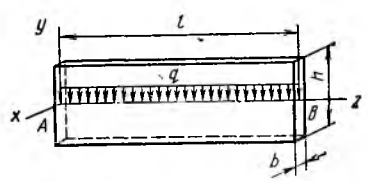
Сечения A и B закреплены шарнирно и запрещен их поворот вокруг оси бруса z:

$$P_{кр} = \frac{16{,}93 \sqrt{BC}}{l^2} \times$$

$$\times \left(1 - \frac{3{,}48a}{l} \sqrt{\frac{B}{C}}\right).$$

Если $a = 0$, то

$$P_{кр} = \frac{16{,}93 \sqrt{BC}}{l^2}$$

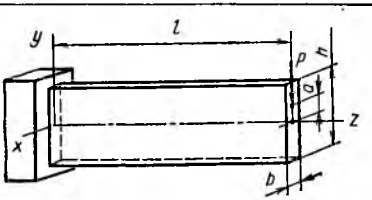


Брус закреплен, как и в предыдущем случае:

$$(ql)_{кр} = \frac{28{,}3 \sqrt{BC}}{l^2}.$$

Один конец бруса заделан, другой не закреплен:

$$(ql)_{кр} = \frac{12{,}85 \sqrt{BC}}{l^2}$$



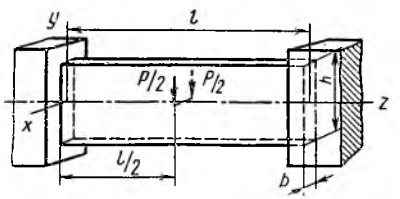
Один конец бруса заделан:

$$P_{кр} = \frac{4{,}013 \sqrt{BC}}{l^2} \left(1 - \frac{a}{l} \sqrt{\frac{B}{C}}\right).$$

Если сила приложена в центре тяжести свободного торца, то

$$P_{кр} = \frac{4{,}013 \sqrt{BC}}{l^2}$$

Продолжение табл. 17

	Оба конца бруса заделаны: $P_{кр} = \frac{26{,}6\sqrt{BC}}{l^2}$

Примечания. 1. В таблице $B = \frac{hb^3}{12}E$; $C = \frac{hb^4}{3}\left(1 - 0{,}630 \times \right.$ $\left. \times \frac{b}{h}\right)G$.

2. Значения ξ:

c/l	0,5	0,45	0,40	0,35	0,30
ξ	16,93	17,15	17,82	19,04	21,01
c/l	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05
ξ	24,10	29,11	37,88	56,0	111,6

Устойчивость пластин

Прямоугольная пластина, равномерно сжатая по сторонам $x = 0$ и $x = a$ (рис. 45).

Критическое напряжение

$$\sigma_{кр} = k\frac{\pi^2 D}{b^2\delta}, \qquad (108)$$

где $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ — жесткость пластины; b — ширина пластины; δ — толщина пластины; μ — коэффициент Пуассона; k — безразмер-

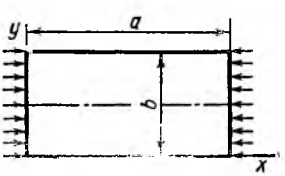


Рис. 45. Прямоугольная пластина, сжатая в одном направлении

ный коэффициент, зависящий от граничных условий и от отношения сторон пластины $\frac{a}{b}$. Для случая, когда все четыре края пластины оперты шарнирно,

$\frac{a}{b}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
k	27	13,2	8,41	6,25	5,14	4,53	4,20	4,04	4,00	
$\frac{a}{b}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
k	4,04	4,13	4,28	4,47	4,34	4,20	4,08	4,05	4,02	4,00

При других граничных условиях значения коэффициента приведены в табл. 18.

18. Значения коэффициента k в зависимости от граничных условий и отношения сторон пластины (см. рис. 45), сжатой в одном направлении

Граничные условия	$\frac{a}{b}$									
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	∞
Все края защемлены	—	—	9,4	9,3	8,8	8,5	8,5	8,2	7,8	7,0
Края $x = 0$ и $x = a$ шарнирно оперты, края $y = 0$ и $y = b$ защемлены	7,05	7,29	7,69	7,15	7,04	7,20	7,05	7,0	7,15	7,0
Края $x = 0$ и $x = a$ защемлены, края $y = 0$ и $y = b$ шарнирно оперты	13,88	8,73	6,74	5,84	5,45	5,34	5,18	4,85	4,41	4,0
Края $x = 0$ и $x = a$ шарнирно оперты, край $y = 0$ защемлен, край $y = b$ свободен	—	2,70	1,70	1,47	1,36	1,33	1,34	1,38	1,36	1,33
Края $x = 0$ и $x = a$, $y = 0$ шарнирно оперты, край $y = b$ свободен	3,65	2,15	1,44	1,14	0,95	0,84	0,76	0,70	0,56	0,46

Формула (108) справедлива лишь для случаев, когда $\sigma_{кр}$ не превышает предела пропорциональности $\sigma_{пц}$ материала пластины. Для стали Ст3 ($\sigma_{пц} = 2000$ кгс/см^2, $\sigma_т = 2400$ кгс/см^2) формула (108) применима, когда $b/\delta \geqslant 60$. Если $b/\delta \leqslant 40$, критическое напряжение принимаем равным пределу текучести $\sigma_т$; в тех случаях, когда $40 \leqslant b/\delta \leqslant 60$, критическое напряжение (кгс/см^2)

$$\sigma_{кр} = (3200 - 20b/\delta). \qquad (109)$$

Для пластин из дуралюмина Д16Т формула (108) применима при $b/\delta \geqslant 36$; если $16 \leqslant b/\delta \leqslant 36$, критическое напряжение (кгс/см^2) вычислим по формуле

$$\sigma_{кр} = \left(4880 - 80\,\frac{b}{\delta}\right). \qquad (110)$$

Прямоугольная пластина, шарнирно опертая по краям, подвергается сжатию в двух направлениях (рис. 46).

Критическое напряжение

$$(\sigma_x)_{кр} = k\frac{\pi^2 D}{b^2\delta}, \qquad (111)$$

где k — безразмерный коэффициент, зависящий от отношения сторон пластины $\frac{a}{b}$ и отношения сжимающих напряжений $\frac{\sigma_y}{\sigma_x}$ (табл. 19).

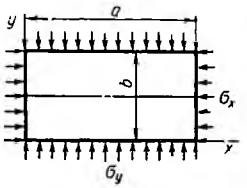


Рис. 46. Прямоугольная пластина, сжатая в двух направлениях

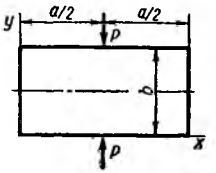


Рис. 47. Прямоугольная пластина, шарнирно опертая по краям и сжатая сосредоточенными силами

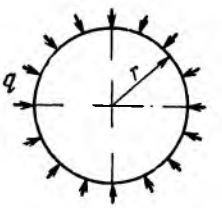


Рис. 48. Круглая пластина, сжатая равномерно по контуру

Прямоугольная пластина, шарнирно опертая по краям, сжимается сосредоточенными силами, приложенными посередине больших сторон (рис. 47).

Критическая сила

$$P_{кр} = k\frac{4\pi D}{b}, \qquad (112)$$

где коэффициент k зависит от отношения $\frac{a}{b}$:

$\frac{a}{b}$	1	2	⩾3
k	1,49	1,03	1,00

Круглая пластина сжимается радиальными усилиями, равномерно распределенными по контуру (рис. 48).

19. Значения коэффициента k

$\frac{a}{b}$	$\frac{\sigma_y}{\sigma_x}$					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0
1	3,36	2,85	2,50	2,22	2,00	1,33
2	3,36	2,40	1,84	1,49	1,25	0,69
3	3,24	2,42	1,74	1,36	1,11	0,58
∞	3,20	2,40	1,67	1,25	1,00	0,50

Критическое значение интенсивности q сжимающих усилий

$$q_{кр} = k\frac{\pi^2 D}{r^2\delta}, \tag{113}$$

где k — безразмерный коэффициент (в случае шарнирного опирания по контуру $k = 0{,}425$, в случае защемления контура $k = 1{,}49$; $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ — жесткость пластины; r — радиус пластины; δ — толщина пластины.

Устойчивость тонкостенных оболочек

Цилиндрическая оболочка, подверженная равномерному осевому сжатию силой P (рис. 49).

При потере устойчивости оболочка может приобрести осесимметричную, а также и несимметричную складчатость. В обоих случаях при незащемленных торцах

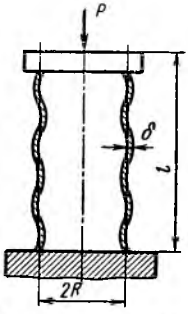


Рис. 49. Цилиндрическая оболочка, сжатая в осевом направлении

$$P_{кр} = \frac{2\pi E\delta^2}{\sqrt{3(1-\mu)^2}}, \tag{114}$$

где δ — толщина стенки оболочки.

Для длинных оболочек, когда $l > (10 \div 15)\sqrt{R\delta}$, критическую силу при любых способах закрепления торцов определяем также по формуле (114). Однако при значительной длине цилиндрическая оболочка может потерять устойчивость как сжатый стержень. В этом случае критическая сила

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^3 ER^3\delta}{(\mu l)^2}, \tag{115}$$

где (μl) — приведенная длина, зависящая от способа закрепления торцов.

При практических расчетах $P_{кр}$ следует определять по формулам (114) и (115) и принимать меньшее значение из двух полученных.

Цилиндрическая оболочка, находящаяся под действием внешнего равномерно распределенного давления p (рис. 50),

$$p_{кр} = \frac{E\delta^3}{4(1-\mu^2)R^3}. \tag{116}$$

Если длина l трубы соизмерима с ее радиусом R, то

$$p_{кр} = \frac{E\delta}{R(n^2-1)}\,\frac{1}{\left(1+\frac{n^2}{\pi^2}\cdot\frac{l^2}{R^2}\right)^2} + \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)R^3}\times$$

$$\times\left[n^2 - 1 + \frac{2n^2-1-\mu}{1+\frac{n^2}{\pi^2}\cdot\frac{l^2}{R^2}}\right], \tag{117}$$

где n — целое число, которое в каждом конкретном случае при заданных отношениях $\frac{l}{R}$ и $\frac{R}{\delta}$ выбирают из условия наименьшего значения $p_{кр}$.

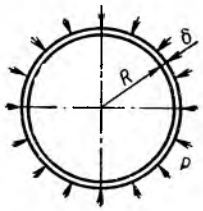


Рис. 50. Цилиндрическая оболочка, находящаяся под внешним давлением

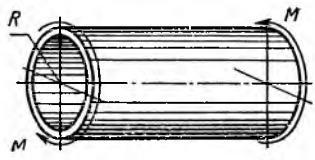


Рис. 51. Цилиндрическая оболочка, нагруженная скручивающими моментами

Для некоторых отношений l/R и R/δ значения n приведены в табл. 20.

Цилиндрическая оболочка, нагруженная скручивающими моментами M (рис. 51).

Для длинной оболочки при любом способе закрепления ее торцов критический скручивающий момент

$$(M)_{кр} = \frac{\pi \sqrt{2E}}{3(1-\mu^2)^{3/4}} \sqrt{R\delta^5}. \quad (118)$$

Если радиус трубы R соизмерим с ее длиной, то критический момент

$$(M)_{кр} = k \frac{2\pi E R^2 \delta^3}{(1-\mu^2) l^2}, \quad (119)$$

где k — безразмерный коэффициент, зависящий от способа закрепления торцов трубы.

Если торцы трубы защемлены, то

$$k = 4{,}6 + \sqrt{7{,}8 + 1{,}67 \left(\frac{l^2}{2R\delta} \sqrt{1-\mu^2}\right)^{3/2}};$$

для трубы с шарнирно закрепленными торцами

$$k = 2{,}8 + \sqrt{2{,}6 + 1{,}40 \left(\frac{l^2}{2R\delta} \sqrt{1-\mu^2}\right)^{3/2}}$$

20. Значения n

$\frac{l}{R}$	$\frac{R}{\delta}$			
	250	200	50	25
∞	2	2	2	2
10	4	3	2	2
5	5	4	3	3
2	8	6	5	4

ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНЫЙ ИЗГИБ

Если на брус малой жесткости действуют и поперечные и продольные нагрузки (рис. 52), то последние помимо нормальных сил вызывают изгибающие моменты, которые зависят от величины прогиба.

Наибольшее сжимающее напряжение в текущем сечении

$$\sigma_z = \frac{S}{F} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{Sv}{W_x}, \qquad (120)$$

где S — продольная сжимающая сила; M_x — изгибающий момент в текущем сечении, вызванный только поперечной нагрузкой; v — прогиб в текущем сечении, вызванный как поперечной, так и продольной нагрузкой; F — площадь поперечного сечения; W_x — осевой момент сопротивления в плоскости действия поперечной нагрузки.

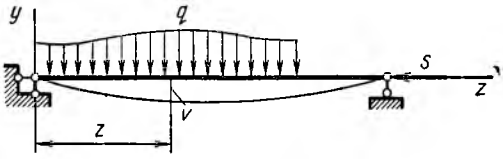


Рис. 52. Продольно-поперечный изгиб бруса

Расчет на прочность в этом случае связан с необходимостью определения прогиба. При продольно-поперечном изгибе принцип сложения действия сил неприменим, поэтому прогибы нельзя определять с помощью интеграла Мора и способом Верещагина. Перемещения при продольно-поперечном изгибе определяют интегрированием дифференциального уравнения упругой линии.

Для стержней с шарнирнозакрепленными концами, а также для консольных балок, нагруженных поперечными силами, направленными в одну сторону, прогиб v при продольно-поперечном изгибе может быть определен по приближенной формуле

$$v = \frac{v_п}{1 - S/S_э}, \qquad (121)$$

где $v_п$ — прогиб, вызванный лишь поперечными силами; $S_э = \frac{\pi^2 E J_x}{(\mu l)^2}$ — Эйлерова сила (здесь EJ_x — жесткость в плоскости действия поперечных сил); l — длина стержня; μ — коэффициент приведенной длины (см. табл. 13 и 14).

Напряжения при продольно-поперечном изгибе возрастают быстрее, чем нагрузки; коэффициент запаса n в этом случае определяют из уравнения

$$\sigma_T = \frac{Sn}{F} + \frac{M_x n}{W_x} + \frac{Sv_п n^2}{W_x (1 - Sn/S_э)}. \qquad (122)$$

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

Детали машин, испытывающие действие переменных напряжений, во многих случаях разрушаются при напряжениях, меньших предела прочности $\sigma_в$, а иногда при напряжениях, меньших предела текучести $\sigma_т$.

Напряжения изменяются во времени, как правило, периодически от некоторого максимального значения σ_{max} до минимального σ_{min} (рис. 53). Прочность материала мало зависит от закона изменения напряжений и в основном определяется величиной и знаком максимального напряжения σ_{max}, а также минимального напряжения σ_{min}.

Случаи изменения напряжений (рис. 53, *а* и *б*), максимальное и минимальное значения которых одинаковы, можно считать эквивалентными. Частота изменения напряжений до 1000 Гц также не оказывает существенного влияния на прочность.

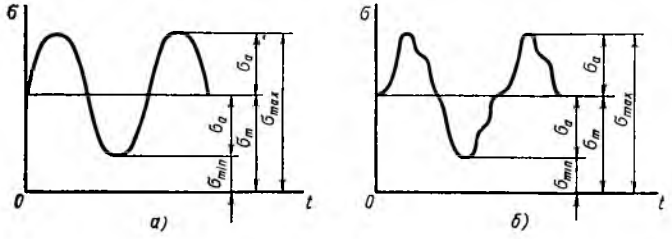


Рис. 53. Графики изменения напряжения во времени

Совокупность всех значений напряжений, соответствующих периоду его изменения, называется *циклом переменных напряжений*.

Характеристиками цикла переменных напряжений являются: σ_{max} — максимальное напряжение цикла; σ_{min} — минимальное напряжение цикла; σ_m — среднее напряжение цикла, σ_a — амплитуда напряжений цикла.

Среднее напряжение и амплитуда цикла связаны с максимальным и минимальным напряжениями цикла соотношениями

$$\left.\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \end{aligned}\right\} \qquad (123)$$

или

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a; \quad \sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a. \qquad (124)$$

Цикл может быть определен либо его максимальным и минимальным напряжениями, либо средним напряжением и амплитудой цикла.

Среднее напряжение цикла может быть положительным, отрицательным или равным нулю; амплитуда цикла всегда положительная величина.

Если $\sigma_{min} = -\sigma_{max}$, то цикл называется *симметричным*, если $|\sigma_{min}| \neq |\sigma_{max}|$ — *асимметричным*. Степень асимметрии цикла характеризуется коэффициентом асимметрии цикла

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}. \qquad (125)$$

Для симметричного цикла $R = -1$.

Частные случаи асимметричного цикла, когда $\sigma_{min} = 0$ или $\sigma_{max} = 0$, называют *пульсационными циклами*. Первый из них ($\sigma_{min} = 0$; $\sigma_m > 0$; $R = 0$) — пульсационный цикл растяжения, а второй ($\sigma_{max} = 0$; $\sigma_m < 0$; $R = -\infty$) — пульсационный цикл сжатия.

Постоянное во времени напряжение можно рассматривать как частный случай асимметричного цикла, амплитуда которого равна нулю ($\sigma_m = \sigma_{max} = \sigma_{min}$; $\sigma_a = 0$; $R = +1$).

Характеристикой прочности материала при переменных напряжениях является предел выносливости.

Пределом выносливости называется наибольшее (по абсолютной величине) значение напряжения цикла, при котором не происходит разрушения образца при заданном числе циклов напряжений N_0, называемом базой (для сталей обычно $N_0 = 10^7$, для цветных сплавов $N_0 = (5 \div 10) \cdot 10^7$).

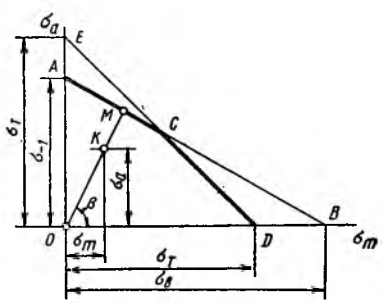


Рис. 54. Диаграмма предельных циклов в координатах σ_m, σ_a

Предел выносливости в случае одноосного напряженного состояния (растяжение—сжатие, изгиб) обозначается буквой σ, а в случае чистого сдвига — буквой τ с индексом, указывающим величину коэффициента асимметрии цикла, при котором определяли величину предела выносливости. Например, пределы выносливости при симметричном ($R = -1$) и пульсационном ($R = 0$) циклах в случае одноосного напряженного состояния обозначают соответственно σ_{-1} и σ_0. При постоянных напряжениях ($R = +1$) пределу выносливости σ_{+1} соответствует предел прочности материала $\sigma_в$, т. е. $\sigma_{+1} = \sigma_в$.

Зависимость предела выносливости σ_R от степени асимметрии цикла изображают в виде диаграмм, называемых диаграммами предельных циклов или предельных напряжений. Эти диаграммы строят либо в координатах σ_m, σ_a, либо в координатах σ_m, σ_{max} и σ_{min}.

Диаграмма первого типа (рис. 54) выражает зависимость предельной амплитуды $\sigma_{a\,пр}$ от предельного среднего напряжения $\sigma_{m\,пр}$ циклов. Эта зависимость определяется кривой AB, которую строят на основании экспериментальных данных.

Любому циклу на рассматриваемой диаграмме соответствует какая-либо одна точка K, координаты которой в масштабе диаграммы равны среднему напряжению σ_m и амплитуде σ_a данного цикла. Каждый луч, выходящий из начала координат, представляет собой геометрическое место точек, соответствующих *подобным циклам*, т. е. имеющим одинаковый коэффициент асимметрии R. Чтобы определить с помощью диаграммы величину предела выносливости σ_R при некотором цикле с коэффициентом асимметрии R, следует из начала координат провести луч OM (до пересечения с предельной кривой AB) под углом β к оси σ_m, определяемым из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1 - R}{1 + R}. \qquad (125)$$

Координаты точки пересечения M проведенного луча с линией AB изображают в масштабе диаграммы предельные напряжения ($\sigma_{m\,пр}$ и $\sigma_{a\,пр}$) цикла с заданным коэффициентом асимметрии R. Предел выносливости для данного цикла определяется суммой координат точки M.

Поскольку для пластичных материалов предел текучести является предельным напряжением, кривая AB ограничивается прямой DE, отсекающей на координатных осях отрезки OD и OE, равные в масштабе диаграммы пределу текучести $\sigma_т$. Сумма координат каждой точки пря-

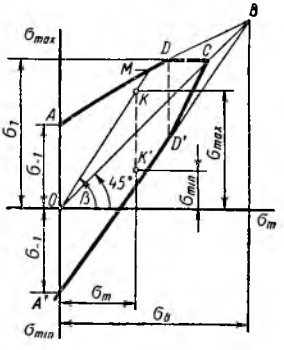


Рис. 55. Диаграмма предельных циклов в координатах σ_m, σ_{max} и σ_{min}

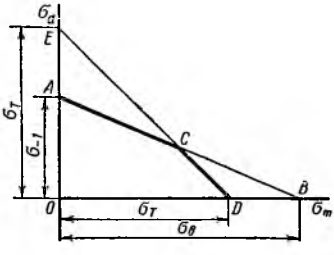


Рис. 56. Схематизированная диаграмма предельных циклов

мой DE дает значение предела текучести $\sigma_т$, т. е. точки этой прямой соответствуют циклам, максимальное напряжение которых равно пределу текучести. Таким образом, предельные циклы характеризуются точками ломаной ACD.

Диаграмма второго типа (рис. 55) изображает зависимости предельных значений максимального и минимального напряжений $\sigma_{max\,пр}$ и $\sigma_{min\,пр}$ от величины предельного среднего напряжения ($\sigma_{m\,пр}$) циклов. Эти зависимости определяются кривыми AB и $A'B$, которые строят по экспериментальным данным. Кривая AB изображает зависимость предельных максимальных напряжений от предельных средних напряжений циклов. Любой цикл на этой диаграмме характеризуется двумя точками K и K' (см. рис. 55), абсциссы которых равны и соответствуют среднему напряжению цикла σ_m, а ординаты в масштабе диаграммы равны соответственно максимальному σ_{max} и минимальному σ_{min} напряжениям цикла. Например, предельному симметричному циклу соответствуют точки A и A', абсциссы которых $\sigma_m = 0$.

Для определения предела выносливости при каком-либо цикле с коэффициентом асимметрии R необходимо из начала координат данной диаграммы провести луч OM под углом β к оси σ_m до пересечения с линией AB; угол β определяется из выражения

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{2}{1+R}. \qquad (126)$$

Предел выносливости при данном коэффициенте асимметрии определится в масштабе диаграммы ординатой точки пересечения проведенного луча с кривой AB.

Чтобы исключить циклы, при которых возникают пластические деформации, диаграмму ограничиваем прямыми CD и CD' (см. рис. 55). Таким образом, диаграмма предельных циклов в данных координатах будет изображаться ломаной $ADCD'A'$.

Ввиду сложности получения экспериментальных данных для построения предельных кривых последние обычно заменяют прямыми.

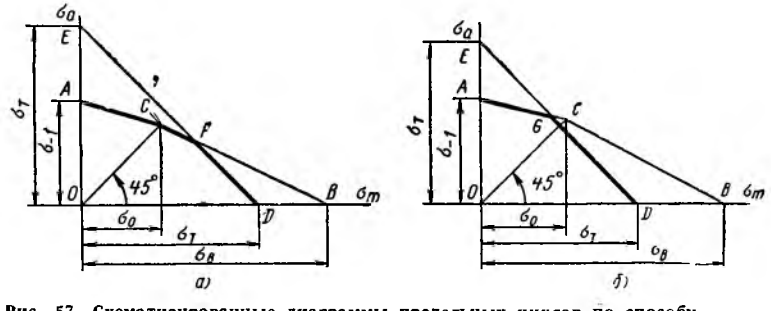


Рис. 57. Схематизированные диаграммы предельных циклов по способу С. В. Серенсена и Р. С. Кинасошвили

Такие диаграммы называют *схематизированными*. В практике распространены два способа схематизации диаграмм предельных циклов.

На рис. 56 изображена схематизированная диаграмма в координатах σ_m, σ_a, где предельная кривая AB (см. рис. 54) заменена прямой AB, которая определяется уравнением

$$\frac{\sigma_{a\,\text{пр}}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{m\,\text{пр}}}{\sigma_B} = 1. \qquad (127)$$

При построении данной схематизированной диаграммы используют три характеристики материала: σ_B, σ_T и σ_{-1}. Кривая предельных циклов определяется ломаной ACD.

По второму способу схематизации (предложен С. В. Серенсеном и Р. С. Кинасошвили) начальный участок предельной кривой AB (рис. 57, *а*) заменяют прямой, проходящей через точки A и C, соответствующие симметричному и пульсационному предельным циклам.

Уравнение прямой имеет вид

$$\frac{\sigma_{a\,\text{пр}}}{\sigma_{-1}} + \psi \frac{\sigma_{m\,\text{пр}}}{\sigma_{-1}} = 1, \qquad (128)$$

где

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \qquad (129)$$

Остальную часть предельной кривой (участок *CB* на рис. 57) заменяем прямой *CB*, уравнение которой

$$\psi' \frac{\sigma_{a\,\text{пр}}}{\sigma_в} + \frac{\sigma_{m\,\text{пр}}}{\sigma_в} = 1, \tag{130}$$

где

$$\psi' = \frac{2\sigma_в - \sigma_0}{\sigma_0}. \tag{131}$$

Кривая предельных циклов при данной схематизации изображается ломаной *ACFD*, для построения которой используют четыре характеристики материала: $\sigma_в$, $\sigma_т$, σ_{-1} и σ_0. Для некоторых материалов в зависимости от соотношения этих характеристик диаграмма предельных циклов, схематизированная по способу С. В. Серенсена и Р. С. Кинасошвили, не имеет участка *CF* и принимает вид, показанный на рис. 57, *б*. В этом случае кривая предельных циклов изображается ломаной *AGD*.

Аналогично могут быть схематизированы также и диаграммы в координатах σ_m, $\sigma_{\max}$ и $\sigma_{\min}$.

Влияние различных факторов на прочность при переменных напряжениях

Существенное влияние на предел выносливости детали оказывают концентрация напряжений, размеры детали и состояние ее поверхности.

Влияние концентрации напряжений. Разрушение деталей при переменных напряжениях происходит вследствие прогрессивно развивающейся трещины, которая возникает в наиболее напряженном месте детали. Поэтому прочность при переменных напряжениях тесно связана с местными напряжениями, развивающимися вблизи отверстий, выточек, шпоночных канавок, галтелей, резьбы, входящих углов, рисок, а также в местах внутренних дефектов материала: трещин, включений и т. д. Эти места (например, вблизи надрезов), являющиеся причиной возникновения местных напряжений, называют *концентраторами напряжений*. Явление возникновения местных напряжений называется *концентрацией напряжений*.

Местные напряжения возникают в очень небольших объемах, в которых не только увеличивается интенсивность напряжения, но меняется и характер напряженного состояния. По своей величине местные напряжения значительно превышают номинальные напряжения, вычисленные по формулам сопротивления материалов в предположении отсутствия концентрации напряжений.

Отношение наибольшего напряжения в зоне концентрации к номинальному напряжению в том же месте называется теоретическим коэффициентом концентрации напряжений:

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\text{наиб}}}{\sigma_н}; \quad \alpha_\tau = \frac{\tau_{\text{наиб}}}{\tau_н}. \tag{132}$$

Теоретические коэффициенты концентрации, определяемые методами теории упругости, а также некоторыми экспериментальными методами,

*

основанными на предположении о совершенной однородности и идеальной упругости материала, не отражают природы последнего. Благодаря локальным пластическим деформациям и неоднородности материала в его малых объемах действительные местные напряжения в деталях машин меньше теоретических.

Влияние концентрации напряжений на величину предела выносливости деталей оценивается эффективным коэффициентом концентрации напряжений.

При постоянных напряжениях у деталей из хрупкого материала однородной структуры (например, из закаленной инструментальной стали) эффективный коэффициент концентрации напряжений близок

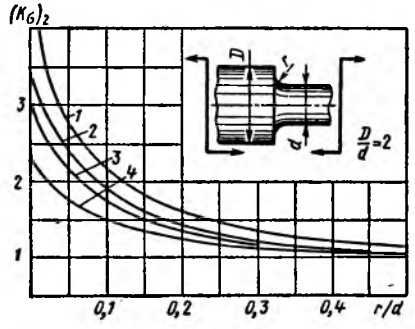


Рис. 58. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с отношением диаметров $D/d = 2$ при изгибе в зависимости от отношения r/d для сталей с пределом прочности:
1 — $\sigma_в = 120$ кгс/мм²; *2* — $\sigma_в = 100$ кгс/мм²; *3* — $\sigma_в = 80$ кгс/мм²; *4* — $\sigma_в = 40 \div 60$ кгс/мм²

к теоретическому. При статическом нагружении деталей из пластичного материала эффективный коэффициент концентрации напряжений близок к единице, и местные напряжения не влияют на прочность.

При переменных напряжениях концентрация последних существенно понижает прочность деталей. Эффективным коэффициентом концентрации K_σ или K_τ при напряжениях, переменных во времени, называется отношение предела выносливости, определенного на гладком образце, к пределу выносливости образца с концентратором напряжений:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_R}{(\sigma_R)_к} \text{ или } K_\tau = \frac{\tau_R}{(\tau_R)_к}. \qquad (133)$$

Обычно эффективные коэффициенты концентрации определяют при симметричном цикле изменения напряжений ($R = -1$).

Ниже приведены значения эффективных коэффициентов концентрации для наиболее часто встречающихся концентраторов напряжений.

Галтель. На рис. 58 приведены графики, по которым в зависимости от отношения r/d и предела прочности $\sigma_в$ могут быть определены значения $(K_\sigma)_2$ при симметричном изгибе образцов диаметром $d = 30$ мм и $D = 60$ мм. Индекс 2 соответствует отношению диаметров $D/d = 2$. Для валов с другими отношениями диаметров ступеней D/d

$$K_\sigma = 1 + \eta[(K_\sigma)_2 - 1], \qquad (134)$$

где η — поправочный коэффициент, зависящий от отношения D/d (рис. 59).

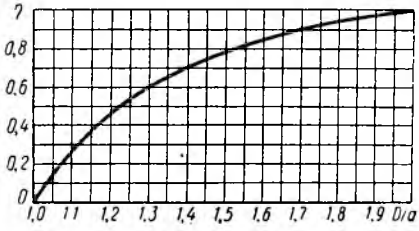


Рис. 59. Поправочный коэффициент η при симметричном изгибе в зависимости от отношения D/d

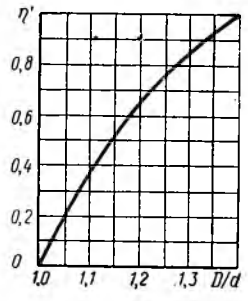


Рис. 60. Поправочный коэффициент η' при кручении в зависимости от отношения D/d

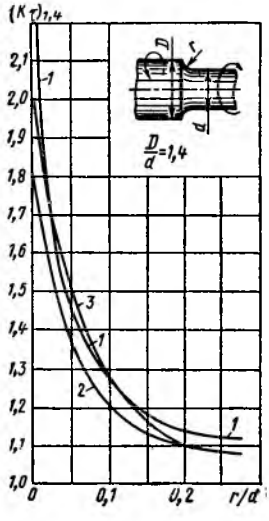


Рис. 61. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений $(K_\tau)_{1,4}$ для валов с отношением диаметров $D/d = 1,4$ при кручении в зависимости от отношения r/d для сталей с пределом прочности:

1 — $\sigma_в = 120$ кгс/мм²; *2* — $\sigma_в = 60$ кгс/мм²; *3* — $\sigma_в = 40$ кгс/мм²

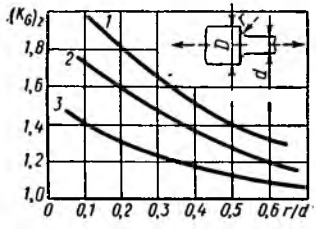


Рис. 62. Эффективный коэффициент концентрации при растяжении сжатии ступенчатого бруса с галтелью при $D/d = 2$ для сталей с пределом прочности: *1* — $\sigma_в = 120$ кгс/мм²; *2* — $\sigma_в = 80$ кгс/мм²; *3* — $\sigma_в = 40$ кгс/мм²

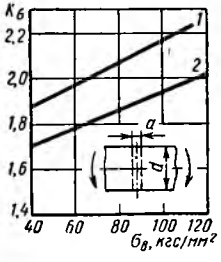


Рис. 63 Эффективный коэффициент концентрации для стальных брусьев с поперечным отверстием при изгибе: *1* — $a/d = 0,050 \div 0,1$; *2* — $a/d = 0,15 \div 0,25$

При кручении вала с галтелью

$$K_\tau = 1 + \eta' [(K_\tau)_{1,4} - 1], \qquad (135)$$

где η' — поправочный коэффициент, зависящий от отношения D/d диаметров ступеней вала (рис. 60); $(K_\tau)_{1,4}$ — эффективный коэффициент концентрации образца диаметром $d = 12$ мм и с отношением $D/d = 1{,}4$, определяемый по кривым на рис. 61 в зависимости от отношения r/d и предела прочности $\sigma_в$.

Значения K_σ при растяжении—сжатии ступенчатого бруса с галтелью подсчитывают по формуле (134), где $(K_\sigma)_2$ определяют в зависимости от r/d и $\sigma_в$ по рис. 62, а поправочный коэффициент η в зависимости от D/d по рис. 59.

Поперечное отверстие. Эффективные коэффициенты для стальных брусьев с поперечным отверстием при изгибе определяют по рис. 63, а при кручении — по рис. 64; при растяжении—сжатии эффективный коэффициент концентрации принимаем таким же, как и при изгибе.

Для чугунных брусьев с поперечным отверстием определяют значения K_σ при изгибе по рис. 65 с учетом поправочного коэффициента ζ в зависимости от $\sigma_в$ (рис. 66) и K_τ при кручении — по рис. 67.

Кольцевая выточка. Значения K_σ при изгибе стальных брусьев с кольцевой канавкой полукруглого профиля вычисляют по формуле

$$K_\sigma = 1 + \eta [(K_\sigma)' - 1], \qquad (136)$$

где η — поправочный коэффициент (рис. 68); $(K_\sigma)'$ — эффективный коэффициент концентрации, определяемый по рис. 69 при $t/r = 1$ в зависимости от отношения r/d и предела прочности $\sigma_в$.

При растяжении—сжатии стальных брусьев с кольцевой канавкой значения K_σ можно вычислять, как и при изгибе, также по формуле (136).

Приближенные значения K_τ при кручении стальных валов с кольцевой выточкой можно вычислять по формуле

$$K_\tau = 1 + 0{,}6 (K_\sigma - 1), \qquad (137)$$

где K_σ — коэффициент, определяемый по формуле (136).

При изгибе чугунных брусьев с кольцевой канавкой значения $K_\sigma = \xi (K_\sigma)'$ определяют по графикам, представленным на рис. 70.

Посадки с натягом. Прочность валов при переменных напряжениях снижается, если на них посажены с натягом втулки, ступицы, кольца и т. п. По данным работы [3] отношение эффективного коэффициента концентрации к масштабному фактору $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_м}$ при изгибе валов с посаженными деталями можно вычислять по формуле

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_м} = \xi' \xi'' \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_м}\right)_0, \qquad (138)$$

где ξ' — поправочный коэффициент, учитывающий влияние предела прочности $\sigma_в$ (рис. 72); ξ'' — поправочный коэффициент, учитывающий влияние давления посадки (рис. 73); $\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_м}\right)_0$ определяется по рис. 71 при $\sigma_в = 50$ кгс/мм^2 и давлении посадки $p \geqslant 3$ кгс/мм^2.

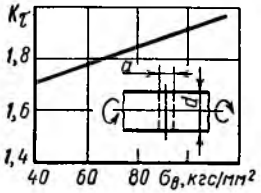


Рис. 64. Эффективный коэффициент концентрации для стальных брусьев с поперечным отверстием при кручении

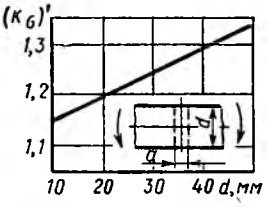


Рис. 65. Эффективный коэффициент концентрации для чугунного бруса с поперечным отверстием [$a = (0{,}1 \div 0{,}15)d$] при изгибе (см. рис. 66)

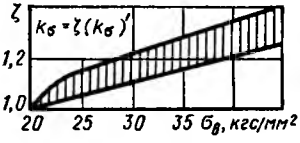


Рис. 66. Поправочный коэффициент к эффективному коэффициенту, приведенному на рис. 65; верхняя граница соответствует высоколегированным чугунам, нижняя — легированным чугунам

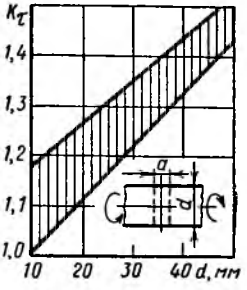


Рис. 67. Эффективный коэффициент концентрации для чугунного бруса с поперечным отверстием при кручении ($a \approx 0{,}1d$)

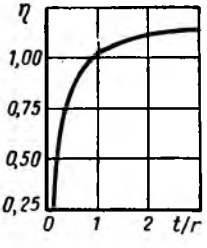


Рис. 68. Поправочный коэффициент к формуле (136)

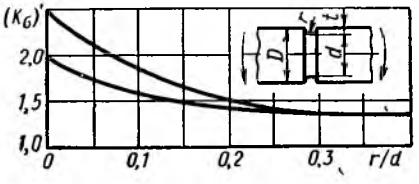


Рис. 69. Эффективный коэффициент концентрации при изгибе стальных брусьев с полукруглой кольцевой канавкой [см. формулу (136)]:
1 — $\sigma_в = 100$ кгс/мм²; *2* — $\sigma_в = 50$ кгс/мм²

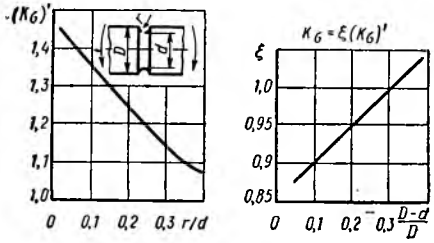


Рис. 70. Эффективный коэффициент концентрации при изгибе брусьев из серого чугуна с кольцевой канавкой ($\sigma_в$ = 29 кгс/мм²)

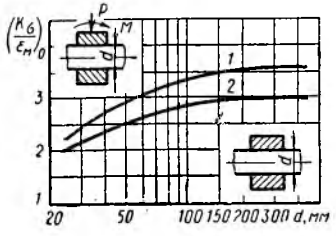


Рис. 71. Эффективный коэффициент концентрации при посадке деталей с натягом:

1 — через напрессованную деталь передается сила или момент; *2* — через напрессованную деталь не передается усилий

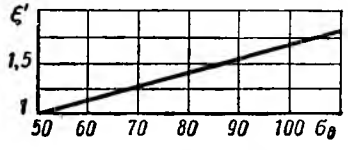


Рис. 72. Поправочный коэффициент ξ'

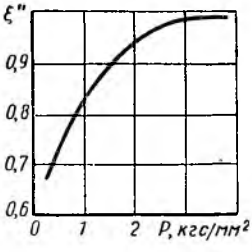


Рис. 73. Поправочный коэффициент ξ''

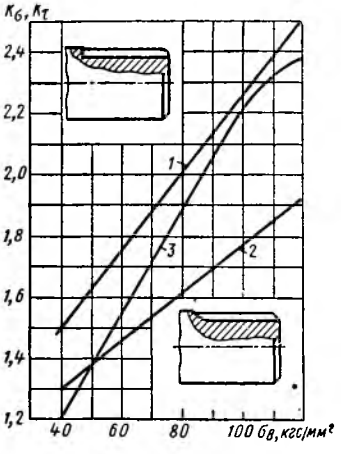


Рис. 74. Эффективные коэффициенты концентрации для валов со шпоночной канавкой:

1 — при изгибе, когда канавка выполнена торцовой фрезой; *2* — при изгибе, когда канавка выполнена дисковой фрезой; *3* — при кручении для обоих способов получения канавки

Шпоночные канавки. Эффективные коэффициенты концентрации для валов со шпоночной канавкой, выполненной торцовой или дисковой фрезой, можно определять на основании работы [4] по рис. 74. При этом номинальные напряжения следует вычислять по нетто-сечению.

Для детали, напрессованной на вал со шпонкой, за эффективный коэффициент концентрации следует принимать больший из двух, полученных для напрессовки и для шпонки.

Значения эффективных коэффициентов концентрации для зубчатых (шлицевых) валов приведены в табл. 21 [4].

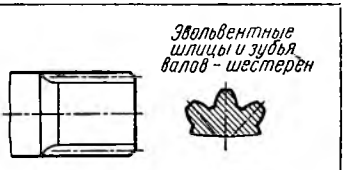
Эффективные коэффициенты концентрации приближенно можно вычислять по формуле

$$K = 1 + q(\alpha - 1), \quad (139)$$

где q — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; α — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Для высокопрочных легированных сталей величина q близка к единице; для конструкционных углеродистых сталей $q = 0{,}6 \div 0{,}8$, причем более прочным сталям соответствуют бо́льшие значения q. Для чугунов $q \approx 0$.

21. Эффективные коэффициенты концентрации для зубчатых (шлицевых) валов



$\sigma_в$, кгс/мм²	K_σ	K_τ	
		Прямобочные зубья (шлицы)	Эвольвентные зубья (шлицы)
40	1,35	2,10	1,40
50	1,45	2,25	1,43
60	1,55	2,36	1,46
70	1,60	2,45	1,49
80	1,65	2,55	1,52
90	1,70	2,65	1,55
100	1,72	2,70	1,58
120	1,75	2,80	1,60

Влияние качества обработки поверхности. Риски и другие дефекты поверхности детали после ее механической обработки являются концентраторами напряжений и понижают предел выносливости: у высокопрочных сталей это сказывается сильнее, чем у низкопрочных.

При расчете на прочность влияние качества обработки поверхности учитывается *фактором поверхности* $\varepsilon_п$; этот коэффициент равен отношению предела выносливости образца, поверхность которого обработана так же, как у рассчитываемой детали, к пределу выносливости образца со шлифованной поверхностью.

На рис. 75 приведены кривые, позволяющие определить для стали фактор поверхности $\varepsilon_п$ в зависимости от состояния поверхности детали и предела прочности $\sigma_в$.

Для повышения прочности деталей при переменных напряжениях широко применяют такие технологические операции, упрочняющие поверхностные слои, как: цементация, азотирование, высокочастотная закалка, дробеструйная обработка, а также обкатка.

Влияние размеров деталей. При увеличении размеров образцов предел выносливости понижается.

В расчетах влияние поперечных размеров детали учитывают, вводя коэффициент, который называется *масштабным фактором* $\varepsilon_м$ и представляет собой отношение предела выносливости образца данного диа-

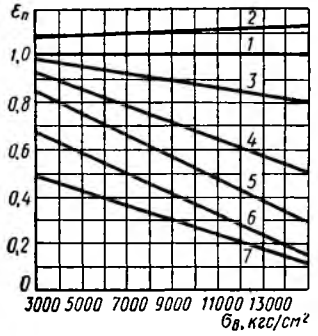


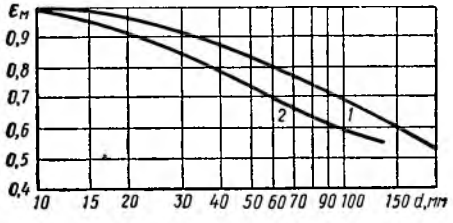
Рис. 75. Фактор поверхности в зависимости от состояния поверхности детали и предела прочности $\sigma_в$:

1 — шлифованная поверхность; *2* — полированная поверхность; *3* — поверхность после чистовой обточки; *4* — грубо обточенная поверхность; *5* — необработанная поверхность после прокатки; *6* — поверхность, корродированная в пресной воде; *7* — поверхность, корродированная в морской воде

метра к пределу выносливости образца диаметром 10 мм. При этом предполагают, что состояние поверхности образцов одинаково. На рис. 76 приведены зависимости масштабного фактора при изгибе и кручении вала от диаметра *d*.

Рис. 76. Масштабный фактор при изгибе и кручении валов в зависимости от диаметра:

1 — углеродистая сталь; *2* — легированная сталь



Величина масштабного фактора зависит также от конфигурации детали, технологии ее изготовления и т. д. Поэтому приведенные на рис. 76 кривые не характеризуют полностью влияния размеров деталей на прочность при переменных напряжениях, а дают лишь приближенную оценку этого влияния.

Расчет на прочность

Прочность деталей при переменных напряжениях зависит от конструктивного оформления, технологии изготовления, а также условий эксплуатации. Поэтому расчет на прочность при переменных напряжениях носит поверочный характер и заключается в определении коэффициента запаса. Оценивают коэффициенты запаса в процессе проектирования с учетом конкретных технических и экономических условий.

Расчеты на прочность при одноосном состоянии и чистом сдвиге. При растяжении, сжатии и чистом изгибе брусьев напряженное со-

стояние — одноосное. При поперечном изгибе бруса сплошного сечения касательными напряжениями в поперечном сечении пренебрегают и производят расчет так же, как и в случае одноосного напряженного состояния.

Обычно коэффициент запаса n детали по разрушению при переменных напряжениях определяют по формулам, полученным с помощью диаграммы предельных циклов (см. рис. 56 и 57). При этом предполагают, что при увеличении интенсивности нагружения тип напряженного состояния не меняется и циклы изменения напряжений остаются подобными.

При расчете деталей из пластичных материалов наряду с вычислением коэффициента запаса n по разрушению необходимо определить коэффициент запаса по текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}}, \tag{140}$$

где σ_T — предел текучести материала; σ_{max} — максимальное напряжение данного цикла.

На основании схематизированной диаграммы (см. рис. 56) коэффициент запаса по разрушению

$$n = \frac{1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\text{п}\varepsilon_\text{м}} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_\text{в}}}, \tag{141}$$

где σ_a и σ_m — амплитуда и среднее напряжение данного цикла; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле; $\sigma_\text{в}$ — предел прочности; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\varepsilon_\text{п}$ — фактор поверхности; $\varepsilon_\text{м}$ — масштабный фактор.

При расчете деталей, находящихся в условиях чистого сдвига, коэффициент запаса по разрушению

$$n = \frac{1}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\text{п}\varepsilon_\text{м}} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_\text{в}}}, \tag{142}$$

а коэффициент запаса по текучести

$$n_T = \frac{\tau_T}{\tau_{max}}, \tag{143}$$

где $\tau_\text{т}$ — предел текучести при чистом сдвиге.

Если для данного материала известна величина предела выносливости при пульсационном цикле σ_0, то коэффициент запаса по разрушению рекомендуется определять на основании схематизированной диаграммы Серенсена—Кинасошвили (см. рис. 57). В этом случае коэффициент запаса по разрушению

$$n = \frac{1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\text{п}\varepsilon_\text{м}} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \psi\frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}, \tag{144}$$

если данному циклу соответствует точка в области OAC (см. рис. 57, *а*);

$$n = \frac{1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\text{п}\varepsilon_\text{м}}\psi'\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_\text{в}}}, \tag{145}$$

если точка, соответствующая данному циклу, расположена в области $OCFD$ (см. рис. 57, *а*).

Здесь

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi' = \frac{2\sigma_\text{в} - \sigma_0}{\sigma_0}. \tag{146}$$

При расчете следует определить коэффициент запаса по разрушению n как по формуле (144), так и по формуле (145), а также коэффициент запаса по текучести $n_\text{т}$.

Расчеты на прочность при совместном изгибе и кручении. Если стальной вал работает на изгиб и кручение, то коэффициент запаса по разрушению

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \tag{147}$$

где n_σ — коэффициент запаса по нормальным напряжениям, вычисляемый по формуле (141); n_τ — коэффициент запаса по касательным напряжениям, вычисляемый по формуле (142).

Коэффициент запаса по текучести $n_\text{т}$ определяется на основании гипотез прочности при статическом нагружении.

В случае хрупкого материала (чугун) коэффициент запаса по разрушению n определяется из уравнения

$$\left(\frac{n}{n_\sigma}\right)^2(\varkappa - 1) + \frac{n}{n_\sigma}(2 - \varkappa) + \left(\frac{n}{n_\tau}\right)^2 = 1, \tag{148}$$

где $\varkappa = \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}$, n_σ и n_τ — коэффициенты запаса, определяемые соответственно по формулам (141) и (142).

Перемещения и напряжения при ударной нагрузке

Перемещения, а также напряжения, возникающие в упругой системе при ударной нагрузке, могут быть приближенно определены через соответствующие перемещения и напряжения при статическом приложении данной нагрузки путем умножения их на динамический коэффициент $k_\text{дин}$. Динамический коэффициент определяется экспериментально. В простейших случаях он может быть определен аналитически.

Продольный удар. Вертикальный стержень длиной l верхним концом защемлен (рис. 77). Груз P падает с высоты h на заплечик mn и растягивает стержень.

Если масса стержня мала по сравнению с массой ударяющего тела, то динамическое удлинение стержня Δl

$$\Delta l = \Delta l_\text{ст} k_\text{дин} = \Delta l_\text{ст}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta l_\text{ст}}}\right) \tag{149}$$

или

$$\Delta l = \Delta l_{ст} k_{дин} = \Delta l_{ст}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\,\Delta l_{ст}}}\right), \qquad (150)$$

где $v = \sqrt{2gh}$ — скорость груза в конце падения (в момент начала удара); $\Delta l_{ст}$ — статическое удлинение стержня под действием груза.

Если $v = 0$, то $\Delta l = 2\,\Delta l_{ст}$, т. е. внезапно приложенный (без начальной скорости) груз P вызывает удлинение в 2 раза больше статического.

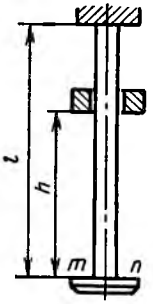


Рис. 77. Продольный удар грузом P, падающим с высоты h

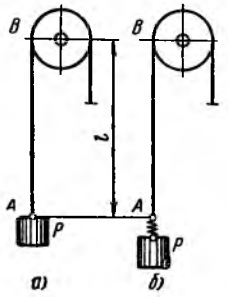


Рис. 78. К определению динамических напряжений в канате при внезапной остановке

При значительной высоте падения h величина $\Delta l_{ст}$ пренебрежимо мала по сравнению с h и динамический коэффициент

$$k_{дин} = \sqrt{\frac{2h}{\Delta l_{ст}}} = \sqrt{\frac{v^2}{g\,\Delta l_{ст}}}. \qquad (151)$$

Напряжение при продольном ударе

$$\sigma = \sigma_{ст} k_{дин} = \frac{P}{F}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\,\Delta l_{ст}}}\right). \qquad (152)$$

Динамический коэффициент $k_{дин}$ зависит от величины статического удлинения $\Delta l_{ст}$. Поэтому напряжение при ударе зависит не только от площади поперечного сечения F, но и от длины стержня l. Чем больше l, тем меньше будут напряжения при ударе.

Влияние массы стержня весом Q, воспринимающего удар, учитывается коэффициентом приведенной массы k.

Динамический коэффициент, учитывающий влияние массы стержня,

$$k_{дин} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\,\Delta l_{ст}} \cdot \frac{1}{1 + kQ/P}}, \qquad (153)$$

где k — коэффициент приведенной массы; Q — вес стержня; P — вес падающего груза.

Пример. Груз $P = 4500$ кгс (рис. 78, *а*) опускается на стальном канате AB со скоростью $v = 1$ м/с. Когда груз опустился на $l = 20$ м, верхний конец B

каната внезапно остановился. Найти динамические напряжения каната и выяснить, на сколько они уменьшатся, если между грузом и канатом будет поставлена пружина (рис. 78, *б*), для растяжения которой на 1 см требуется приложить силу, равную 300 кгс. Площадь поперечного сечения каната $F = 15$ см², модуль упругости $E = 2 \cdot 10^6$ кгс/см².

Динамические напряжения каната *

$$\sigma = k_{\text{дин}} \sigma_{\text{ст}},$$

где

$$k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\,\Delta l_{\text{ст}}}};$$

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4500}{15} = 300 \text{ кгс/см}^2.$$

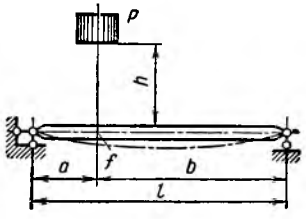


Рис. 79. Изгиб двухопорной балки грузом P, падающим с высоты h

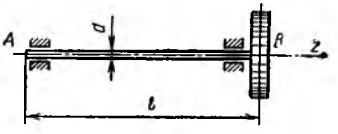


Рис. 80. Крутящий удар

При отсутствии пружины

$$\Delta l_{\text{ст}} = \frac{Pl}{EF} = \frac{4500 \cdot 2000}{2 \cdot 10^6 \cdot 15} = 0{,}3 \text{ см};$$

тогда

$$k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{100^2}{981 \cdot 0{,}3}} = 6{,}92,$$

а динамическое напряжение

$$\sigma = 6{,}92 \cdot 300 \approx 2080 \text{ кгс/см}^2.$$

Если между грузом и канатом поставлена пружина, то

$$\Delta l_{\text{ст}} = 0{,}3 + \frac{4500}{300} = 15{,}3 \text{ см}; \quad k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{100^2}{981 \cdot 15{,}3}} = 2{,}29,$$

т. е. динамические напряжения существенно снижаются:

$$\sigma = 2{,}29 \cdot 300 \approx 690 \text{ кгс/см}^2.$$

Изгибающий удар. Балка, концы которой закреплены шарнирно, изгибается грузом P, падающим с высоты h (рис. 79).

Динамический коэффициент определяется по формуле

$$k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{\text{ст}}} \cdot \frac{1}{1 + kQ/P}}, \qquad (154)$$

* Напряжения при ударной нагрузке следует вычислять без учета собственной массы упругой системы.

где $f_{ст}$ — статический прогиб в месте удара; Q — вес балки; k — коэффициент приведенной массы, который в данном случае составляет

$$k = \frac{1}{105}\left[1 + 2\left(1 + \frac{l^2}{ab}\right)^2\right]. \qquad (155)$$

Если груз P падает на среднее сечение балки, то $k = \frac{17}{35}$. В случае падения груза P на свободный конец консольной балки коэффициент приведенной массы $k = \frac{33}{140}$.

Прогиб f и напряжение σ при изгибающем ударе определяются по формулам

$$f = k_{дин} f_{ст}; \quad \sigma = k_{дин}\sigma_{ст}, \qquad (156)$$

где $f_{ст}$ — статический прогиб; $\sigma_{ст}$ — напряжение, вызванное статическим действием груза (при вычислении σ коэффициент приведенной массы k принимают равным нулю).

Если h велико по сравнению с $f_{ст}$, а масса балки мала по сравнению с массой ударяющего груза, то

$$k_{дин} = \sqrt{\frac{2h}{f_{ст}}} = \frac{v}{\sqrt{gf_{ст}}}. \qquad (157)$$

Крутящий удар. Диск В, имеющий момент инерции J относительно оси вращения z (рис. 80), скреплен с валом и вращается с постоянной угловой скоростью ω. При внезапной остановке конца A вала произойдет явление крутящего удара.

Динамический крутящий момент

$$M_{кдин} = \sqrt{\frac{JGJ_p\omega^2}{l}}, \qquad (158)$$

где G — модуль сдвига материала вала; J_p — полярный момент инерции круглого поперечного сечения вала диаметром d; l — расстояние диска до заторможенного сечения (см. рис. 80).

Угол закручивания φ и динамическое касательное напряжение τ определяются по формулам

$$\varphi = \frac{M_{кдин} l}{GJ_p}; \quad \tau = \frac{M_{кдин}}{0{,}2d^3}. \qquad (159)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Демидов С. П.** Исследование напряжений плоского кривого бруса прямоугольного сечения в условиях плоско-пространственного нагружения. — «Сборник трудов МВТУ», кн. 46. М., «Машгиз, 1955, 35 с.

2. **Расчеты** на прочность в машиностроении. Т. 1. 2. М., Машгиз, 1958. Авт.: С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман. К. К. Лихарев, В. М. Макушин, Н. Н. Малинин, В. И. Феодосьев.

3. **Серенсен С. В., Когаев В. П. Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., «Машиностроение», 1975, 480 с.

4. **Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Громан М. Б.** Валы и оси. М., Машгиз, 1959, 254 с.

5. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М., «Наука», 1970, 544 с.

6. **Чернышев Н. А.** Напряженное состояние и деформация цилиндрических пружин, свитых из круглого прутка. В кн. — «Динамика и прочность пружин». Под ред. С. В. Серенсена и С. Д. Пономарева. М., Изд. АН СССР 1950, 72 с.

Глава 7
РЕЗЬБЫ

КРЕПЕЖНЫЕ РЕЗЬБЫ

В зависимости от формы поверхности, на которой образована резьба, различают цилиндрическую (рис. 1) и коническую (рис. 2) резьбы. Они имеют преимущественно треугольный профиль, характеризуются большим трением и высокой прочностью.

Метрическая резьба (см. рис. 1). Обозначения: d и D; d_1 и D_1; d_2 и D_2 — наружный, внутренний и средний диаметры соответственно болта и гайки; P — шаг; H — высота исходного профиля H_1 — рабочая высота профиля; α — угол профиля. Основные размеры для $d = 1 \div 6000$ мм определяют по ГОСТ 8724—58 * (табл. 1) и ГОСТ 9150—59*; различают метрическую резьбу с крупным шагом для $d = 1 \div 68$ мм (табл. 2) и мелким (табл. 3).

1. Резьба метрическая для диаметров от 1 до 100 мм (ГОСТ 8724—58 *)

Размеры, мм

Диаметры d, D			Шаг	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	крупный	мелкий
1, 1,2	1,1	—	0,25	0,2
—	1,4	—	0,3	0,2
1,6	1,8	—	0,35	0,2
2	—	—	0,4	0,25
—	2,2	—	0,45	0,25
2,5	—	—	0,45	0,35
3	—	—	0,5	0,35
—	3,5	—	(0,6)	0,35
4	—	—	0,7	0,5
—	4,5	—	(0,75)	0,5
5	—	—	0,8	0,5
—	—	(5,5)	—	0,5
6	—	7	1	0,75; 0,5
8	—	—	1,25	1; 0,75; 0,5

Продолжение табл. 1

Диаметры d, D			Шаг	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	крупный	мелкий
—	—	9	(1,25)	1; 0,75; 0,5
10	—	—	1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5
—	—	11	(1,5)	1; 0,75; 0,5
12	—	—	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
—	14	—	2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
—	—	15; 17	—	1,5; (1)
16	—	—	2	1,5; 1; 0,75; 0,5
20	18; 22	—	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
24	—	—	2,5	2; 1,5; 1; 0,75
—	—	25	3	2; 1,5 (1)
—	—	(26)	—	2; 1,5
—	27	—	3	2; 1,5; 1; 0,75
—	—	(28)	—	2; 1,5; 1
30	33	—	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
—	—	(32)	—	2; 1,5
—	—	35; (38)	—	1,5
36	39	—	4	3; 2; 1,5; 1
—	—	40	—	(3); (2); 1,5
42	45	—	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
48	52	—	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
—	—	50	—	(3); (2); 1,5
—	—	55	—	(4); (3); 2; 1,5
56	—	—	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
—	—	58; 62	—	(4); (3); 2; 1,5
—	60	—	(5,5)	4; 3; 2; 1,5; 1
64	68	—	6	4; 3; 2; 1,5; 1
—	—	65	—	(4); (3); 2; 1,5
—	—	70	—	(6); (4); (3); 2; 1,5
72	76	—	—	6; 4; 3; 2; 1,5; 1
—	—	75	—	(4); (3); 2; 1,5
—	—	(78); (82)	—	2
80	—	—	—	6; 4; 3; 2; 1,5; 1
90; 100	85; 95	135; 145	—	6; 4; 3; 2; 1,5

Примечания: 1. ГОСТ 8724—58* распространяется на резьбы метрические диаметром до 600 мм.

2. Диаметры и шаги резьб, напечатанные жирным шрифтом, предусмотрены Международной организацией по стандартизации (ИСО).

Продолжение табл. 1

3. При выборе диаметров резьб следует предпочитать первый ряд второму, а второй — третьему. Диаметры и шаги резьб, заключенные в скобки, по возможности не применять. Обозначение резьб:

Резьбы с крупными шагами обозначают буквой «М» и диаметром, например: М24, М64. Резьбы с мелкими шагами — буквой М, диаметром и шагом через ×, например: М24×2, М64×2.

Ограничения:

резьба 14×1,25 может применяться только для свечей зажигания; резьба 35×1,5 — для стопорных гаек шарикоподшипников и при необходимости в легких конструкциях; резьбы 26×1,5 и 38×1,5 — лишь при необходимости в легких конструкциях.

Для деталей ранее спроектированных конструкций допускается применение резьб: 1,7×0,35; 1,7×0,2; 2,3×0,4; 2,3×0,25; 2,6×0,45 и 2,6×0,35.

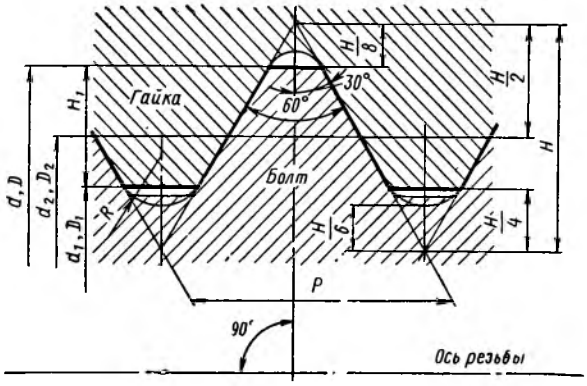


Рис. 1. Резьба цилиндрическая

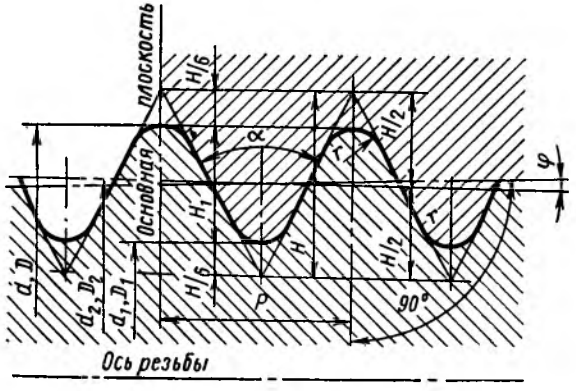


Рис. 2. Резьба коническая

2. Резьба метрическая для диаметров от 1 до 68 мм с крупным шагом (ГОСТ 9150—59*)

Размеры, мм

Диаметр резьбы			Шаг резьбы P	Высота профиля H_1
наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$		
1	0,838	0,730	0,25	0,135
1,1	0,938	0,830		
1,2	1,038	0,930		
1,4	1,205	1,075	0,30	0,162
1,6	1,373	1,221	0,35	0,189
1,8	1,573	1,421		
2	1,740	1,567	0,40	0,216
2,2	1,908	1,713	0,45	0,243
2,5	2,208	2,013		
3	2,675	2,459	0,50	0,270
3,5	3,110	2,850	0,60	0,325
4	3,546	3,242	0,70	0,379
4,5	4,013	3,688	0,75	0,406
5	4,480	4,134	0,80	0,433
6	5,350	4,918	1	0,541
7	6,350	5,918		
8	7,188	6,647	1,25	0,676
9	8,188	7,647		
10	9,026	8,376	1,5	0,812
11	10,026	9,376		
12	10,863	10,106	1,75	0,947
14	12,701	11,835	2	1,082
16	14,701	13,835		
18	16,376	15,294	2,5	1,353
20	18,376	17,294		
22	20,376	19,294		
24	22,051	20,752	3	1,624
27	25,051	23,752		
30	27,727	26,211	3,5	1,894
33	30,727	29,211		
36	33,402	31,670	4	2,165
39	36,402	34,670		
42	39,077	37,129	4,5	2,435
45	42,077	40,129		
48	44,752	42,587	5	2,706
52	47,752	46,587		
56	52,428	50,046	5,5	2,977
60	56,428	54,046		
64	60,103	57,505	6	3,247
68	64,103	61,505		

8. Резьба метрическая с мелким шагом для диаметров от 1 до 100 мм (ГОСТ 9150—59*)

Размеры, мм

Диаметр резьбы			Диаметр резьбы		
наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$
Шаг резьбы $P = 0{,}2$; высота профиля $H_1 = 0{,}108$			*$P = 1$; $H_1 = 0{,}541$*		
1	0,870	0,783	8	7,350	6,918
1,1	0,970	0,883	9	8,350	7,918
1,2	1,070	0,983	10	9,350	8,918
1,4	1,270	1,183	11	10,350	9,918
1,6	1,670	1,583	12	11,350	10,918
1,8	1,670	1,583	14	13,350	12,918
$P = 0{,}25$; $H_1 = 0{,}135$			15	14,350	13,918
2	1,838	1,730	16	15,350	14,918
2,2	2,038	1,930	17	16,350	15,918
$P = 0{,}35$; $H_1 = 0{,}189$			18	17,350	16,918
2,5	2,273	2,121	20	19,350	18,918
3	2,773	2,621	22	21,350	20,918
3,5	3,273	3,121	24	23,350	22,918
$P = 0{,}5$; $H_1 = 0{,}270$			25	24,350	23,918
4	3,675	3,459	27	26,350	25,918
4,5	4,175	3,959	28	27,350	26,918
5	4,675	4,459	30	29,350	28,918
5,5	5,175	4,959	33	32,350	31,918
6	5,675	5,459	36	35,350	34,918
7	6,675	6,459	39	38,350	37,918
8	7,675	7,459	42	41,350	40,918
9	8,675	8,459	45	44,350	43,918
10	9,675	9,459	48	47,350	46,918
11	10,675	10,459	52	51,350	50,918
12	11,675	11,459	56	55,350	54,918
14	13,675	13,459	60	59,350	58,918
16	15,675	15,459	64	63,350	62,918
18	17,675	17,459	68	67,350	66,918
20	19,675	19,459	72	71,350	70,918
22	21,675	21,459	76	75,350	74,918
$P = 0{,}75$; $H_1 = 0{,}406$			80	79,350	78,918
6	5,513	5,188	*$P = 1{,}25$; $H_1 = 0{,}675$*		
7	6,513	6,188	10	9,188	8,647
8	7,513	7,188	12	11,188	10,647
9	8,513	8,188	14	13,188	12,647
10	9,513	9,188	*$P = 1{,}5$; $H_1 = 0{,}812$*		
11	10,513	10,188	12	11,026	10,376
12	11,513	11,188	14	13,026	12,376
14	13,513	13,188	15	14,026	13,376
16	15,513	15,188	16	15,026	14,376
18	17,513	17,188	17	16,026	15,378
20	19,513	19,188	18	17,026	16,376
22	21,513	21,188	20	19,026	18,376
24	23,513	23,188	22	21,026	20,376
27	26,513	26,188	24	23,026	22,376
30	29,513	29,188	25	24,026	23,376
33	32,513	82,188	26	25,026	24,376
			27	26,026	25,376
			28	27,026	26,376
			30	29,026	28,376
			32	31,026	30,376
			33	32,026	31,376
			35	34,026	33,376

Продолжение табл. 3

Диаметр резьбы			Диаметр резьбы		
наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$
36	35,026	34,376	80	78,701	77,835
38	37,026	36,376	82	80,701	79,835
39	38,026	37,376	85	83,701	82,835
40	39,026	38,376	90	88,701	87,835
42	41,026	40,376	95	93,701	92,835
45	44,026	43,376	200	98,701	97,835
48	47,026	46,376			
50	49,026	48,376	$P = 3$; $H_1 = 1{,}624$		
52	51,026	50,376			
55	54,026	53,376	30	28,051	26,752
56	55,026	54,376	33	31,051	29,752
58	57,026	56,376	36	34,051	32,752
60	59,026	58,376	39	37,051	35,752
62	61,026	60,376	40	38,051	36,752
64	63,026	62,376	42	40,051	38,752
65	64,026	63,376	45	43,051	41,752
68	67,026	66,376	48	46,051	44,752
70	69,026	68,376	50	48,051	46,752
72	71,026	70,376	52	50,051	48,752
75	74,026	73,376	55	53,051	51,752
76	75,026	74,376	56	54,051	52,752
80	79,026	78,376	58	56,051	54,752
85	84,026	83,376	60	58,051	56,752
90	89,026	88,376	62	60,051	58,752
95	94,026	93,376	64	62,051	60,752
100	99,026	98,376	65	63,051	61,752
			68	66,051	64,752
$P = 2$; $H_1 = 1{,}082$			70	68,051	66,752
			72	70,051	68,752
18	16,701	15,835	75	73,051	71,752
20	18,701	17,835	76	74,051	72,752
22	20,701	19,835	80	78,051	76,751
24	22,701	21,835	85	83,051	81,752
25	23,701	22,835	90	88,051	86,752
27	25,701	24,835	95	93,051	91,752
28	26,701	25,835	100	98,051	96,752
30	28,701	27,835	105	103,051	101,752
32	30,701	29,835	110	108,051	106,752
33	31,701	30,835			
36	34,701	33,835	$P = 4$; $H_1 = 2{,}165$		
39	37,701	36,835			
40	38,701	37,935	42	39,402	37,670
42	40,701	39,835	45	42,402	40,670
45	43,701	42,835	48	45,402	43,670
48	46,701	45,835	52	49,402	47,670
50	48,701	47,835	55	52,402	50,670
52	50,701	49,835	56	53,402	51,670
55	53,701	52,835	58	55,402	53,670
56	54,701	53,835	60	57,402	55,670
58	56,701	55,835	62	59,402	57,670
60	58,701	57,835	64	61,402	59,670
62	60,701	59,835	65	62,402	60,670
64	62,701	61,835	68	65,402	63,670
65	63,701	62,835	70	67,402	65,670
68	66,701	65,835	72	69,402	67,670
70	68,701	67,835	75	72,402	70,670
72	70,701	69,835	76	73,402	71,670
75	73,701	72,835	80	77,402	75,670
76	74,701	73,835	85	82,402	80,670
78	76,701	75,835	90	87,402	85,670
			95	92,402	90,670
			100	97,402	95,670

Продолжение табл. 3

Диаметр резьбы			Диаметр резьбы		
наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$
$P = 6$; $H_1 = 3{,}247$			80	76,103	73,505
			85	81,103	78,505
70	66,103	63,505	90	86,103	83,505
72	68,103	65,505	95	91,103	88,505
76	72,103	69,505	100	96,103	93,505

Примечание. ГОСТ 9150—59 * охватывает резьбы метрические с мелкими шагами для $d = 1 \div 600$ мм.

В качестве основной крепежной применяют метрическую резьбу с крупным шагом — она менее чувствительна к износу и неточности изготовления.

Резьба с мелким шагом меньше ослабляет деталь, на которой она нарезана, характеризуется повышенным самоторможением; ее применяют при циклических нагрузках, а также для тонкостенных деталей.

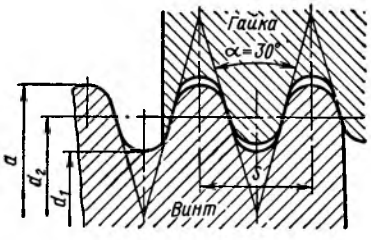


Рис. 3. Круглая резьба

Размеры метрических резьб для диаметров от 0,25 до 0,9 мм определяют по ГОСТ 9000—73; для приборостроения — по ГОСТ 16967 — 71*; для деталей из пластмасс—по ГОСТ 11709—71*.

К крепежным резьбам относят и *круглую резьбу* (рис. 3), профиль которой образуют дуги, сопряженные прямыми отрезками; угол профиля $\alpha = 30°$; эти резьбы применяют при работе в загрязненной среде.

КРЕПЕЖНО-УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ РЕЗЬБЫ

Имеют треугольный профиль с плавными закруглениями без радиальных зазоров, что обеспечивает повышенную плотность соединения; их выполняют как на цилиндрической, так и на конической поверхности.

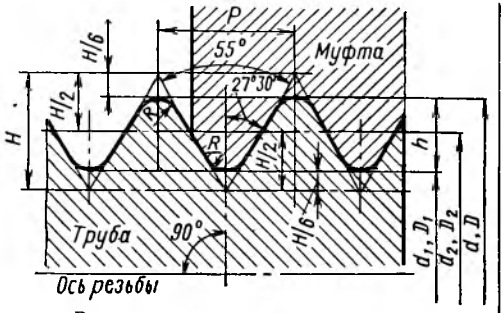
Трубная цилиндрическая резьба (табл. 4) представляет собой измельченную дюймовую резьбу с закругленными выступами и впадинами; применяется для соединения труб при номинальных размерах от 1/8 до 6″.

Трубная коническая резьба (табл. 5) аналогична закругленному профилю трубной цилиндрической резьбы с $\alpha = 55°$, но выполняемой на конической поверхности, что обеспечивает герметичность соединения. Коническая резьба трубы может сопрягаться с цилиндрической резьбой муфты.

Коническая дюймовая резьба (табл. 6) имеет угол профиля $\alpha = 60°$, применяется для резьбовых соединений топливных, масляных, водяных и воздушных трубопроводов машин.

4. Резьба трубная цилиндрическая (ГОСТ 6357—73)

$H = 0{,}960491P$; $h = 0{,}640327P$; $R = 0{,}137329P$



Размеры, мм

Номинальный размер резьбы, дюймы		Число ниток на 1″	Шаг резьбы P	Диаметр резьбы			Рабочая высота профиля h	Радиус закругления R
1-й ряд	2-й ряд			наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$		
1/8	—	28	0,907	9,728	9,147	8,566	0,581	0,125
1/4	—	19	1,337	13,157	12,301	11,445	0,856	0,184
3/8	—			16,662	15,806	14,950		
1/2	—			20,955	19,793	18,631		
—	5/8	14	1,814	22,911	21,749	20,587	1,162	0,249
3/4	—			26,441	25,279	24,117		
—	7/8			30,201	29,039	27,877		
1	—	11	2,309	33,249	31,770	30,291	1,479	0,317
—	1 1/8			37,897	36,418	34,939		
1 1/4	—			41,910	40,431	38,952		
—	1 3/8			44,323	42,844	41,365		
1 1/2	—			47,803	46,324	44,845		
—	1 3/4			53,746	52,267	50,788		
2	—			59,614	58,135	56,656		
—	2 1/4			65,710	64,231	62,752		
2 1/2	—			75,184	73,705	72,226		
—	2 3/4	11	2,309	81,534	80,055	78,576	1,479	0,317
3	—			87,884	80,405	84,926		
—	3 1/4			93,980	92,501	91,022		
3 1/2	—			100,330	98,851	97,372		
—	3 3/4			106,680	105,201	103,722		
4	—			113,030	111,551	110,072		
—	4 1/2			125,730	124,251	122,772		
5	—			138,430	136,951	135,472		
—	5 1/2			151,130	149,651	148,172		
6	—			163,830	162,351	160,872		

Примечание. При выборе размеров резьб первый ряд следует предпочитать второму. Пример обозначения трубной резьбы с номинальным размером 2″ класс точности А:

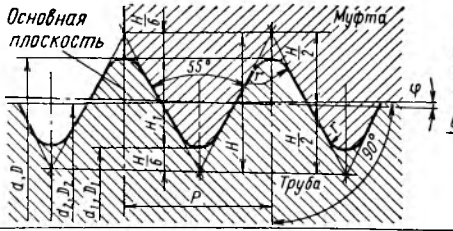
труб. 2″ кл. А.

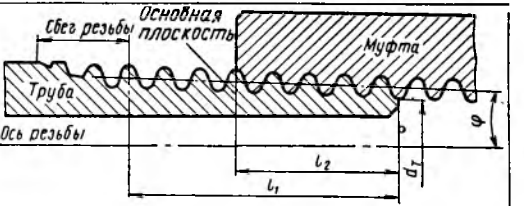
5. Резьба трубная коническая (ГОСТ 6211—69*)

$H = 0{,}96024P$;
$H_1 = 0{,}64033P$;
$r = 0{,}13728P$;
$\varphi = 1°\,47'\,24''$;
$2 \operatorname{tg} \varphi = 1 : 16$

Шаг резьбы задан параллельно оси резьбы.

Биссектриса угла профиля перпендикулярна оси резьбы.

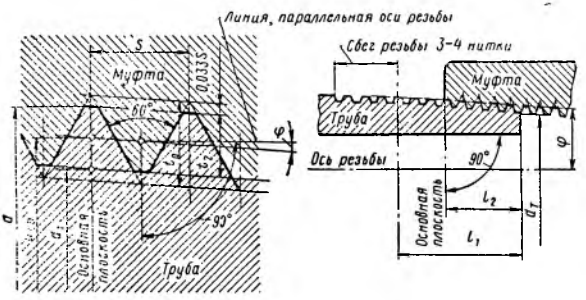




Размеры, мм

Номинальный размер трубы, дюймы	Число ниток на дюйм	Шаг резьбы P	Длина резьбы: рабочая l_1	Длина резьбы: от торца трубы до основной плоскости l_2	Диаметр резьбы в основной плоскости: средний $d_2 = D_2$	Диаметр резьбы в основной плоскости: наружный $d = D$	Диаметр резьбы в основной плоскости: внутренний $d_1 = D_1$	Внутренний диаметр резьбы у торца трубы (справочный) $d_т$	Рабочая высота витка H_1	Радиус закругления r	Примечание
1/8	28	0,907	6,5	4	9,147	9,728	8,566	8,316	0,581	0,125	Примечания. 1. При свинчивании без натяга трубы и муфты с номинальными размерами резьбы длина свинчивания равна l_2. 2. Разность размеров $l_1 - l_2$ должна быть не менее разности номинальных размеров l_1 и l_2, указанных в таблице. Пример условного обозначения конической трубной резьбы 3/4": $K_{труб}$ 3/4" ГОСТ 6211—69*.
1/4	19	1,337	9,7	6	12,301	13,157	11,445	10,070	0,856	0,184	
3/8	19	1,337	10,1	6,4	15,806	16,662	14,950	14,550	0,856	0,184	
1/2	14	1,814	13,2	8,2	19,793	20,955	18,631	18,119	1,162	0,249	
3/4	14	1,814	14,5	9,5	25,279	26,441	24,117	23,523	1,162	0,249	
1	11	2,309	16,8	10,4	31,770	33,249	30,291	29,641	1,479	0,317	
1 1/4	11	2,309	19,1	12,7	40,431	41,910	38,952	38,158	1,479	0,317	
1 1/2	11	2,309	19,1	12,7	46,324	47,803	44,845	44,051	1,479	0,317	
2	11	2,309	23,4	15,9	58,135	59,614	56,656	55,662	1,479	0,317	
2 1/2	11	2,309	26,7	17,5	73,705	75,184	72,226	71,132	1,479	0,317	
3	11	2,309	29,8	20,6	86,405	87,884	84,926	83,638	1,479	0,317	
4	11	2,309	35,8	25,4	111,551	113,030	110,072	108,484	1,479	0,317	
5	11	2,309	40,1	28,6	136,951	138,430	135,472	133,684	1,479	0,317	
6	11	2,309	40,1	28,6	162,351	163,830	160,872	159,084	1,479	0,317	

6. Резьба коническая дюймовая с углом профиля 60° (ГОСТ 6111—52*)



$l_1 = 0{,}866S$; $\varphi = 1°\,47'\,24''$;
$l_2 = 0{,}8S$; Конусность: $2\operatorname{tg}\varphi = 1 : 16$.

Шаг резьбы измеряется параллельно оси резьбы. Биссектриса угла профиля перпендикулярна оси резьбы.

Размеры, мм

Номинальный размер резьбы, дюймы	Число ниток n на 1"	Шаг резьбы S	Длина резьбы: рабочая l_1	Длина резьбы: от торца трубы до основной плоскости l_2	Диаметры резьбы в основной плоскости: средний $d_{ср}$	Диаметры резьбы в основной плоскости: наружный d	Диаметры резьбы в основной плоскости: внутренний d_1	Внутренний диаметр резьбы у торца трубы d_T
1/16	27	0,941	6,5	4,064	7,142	7,895	6,389	6,135
1/8	27	0,941	7,0	4,572	9,519	10,272	8,766	8,480
1/4	18	1,411	9,5	5,080	12,443	13,572	11,314	10,997
3/8	18	1,411	10,5	6,096	15,926	17,055	14,797	14,416
1/2	14	1,814	13,5	8,128	19,772	21,223	18,321	17,813
3/4	14	1,814	14,0	8,611	25,117	22,568	23,666	23,128
1	11 1/2	2,209	17,5	10,160	31,461	33,228	29,694	29,059
1 1/4	11 1/2	2,209	18,0	10,668	40,218	41,985	38,451	37,784
1 1/2	11 1/2	2,209	18,5	10,668	46,287	48,054	44,520	43,853
2	11 1/2	2,209	19,0	11,074	58,325	60,092	56,558	55,866

Примечания: 1. При свинчивании без натяга трубы и муфты с номинальными размерами резьбы основная плоскость резьбы трубы совпадает с торцом муфты.

2. Размер d_T — справочный.

3. Вместо резьбы 1/16" допускается применять резьбу М6×1 коническую.

4. Число витков с полным профилем в резьбовом сопряжении по ГОСТ 6111—52 не устанавливается, но оно во всяком случае не должно быть меньше двух.

5. В отдельных случаях допускается уменьшать размер l_2; при этом разность размеров $l_1 - l_2$ должна быть не менее разности номинальных размеров l_1 и l_2, указанных в таблице.

6. В трубопроводах из стальных водо-газопроводных труб по ГОСТ 3262—75 соединения с конической резьбой должны выполняться по ГОСТ 6211—69*.

Пример условного обозначения конической резьбы 3/4" *К* 3/4" *ГОСТ 6111-52* *.

ХОДОВЫЕ РЕЗЬБЫ

Их применяют для передачи движения.

Трапецеидальная резьба (табл. 7—9) имеет профиль равнобедренной трапеции с углом $\alpha = 30°$; характеризуется небольшими потерями на трение, технологична; применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой.

Упорная резьба (табл. 10—12) имеет профиль в виде неравнобочной трапеции. К. п. д. упорной резьбы выше, чем трапецеидальной; применяется при больших односторонних осевых нагрузках (в прессах, домкратах и др.).

7. Резьба трапецеидальная однозаходная для диаметров от 10 до 100 мм

(ГОСТ 9484—73). Диаметры и шаги резьб

Размеры, мм

Диаметр d			Шаг P
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
8	—	—	2; 1,5
10; 12	14	—	3; 2
16; 20	18	—	4; 2
26	22; 28	24	8; 5; 2
32; 40	36	30; 34; 38; 42	10; 6; 3
50; 60	44; 55	46; 48; 52	12; 8; 3
80	70	(62); 65; 75; (78)	16; 10; 4
100	90; 110	85; 95	20; 12; 5

Примечания: 1. ГОСТ 9484—73 охватывает трапецеидальные одноходовые резьбы $d = 1 \div 640$ мм.

2. При выборе диаметров резьб следует предпочитать первый ряд второму, а второй — третьему.

3. Диаметры, поставленные в скобки, по возможности не применять.

Пример обозначения резьбы трапецеидальной однозаходной с номинальным диаметром 40 мм и шагом 6 мм:

Трап 40×6 ГОСТ 9484—73.

Для левой резьбы добавляется слово «лев»:

Трап 40×6 лев ГОСТ 9484—73

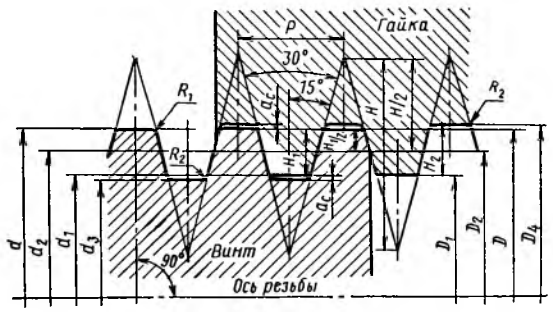
Для многозаходных трапецеидальных резьб применяется тот же профиль, что и для однозаходной:

Трап 40×(3×6) ГОСТ 9484—73

Трап 40×(3×6) лев ГОСТ 9484—73.

8. Резьба трапецеидальная однозаходная для диаметров от 10 до 100 мм

(ГОСТ 9484—73). Профиль, глубина резьбы и рабочая высота профиля



$H = 1{,}866P$; $H_1 = 0{,}5P$; $H_2 = H_1 + a_c$; $d_2 = d - 0{,}5P$; $d_3 = d - 2H_2$; $D_1 = d - P$; $D = d$; $D_4 = d + 2a_c$; $d_1 = D_1$.

Размеры, мм

Шаг резьбы P	Глубина резьбы H_2	Рабочая высота профиля H_1	Зазор a_c	Радиус R_2
1,5	0,9	0,75	0,15	
2	1,25	1	0,25	
3	1,75	1,5	0,25	
4	2,25	2	0,25	
5	3	2,5		
6	3,5	3		0,25
8	4,5	4	0,5	
10	5,5	5	0,5	0,2
12	6,5	6		
16	9	8		
20	11	10	1	0,5
24	13	12		
32	17	16		

См. примечание 1 к табл. 7.

9. Резьба трапецеидальная однозаходная для диаметров от 10 до 100 мм (ГОСТ 9484—73)

Размеры, мм

d; D	d_3	$d_2 = D_2$	D_4	D_1; d_1
Шаг резьбы $P = 1{,}5$				
8	6,2	7,25	8,3	6,5
$P = 2$				
8	5,5	7	8,5	6
10	7,5	9	10,5	8
12	9,5	11	12,5	10
14	11,5	13	14,5	12
16	13,5	15	16,5	14
18	15,5	17	18,5	16
20	17,5	19	20,5	18
22	19,5	21	22,5	20
24	21,5	23	24,5	22
26	23,5	25	26,5	24
28	25,5	27	28,5	26
$P = 3$				
10	6,5	8,5	10,5	7
12	8,5	10,5	12,5	9
14	10,5	12,5	14,5	11
30	26,5	28,5	30,5	27
32	28,5	30,5	32,5	29
34	30,5	32,5	34,5	31
36	32,5	34,5	36,5	33
38	34,5	36,5	38,5	35
40	36,5	38,5	40,5	37
42	38,5	40,5	42,5	39
44	40,5	42,5	44,5	41
46	42,5	44,5	46,5	43
48	44,5	46,5	48,5	45
50	46,5	48,5	50,5	47
52	48,5	50,5	52,5	49
55	51,5	53,5	55,5	52
60	56,5	58,5	60,5	57
$P = 4$				
16	11,5	14	16,5	12
18	13,5	16	18,5	14
20	15,5	18	20,5	16
65	60,5	63	65,5	61
70	65,5	68	70,5	66
75	70,5	73	75,5	71
80	75,5	78	80,5	76
$P = 5$				
22	16,5	19,5	22,5	17
24	18,5	21,5	24,5	19
26	20,5	23,5	26,5	21
28	22,5	25,5	28,5	23
85	79,5	82,5	85,5	80
90	84,5	87,5	90,5	85
95	89,5	92,5	95,5	90
100	94,5	97,5	100,5	95

d; D	d_3	$d_2 = D_2$	D_4	D_1; d_1
$P = 6$				
30	23	27	31	24
32	25	29	33	26
34	27	31	35	28
36	29	33	37	30
38	31	35	39	32
40	33	37	41	34
42	35	39	43	36
$P = 8$				
22	13	18	23	14
24	15	20	25	16
26	17	22	27	18
28	19	24	29	20
44	35	40	45	36
46	37	42	47	38
48	39	44	49	40
50	41	46	51	42
52	43	48	53	44
55	46	51	56	47
60	51	56	61	52
$P = 10$				
30	19	25	31	20
32	21	27	33	22
34	23	29	35	24
36	25	31	37	26
38	27	33	39	28
40	29	35	41	30
42	31	37	43	32
65	54	60	66	55
70	59	65	71	60
75	64	70	76	65
80	69	75	84	70
$P = 12$				
44	31	38	45	32
46	33	40	47	34
48	35	42	49	36
50	37	44	51	38
52	39	46	53	40
55	42	49	56	43
60	47	54	61	48
85	72	79	86	73
90	77	84	91	78
95	82	89	96	83
100	87	94	101	88
$P = 16$				
65	47	57	67	49
70	52	62	72	54
75	57	67	77	59
80	62	72	82	64
$P = 20$				
85	63	75	87	65
90	68	80	92	70
95	73	85	97	75
100	78	90	102	80

Примечание. ГОСТ 9484—73 охватывает резьбы трапецеидальные диаметром $d = 10 \div 180$ мм.

10. Резьба упорная для диаметров от 10 до 100 мм (ГОСТ 10177—62)

Размеры, мм

Диаметр d			Шаг S		
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд			
10; 12; 16; 20	14; 18	—	—	—	2
26	22; 28	24	8	5	2
32; 40	36	30; 34; 38; 42	10	6	3
50; 60	44; 55	46; 48; 52	12	8	3
80	70	65; 75	16	10	4
100	90	85; 95	20	12	5

Примечания: 1. ГОСТ 10177—62 охватывает резьбы упорные диаметром $d = 10 \div 600$ мм.

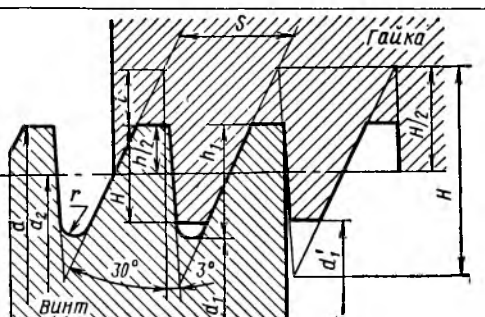
2. При выборе диаметров следует предпочитать первый ряд второму, а второй — третьему.

Пример обозначения упорной резьбы с диаметром 80 мм и шагом 16 мм:

Уп 80×16.

11. Резьба упорная для диаметров от 10 до 100 мм (ГОСТ 10177—62). Профиль, глубина резьбы и рабочая высота профиля

$H = 1{,}5878S;$
$t = 0{,}4189S;$
$h_1 = 0{,}86777S;$
$r = 0{,}12427S;$
$h = 0{,}75S$



Шаг резьбы S	Глубина резьбы h_1	Рабочая высота профиля h	Радиус r	Шаг резьбы S	Глубина резьбы h_1	Рабочая высота профиля h	Радиус r
2	1,736	1,5	0,249	12	10,415	9	1,491
3	2,603	2,25	0,373	16	13,884	12	1,988
4	3,471	3,0	0,497	20	17,355	15	2,485
5	4,339	3,75	0,621	24	20,826	18	2,982
6	5,207	4,5	0,746	32	27,769	24	3,977
8	6,942	6,0	0,994	40	34,711	30	4,971
10	8,678	7,5	1,243	48	41,653	36	5,965

См. примечание 1 к табл. 10.

12. Резьба упорная для диаметров от 10 до 100 мм

(ГОСТ 10177—62)

Размеры, мм

Винт и гайка		Винт	Гайка
Диаметр резьбы			
наружный d	средний d_2	внутренний d_1	внутренний d_1'
	$S = 2$		
10	8,500	6,528	7
12	10,500	8,528	9
14	12,500	10,528	11
16	14,500	12,528	13
18	16,500	14,528	15
20	18,500	16,528	17
22	20,500	18,528	19
24	22,500	20,528	21
26	24,500	22,528	23
28	26,500	24,528	25
	$S = 3$		
30	27,750	24,794	25,5
32	29,750	26,794	27,5
34	31,750	28,794	29,5
36	33,750	30,794	31,5
38	35,750	32,794	33,5
40	37,750	34,794	35,5
42	39,750	36,794	37,5
44	41,750	38,794	39,5
46	43,750	40,794	41,5
48	45,750	42,794	43,5
50	47,750	44,794	45,5
52	49,750	46,794	47,5
55	52,750	49,794	50,5
60	57,750	54,794	55,5
	$S = 4$		
65	62,000	58,058	59
70	67,000	63,058	64
75	72,000	68,058	69
80	77,000	73,058	74
	$S = 5$		
22	18,250	13,322	14,5
24	20,250	15,322	16,5
26	22,250	17,322	18,5
28	24,250	19,322	20,5
85	81,250	76,322	77,5
90	86,250	81,322	82,5
95	91,250	86,322	87,5
100	96,250	91,322	92,5
	$S = 6$		
30	25,500	19,586	21
32	27,500	21,586	23
34	29,500	23,586	25
36	31,500	25,586	27
38	33,500	27,586	29
40	35,500	29,586	31
42	37,500	31,586	33
	$S = 8$		
22	16,000	8,116	10
24	18,000	10,116	12
26	20,000	12,116	14
28	22,000	14,116	16
44	38,000	30,116	32
46	40,000	32,116	34
48	42,000	34,116	36
50	44,000	36,116	38
52	46,000	38,116	40
55	49,000	41,116	43
60	54,000	46,116	48
	$S = 10$		
30	22,500	12,644	15
32	24,500	14,644	17
34	26,500	16,644	19
36	28,500	18,644	21
38	30,500	20,644	23
40	32,500	22,644	25
42	34,500	24,644	27
65	57,500	47,644	50
70	62,500	52,644	55
75	67,500	57,644	60
80	72,500	62,644	65
	$S = 12$		
44	35,000	23,174	26
46	37,000	25,174	28
48	39,000	27,174	30
50	41,000	29,174	32
52	43,000	31,174	34
55	46,000	34,174	37
60	51,000	39,174	42
85	76,000	64,174	67
90	81,000	69,174	72
95	86,000	74,174	77
100	91,000	79,174	82
	$S = 16$		
65	53,000	37,232	41
70	58,000	42,232	46
75	63,000	47,232	51
80	68,000	52,232	56
	$S = 20$		
85	70,000	50,290	55
90	75,000	55,290	60
95	80,000	60,290	65
100	85,000	65,290	70

См. примечание 1 к табл. 10.

Прямоугольная резьба (рис. 4) характеризуется квадратным профилем ($\alpha = 0$), наибольшим к. п. д. и пониженной прочностью. Она имеет ограниченное применение, не стандартизована.

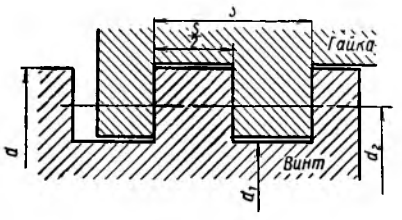


Рис. 4. Прямоугольная резьба

РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Резьбы крепежные и крепежно-уплотнительные проверяют на срез:

$$\tau_{ср_Б} = \frac{Q_\Sigma}{\pi d_1 k_п H} \leqslant [\tau]_{ср_Б}; \qquad (1)$$

$$\tau_{ср_Г} = \frac{Q_\Sigma}{\pi D k_п H} \leqslant [\tau]_{ср_Г}, \qquad (2)$$

где $\tau_{ср_Б}$ и $\tau_{ср_Г}$ — соответственно напряжение среза резьбы болта и гайки; Q_Σ — суммарное осевое усилие, воспринимаемое резьбой и определяемое в зависимости от вида нагружения резьбового соединения по формулам (5), (10), (11), но без коэффициента 1,3, учитывающего скручивание стержня болта (винта) при затяжке; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта; D — наружный диаметр резьбы гайки; $k_п$ — коэффициент полноты резьбы: для метрической $k_п = 0{,}87$; для трапецеидальной $k_п = 0{,}65$; для прямоугольной $k_п = 0{,}5$; H — высота гайки (длина свинчивания); $[\tau]_{ср_Б}$ и $[\tau]_{ср_Г}$ — соответственно допускаемое напряжение на срез болта и гайки; $[\tau]_{ср} = (0{,}15 \div 0{,}2)\,\sigma_т$.

При одинаковом материале болта и гайки проверяют только резьбу болта.

Высоту гайки H определяют из условия равнопрочности резьбы на срез и стержня болта на растяжение.

Высота нормальных гаек $H \approx 0{,}8d$ обеспечивает достаточную прочность резьбы, и поэтому для стальных гаек нет надобности рассчитывать резьбу на срез, как и в тех случаях, когда соблюдены условия при завинчивании винтов и шпилек: в стальные детали $H \geqslant d$; в чугунные $H \geqslant 1{,}5d$; в алюминиевые $H \geqslant 2{,}5d$.

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Его выполняют для наименее прочного элемента — стержня болта, винта или шпильки (рис. 5). По найденному диаметру d подбирают другие детали резьбового соединения (гайки, шайбы и т. п.); длину болта принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей.

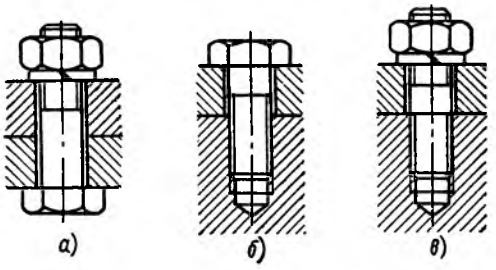


Рис. 5. Резьбовые соединения:

а — болтовое; *б* — винтом; *в* — шпилькой

Расчет болтов зависит от характера нагружения и технологических особенностей сборки резьбовых соединений (затянутые; незатянутые; с зазором между болтом и отверстием соединяемых деталей и без зазора). По характеру нагружения болты подразделяют на статически или циклически нагружаемые, воспринимающие осевую или поперечную нагрузку.

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИ НАГРУЖАЕМЫХ БОЛТОВ [1]

При осевом нагружении условие прочности на растяжение

$$\sigma = \frac{Q}{\pi d_1^2/4} \leqslant [\sigma]; \qquad (3)$$

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4Q}{\pi\,[\sigma]}}, \qquad (4)$$

где Q — расчетное усилие в стержне болта.

При неконтролируемой затяжке значения $[\sigma]$, выраженные в долях от предела текучести $\sigma_т$ материала, даны в табл. 13.

13. Допускаемое напряжение растяжения $[\sigma]$ в долях $\sigma_т$ для болтов при неконтролируемой затяжке

Сталь	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка от 0 до Q	
	Наружный диаметр резьбы, мм			
	6—16	16—30	6—16	16—30
Углеродистая	(0,2—0,25) $\sigma_т$	(0,25—0,40) $\sigma_т$	(0,08—0,12) $\sigma_т$	0,12$\sigma_т$
Легированная	(0,15—0,20) $\sigma_т$	(0,20—0,30) $\sigma_т$	(0,10—0,15) $\sigma_т$	0,15$\sigma_т$

[1] Так же рассчитывают и повторно-статически нагружаемые болты.

При контролируемой затяжке (измерением удлинения болта, динамометрическим ключом) для болтов из сталей углеродистых $[\sigma] \approx \approx 0{,}6\sigma_т$; легированных $[\sigma] \approx 0{,}5\sigma_т$.

Для незатянутых резьбовых соединений из сталей углеродистых $[\sigma] = (0{,}5 \div 0{,}6)\,\sigma_т$; легированных $[\sigma] = (0{,}4 \div 0{,}55)\,\sigma_т$.

Расчетное усилие Q в формулах (3) и (4) определяют в зависимости от вида осевого нагружения.

1. Болт затянут и к нему дополнительно приложена внешняя осевая нагрузка (рис. 6). В этом случае расчетное усилие в болте

$$Q = 1{,}3Q_0 + \chi Q_{вн}, \tag{5}$$

здесь Q_0 — сила начальной затяжки, с которой болт растягивается при завинчивании гайки (винта) моментом завинчивания $M_{зв}$, создаваемого ключом.

Связь $M_{зв}$ с Q_0:

$$M_{зв} \approx 0{,}2Q_0 d, \tag{6}$$

1,3 — коэффициент, учитывающий повышение напряжения в болте вследствие его скручивания при затяжке; $Q_{вн}$ — внешняя осевая нагрузка на болт; χ — коэффициент внешней нагрузки, зависящий от коэффициентов податливости болта $\lambda_б$ и соединяемых деталей $\lambda_д$:

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_д + \lambda_б}. \tag{7}$$

В приближенных расчетах для соединений из стальных и чугунных деталей без упругих прокладок принимают $\chi \approx 0{,}2 \div 0{,}3$; для тех же соединений с упругими прокладками (асбест, паронит, резина и др.) $\chi \approx 0{,}4 \div 0{,}5$.

Формула (5) справедлива, пока давление на стыке не упадет до нуля. Во избежание раскрытия стыка

$$Q_0 = kQ_{вн}, \tag{8}$$

где k — коэффициент запаса начальной затяжки. Практически принимают: при постоянной нагрузке $k = 1 \div 1{,}5$; при переменной нагрузке, а также для обеспечения герметичности $k = 2 \div 4$.

Выразив силу начальной затяжки Q_0 через внешнюю нагрузку $Q_{вн}$ согласно зависимости (8) и подставив ее в формулу (5), получим расчетное усилие в болте

$$Q = 1{,}3kQ_{вн} + \chi Q_{вн}. \tag{9}$$

Остальные виды осевого нагружения болтов и их расчет являются частными случаями рассмотренного.

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Так как $Q_{вн} = 0$, то в этом случае, согласно формуле (5), расчетное усилие в болте

$$Q = 1{,}3Q_0. \tag{10}$$

3. К незатянутому болту приложена внешняя растягивающая нагрузка (рис. 7). В данном случае $Q_0 = 0$, а $\chi = 1$; так как $\lambda_д \gg \lambda_б$ можно принять $\lambda_б = 0$. По выражению (5) расчетное усилие в болте

$$Q = Q_{вн}. \tag{11}$$

Расчет резьбовых соединений, воспринимающих поперечную нагрузку. Условие надежности такого соединения — отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть двух вариантов, что и определяет расчет.

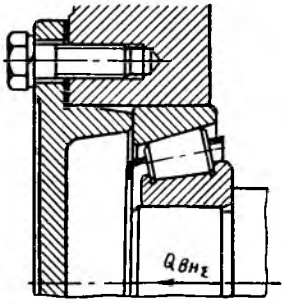


Рис. 6. Затянутый болт с дополнительно приложенной внешней осевой нагрузкой

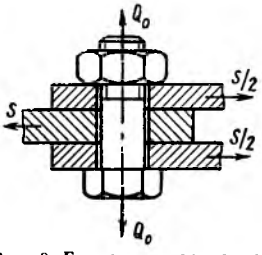


Рис. 8. Болтовое соединение с зазором, воспринимающее поперечную нагрузку

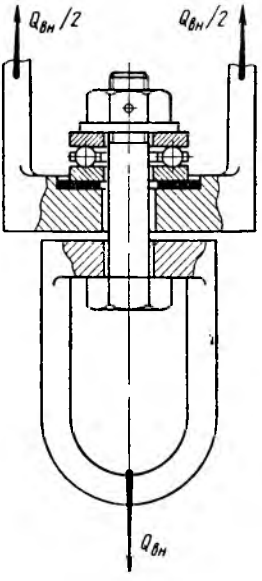


Рис. 7. Незатянутое болтовое соединение с приложенной внешней нагрузкой

а) *Болт поставлен в отверстие с зазором* (рис. 8). Во избежание сдвига соединяемых деталей болт следует затянуть так, чтобы силы трения T на стыках деталей были не меньше сдвигающей силы S:

$$T = fQ_0zi \geqslant S, \tag{12}$$

откуда необходимая сила затяжки

$$Q_0 = \frac{k_T S}{fzi}, \tag{13}$$

где $k_T = 1{,}2 \div 2{,}0$ — коэффициент запаса; f — коэффициент трения (для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0{,}15 \div 0{,}2$); i = число стыков; z — число болтов (обычно задают).

Внешняя нагрузка не передается на болт поэтому согласно зависимости (10) расчетное усилие $Q = 1{,}3Q_0$. Хотя такое соединение не сложно в изготовлении, однако размеры его получаются большими вследствие необходимости большой силы затяжки Q_0. Поэтому желательно

применять специальные устройства, разгружающие болты от поперечной силы S (рис. 9).

б) *Болт поставлен в отверстие без зазора* (рис. 10). В этом случае отверстие калибруется разверткой, а диаметр стержня болта выпол-

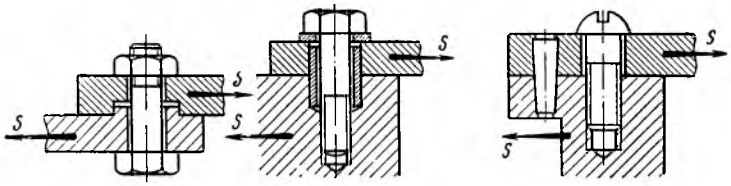


Рис. 9. Устройства для разгрузки болтов от поперечных сил

няется с допуском, обеспечивающим посадку типа напряженной. В этом случае поперечная (сдвигающая) сила S воспринимается непосредственно болтом, который работает на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{S}{\frac{\pi d^2}{4} iz} \leqslant [\tau]_{ср}, \qquad (14)$$

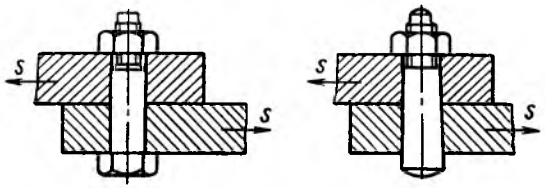


Рис. 10. Болтовые соединения без зазора, воспринимающие поперечную нагрузку

откуда

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi i z [\tau]_{ср}}}, \qquad (15)$$

где i — число плоскостей среза; $[\tau]_{ср}$ — допускаемое нагружение на срез $[\tau]_{ср} = (0{,}2 \div 0{,}3)\,\sigma_т$.

В этом случае болты получаются значительно меньшего диаметра, чем болты, поставленные с зазором и работающие «на затяжку». Технологически конструкция с болтами, поставленными без зазора, сложнее.

На рис. 11 приведена номограмма расчета резьбовых соединений для М6—М20, выполненных из стали Ст3.

Левый верхний квадрант $Q_0 - \frac{\sigma_{зт}}{\sigma_т}$ позволяет определить диаметр болта в зависимости от начальной затяжки Q_0, которую рассчитывают

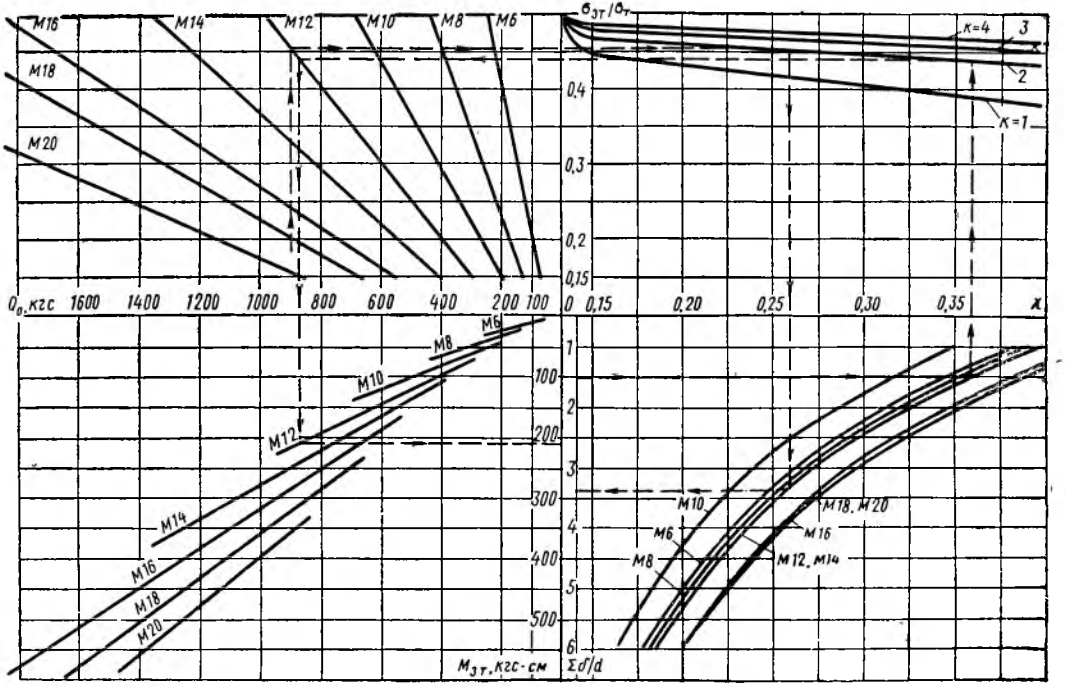


Рис. 11. Номограмма расчета резьбовых соединений

согласно выражению (8) и напряжения затяжки $\sigma_{зт} = 1{,}3\sigma_0 = 1{,}3\dfrac{Q_0}{\dfrac{\pi d_1^2}{4}}$, выраженного в долях предела текучести $\sigma_т$.

Согласно рекомендациям, указанным на стр. 288—289, для контролируемой затяжки $\sigma_{зт}/\sigma_т \leqslant 0{,}5$; для неконтролируемой затяжки $\sigma_{зт}/\sigma_т \leqslant 0{,}15 \div 0{,}2$. В каждом конкретном случае $\sigma_{зт}/\sigma_т$ не должно превышать некоторого значения при соответствующем коэффициенте запаса затяжки k и коэффициенте внешней нагрузки χ, т. е. $\sigma_{зт}/\sigma_т$ ограничивается кривыми $k = 1; 2; 3; 4$, расположенными в правом верхнем квадранте $\sigma_{зт}/\sigma_т - \chi$.

Кривые правого нижнего квадранта $\chi - \sum\delta/d$ позволяют определить величину χ для стальных соединяемых деталей (без упругих прокладок), суммарная толщина которых $\sum\delta$ выражается в диаметрах d выбранного болта $\sum\delta/d$.

Наклонные лучи левого нижнего квадранта $Q_0 - M_{зт}$ позволяют определить момент затяжки на ключе $M_{зт}$ для стандартных резьбовых соединений с крупным шагом при соответствующем Q_0 и коэффициенте трения $f = 0{,}15$.

Пример. Рассчитать резьбовое соединение, подверженное повторно-статической внешней нагрузке $Q_{вн} = 450$ кгс, затяжка контролируемая, материал болта — сталь Ст3.

Примем коэффициент запаса затяжки $k = 2$, тогда начальная затяжка $Q_0 = kQ_{вн} = 2 \cdot 450 = 900$ кгс.

Из соответствующей точки оси Q_0 проводим вверх вертикаль, которая пересекает лучи *M20, M18, M16, M14* и *M12* квадранта $Q_0 - \sigma_{зт}/\sigma_т$. Точки ее пересечения с этими лучами показывают (если спроектировать их на ось $\sigma_{зт}/\sigma_т$), что для М20, М18, М16, М14 и М12 напряжения затяжки будут соответственно $\sigma_{зт} = 0{,}15\sigma_т$; $0{,}2\sigma_т$; $0{,}24\sigma_т$; $0{,}36\sigma_т$ и $0{,}45\sigma_т$.

Учитывая, что затяжка контролируемая, примем болт М12.

Из точки пересечения вертикали с лучом *M12* проведем горизонталь в квадрант $\sigma_{зт}/\sigma_т - \chi$ до пересечения с кривой $k = 2$, откуда опустим вертикаль в квадрант $\chi - \sum\delta/d$ до кривой *M12*. Эта вертикаль, пересекая ось χ, показывает, что при $\sigma_{зт} = 0{,}45\sigma_т$ и $k = 2$ коэффициент внешней нагрузки $\chi \approx 0{,}26$. Такое значение χ будет при болте *M12* и толщине соединяемых деталей, определяемой при проектировании точки пересечения вертикали с кривой *M12* на ось $\sum\delta/d$, а именно $\sum\delta/d \approx 3{,}5$ или 42 мм ($d \times 3{,}5$, т. е. $12 \times 3{,}5 = 42$).

Если по конструктивным или другим соображениям толщина соединяемых деталей должна быть иной, то корректируют значения χ, $\sigma_{зт}$ и Q_0 для болта того же диаметра, но в обратной последовательности.

Например, при $\sum\delta/d = 1{,}5$ (18 мм) получим $\chi = 0{,}36$; $\sigma_{зт} = 0{,}44\sigma_т$ и $Q_0 = 870$ кгс.

Для определения момента затяжки $M_{зт}$ необходимо опустить вертикаль из полученного значения $Q_0 = 870$ кгс на луч выбранного диаметра болта (М12) квадранта $Q_0 - M_{зт}$ и далее спроектировать точку их пересечения на ось $M_{зт}$. Для болта М12 при $Q_0 = 870$ кгс момент затяжки $M_{зт} = 210$ кгс·см.

РАСЧЕТ ЦИКЛИЧЕСКИ НАГРУЖАЕМЫХ БОЛТОВ

По формуле (4) или по номограмме определяют диаметр болта, при этом в первом случае $[\sigma]$ указаны в табл. 14, а во втором коэффициент запаса начальной затяжки k принимают с учетом циклического нагру-

жения. В этом случае болты устанавливают с большой начальной затяжкой, которая в процессе эксплуатации уменьшается как вследствие релаксации напряжения в болтах, так и обмятия шероховатостей стыков деталей.

Напряжение кручения в болте при циклическом нагружении постоянно уменьшается. Болт выбранного диаметра проверяют на усталость, которую оценивают коэффициентом запаса по амплитуде цикла

$$n_a = \frac{\sigma_{-1б}}{\sigma_a} \geqslant [n]. \qquad (16)$$

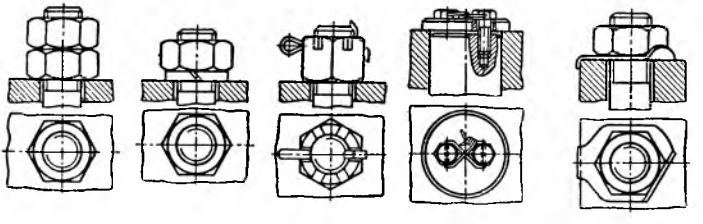


Рис. 12. Способы стопорения резьбовых соединений от самоотвинчивания

Здесь $\sigma_{-1б}$ — предел выносливости резьбового соединения

$$\sigma_{-1б} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}, \qquad (17)$$

где σ_{-1} — предел выносливости при растяжении материала гладкого образца:

Марка стали . .	Ст3	Ст4	Ст5	А12	35	45	38ХА	30ХГСА	40ХНМА
σ_{-1}, кгс/мм² . .	13	15	17	16	18	21	30	30	44

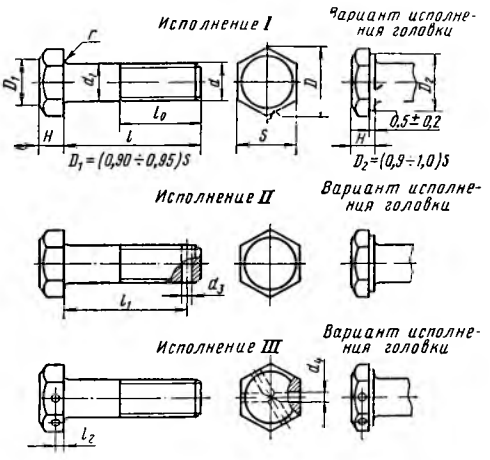
K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжения; для углеродистых сталей $K_\sigma = 3{,}0 \div 4{,}5$; для легированных сталей $K_\sigma = 4{,}0 \div 5{,}5$; большие значения относятся к болтам с $d \geqslant 24$ мм; для резьб, изготовляемых накаткой, указанные значения K_σ уменьшают на 20—50%; σ_a — амплитуда цикла.

Допускаемый коэффициент запаса по амплитуде цикла $[n_a] = 2{,}5$.

На рис. 12 показаны наиболее употребляемые способы стопорения резьбовых соединений от самоотвинчивания.

В табл. 14—31 приведены наиболее распространенные стандартные детали резьбовых соединений с размерами, необходимыми для их расчета и для конструирования соединений.

14. Болты с шестигранной головкой повышенной точности (ГОСТ 7805—70) и нормальной точности (ГОСТ 7798—70*)



Размеры, мм

d	*S*	*H*	*r* для болтов по ГОСТ		d_3	d_4	Шаг резьбы	
			7805—70*	7798—70*			крупный	мелкий
1,6	3,2	1,1	0,2	—	—	—	0,35	—
2	4	1,4	0,3	—	—	—	0,4	—
2,5	5	1,7		—	—	—	0,45	—
3	5,5	2		—	—	—	0,5	—
4	7	2,8	0,35	—	1,0	1,0	0,7	—
5	8	3,5		—	1,2	1,2	0,8	—
6	10	4	0,4	0,6	1,6	2,0	1	—
8	13	5,5	0,6	1,1	2,0	2,5	1,25	1
10	17	7			2,5		1,5	1,25
12	19	8	1,1	1,6	3,2	3,2	1,75	
(14)	22	9					2	1,5
16	24	10			4	4		
(18)	27	12					2,5	
20	30	13	1,2	2,2				
(22)	32	14			5		3	2
24	36	15						
(27)	41	17	1,7	2,7			3,5	
30	46	19			6,3		4	
36	55	23		3,2		5	4,5	3
42	65	26	1,8	3,3	8		5	
48	75	30	2,3	4,3				

Примечания: 1. Размер $D \approx 1{,}1S$. 2. Болты нормальной точности (ГОСТ 7798—70*) изготовляют, начиная с диаметра 6 мм.

15. Длины болтов повышенной точности с шестигранной головкой

(ГОСТ 7805—70*)

Размеры, мм

d	l/l_0		
1,6	2—10;	$\frac{12—14}{8}$	
2	3—12;	$\frac{14—18}{10}$	
2,5	3—12;	$\frac{14—25}{10}$	
3	4—12;	$\frac{14—30}{12}$	
4	6—14;	$\frac{16—60}{14}$	
5	6—16;	$\frac{18—80}{16}$	
6	8—20;	$\frac{22—90}{18}$	
8	8—25;	$\frac{28—100}{22}$	
10	10—30;	$\frac{32—150}{26}$	$\frac{160—200}{32}$
12	14—32;	$\frac{35—150}{30}$	$\frac{160—260}{36}$
(14)	16—38	$\frac{40—150}{34}$;	$\frac{160—300}{40}$
16	18—40;	$\frac{45—150}{38}$	$\frac{160—300}{44}$
(18)	20—45;	$\frac{50—150}{42}$;	$\frac{160—300}{48}$
20	25—50;	$\frac{55—150}{46}$;	$\frac{160—300}{52}$
(22)	30—55;	$\frac{60—150}{50}$;	$\frac{160—300}{56}$
24	32—60;	$\frac{65—150}{54}$;	$\frac{160—300}{60}$

Продолжение табл. 15

d	l/l_0		
(27)	35—65;	$\frac{70—150}{60}$;	$\frac{160—300}{66}$
30	40—70;	$\frac{75—150}{66}$;	$\frac{160—300}{72}$
36	50—85;	$\frac{90—150}{78}$;	$\frac{160—300}{84}$
42	55—100;	$\frac{105—150}{90}$;	$\frac{160—300}{96}$
48	65—110;	$\frac{115—150}{102}$;	$\frac{160—300}{108}$

Примечания: 1. Для каждого болта в числителе длина болта, в знаменателе длина резьбы, включая сбег.

Ряд длин l: 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; (18); 20; (22); 25 (28); 30; (32); 35; (38); 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; (85); 90; (95); 100; (105); 110; (115); 120; (125); 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 220; 240; 260; 280; 300 мм.

2. На коротких болтах резьбу выполняют до головки ($l = l_0$), тогда числа в числителе и знаменателе совпадают. Все промежуточные значения применяются в соответствии с рядом длин.

3. Размеры, заключенные в скобки, по возможности не применять. Пример условного обозначения болта исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 8*g*, класса прочности 5.8, без покрытия:

*Болт М12×60.58 ГОСТ 7805—70**.

То же, исполнения 2, с мелким шагом резьбы, с полем допуска 6*g*, класса прочности 10.9, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

*Болт 2М12×1,25.6×60.109.40Х.01.6 ГОСТ 7805—70**.

16. Длины болтов нормальной точности с шестигранной головкой

(ГОСТ 7798—70*)

d	l/l_0	
6	8—20;	$\frac{22—90}{18}$

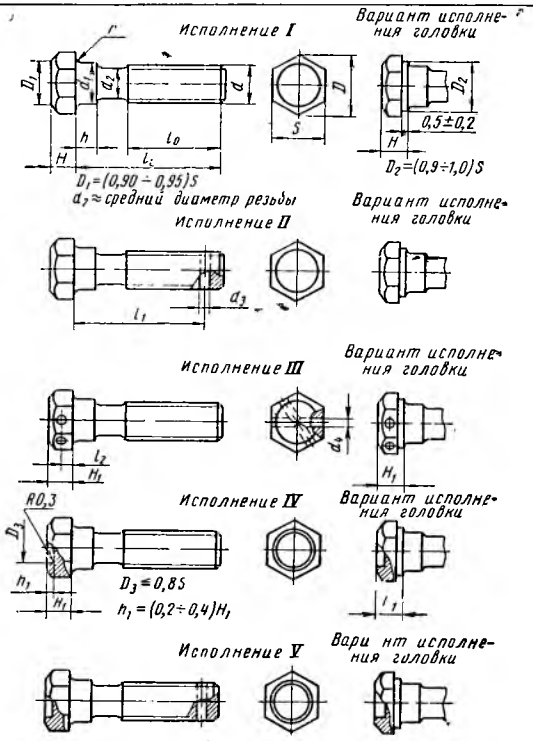
Продолжение табл. 16

d	l/l_0		
8	8—25;	$\frac{28—100}{22}$	
10	10—30;	$\frac{32—150}{26}$,	$\frac{160—200}{32}$
12	14—32;	$\frac{35—150}{30}$;	$\frac{160—260}{36}$
(14)	16—38;	$\frac{40—150}{34}$;	$\frac{160—300}{40}$
16	18—40;	$\frac{45—150}{38}$	$\frac{160—300}{44}$
18	18—40;	$\frac{45—150}{42}$	$\frac{160—300}{48}$
20	22—45;	$\frac{50—150}{46}$;	$\frac{160—300}{52}$
(22)	28—50;	$\frac{55—150}{50}$;	$\frac{160—300}{56}$
24	30—55;	$\frac{60—150}{54}$;	$\frac{160—30}{60}$
(27)	32—60;	$\frac{65—150}{60}$;	$\frac{160—300}{66}$
30	38—65;	$\frac{70—150}{66}$;	$\frac{160—300}{72}$
36	45—80;	$\frac{85—150}{78}$;	$\frac{160—300}{84}$
42	50—100;	$\frac{105—150}{90}$;	$\frac{160—300}{96}$
48	60—110;	$\frac{115—150}{102}$;	$\frac{160—300}{108}$

Условные обозначения болтов такие же, как по табл. 15, с заменой обозначения ГОСТа.

17. Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком нормальной точности

(ГОСТ 7795—70*)



Размеры, мм

d	S	H	h, не менее	d	S	H	h, не менее
6	10	4	3	20	27	11	10
8	12	5	4	(22)	30	12	11
10	14	6	5	24	32	13	12
12	17	7	6	(27)	36	15	14
(14)	19	8	7	30	41	17	15
16	22	9	8	36	50	20	18
(18)	24	10	9	42	60	23	21
				48	70	26	24

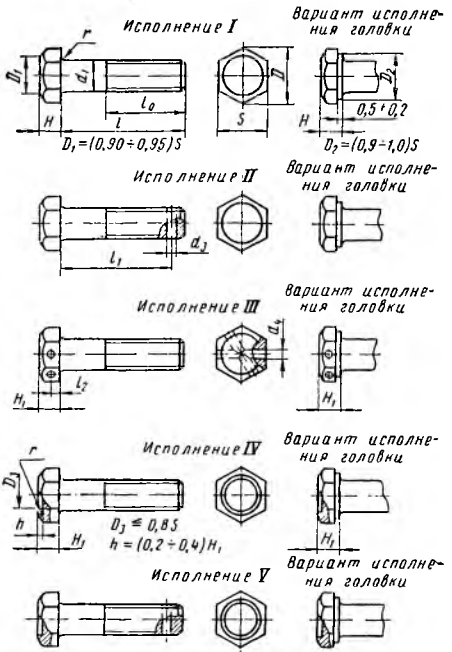
Примечания: 1. Размеры радиусов r, отверстия под шплинт d_3, d_4 и шагов резьб — по табл. 14.

2. Диаметр подголовка d_1 равен номинальному диаметру резьбы с допуском B_1.

3. Диаметр $D\approx1,1S$.

Условные обозначения болтов такие же, как по табл. 15, с заменой номера ГОСТа.

18. Болты с шестигранной уменьшенной головкой повышенной точности (ГОСТ 7808—70*)



Размеры, мм

d	S	H	d	S	H
8	12	5	(22)	30	12
10	14	6	24	32	13
12	17	7	(27)	36	15
(14)	19	8	30	41	17
16	22	9	36	50	20
(18)	24	10	42	55	23
20	27	11	48	65	26

Примечания: 1. Размеры r, d_3, d_4 и шаги резьб — по табл. 14.

2. Размер $D \approx 1{,}1S$.

19. Длины болтов с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком нормальной точности

(ГОСТ 7795—70*)

Размеры, мм

d	l/l_0		d	l/l_0	
6	$\frac{(28)—90}{18}$		20	$\frac{70—150}{46}$;	$\frac{160—300}{52}$
8	$\frac{35—100}{22}$		22	$\frac{75—150}{50}$;	$\frac{160—300}{56}$
10	$\frac{40—150}{26}$;	$\frac{160—200}{32}$	24	$\frac{80—150}{54}$;	$\frac{160—300}{60}$
12	$\frac{45—150}{30}$;	$\frac{160—260}{36}$	27	$\frac{90—150}{60}$;	$\frac{160—300}{66}$
14	$\frac{50—150}{34}$;	$\frac{160—300}{40}$	30	$\frac{100—150}{60}$;	$\frac{160—300}{72}$
16	$\frac{60—150}{38}$;	$\frac{160—300}{44}$	36	$\frac{(115)—150}{78}$;	$\frac{160—300}{84}$
18	$\frac{65—150}{42}$;	$\frac{160—300}{48}$	42	$\frac{140—150}{90}$;	$\frac{160—300}{96}$
			48	$\frac{150—150}{102}$;	$\frac{160—300}{108}$

20. Длины болтов с шестигранной уменьшенной головкой повышенной точности (ГОСТ 7808—70*)

Размеры, мм

d	l/l_0		
8	8—25;	$\frac{28—100}{22}$	
10	10—30;	$\frac{32—150}{26}$;	$\frac{160—200}{32}$

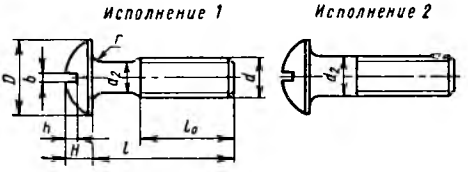
Продолжение табл. 20

d	l/l_0		
12	14—32;	$\frac{35—150}{30}$;	$\frac{160—260}{36}$
14	16—38;	$\frac{40—150}{34}$;	$\frac{160—300}{40}$
16	18—40;	$\frac{45—150}{38}$;	$\frac{160—300}{44}$
18	20—45;	$\frac{50—150}{42}$;	$\frac{160—300}{48}$
20	25—50;	$\frac{55—150}{46}$;	$\frac{160—300}{52}$
22	30—55;	$\frac{60—150}{50}$;	$\frac{160—300}{56}$
24	32—60;	$\frac{65—150}{54}$;	$\frac{160—300}{60}$
27	35—65;	$\frac{70—150}{60}$;	$\frac{160—300}{66}$
30	40—70;	$\frac{75—150}{66}$;	$\frac{160—300}{72}$
36	50—85;	$\frac{90—150}{78}$;	$\frac{160—300}{84}$
42	55—100;	$\frac{105—150}{90}$;	$\frac{160—300}{96}$
48	65—110;	$\frac{115—150}{102}$;	$\frac{160—300}{108}$

Примечания см. табл. 15.

21. Винты с полукруглой головкой нормальной точности

(ГОСТ 17473—72*)



d_2 = среднему диаметру резьбы

Размеры, мм

d	D	H	b	h	r, не более	l	Резьба до головки при $l \leqslant$	l_0	Шаг резьбы: крупный	Шаг резьбы: мелкий
1	2,0	0,7	0,32	0,4	0,2	1,5—5	5	—	0,25	—
1,2	2,4	0,8	0,32	0,4	0,2	2—7	7	—	0,25	—
(1,4)	2,8	0,95	0,32	0,5	0,2	2—11	9	8	0,3	—
1,6	3,2	1,1	0,5	0,6	0,2	2—14	13	9	0,35	—
2	4	1,4	0,5	0,9	0,3	3—18	13	10	0,4	—
2,5	5	1,7	0,5	1,1	0,3	3—25	13	11	0,45	—
3	6	2,1	0,8	1,2	0,3	3—70	14	12	0,5	—
4	8	2,8	1,0	1,8	0,35	4—70	16	14	0,7	—
5	10	3,5	1,2	2,3	0,5	6—70	18	16	0,8	—
6	12	4,2	1,6	2,5	0,6	7—70	20	18	1	—
8	16	5,6	2	3,5	1,1	12—70	25	22	1,25	1
10	20	7	2,5	4	1,1	18—70	30	26	1,5	1,25
12	22	8	3	4,2	1,6	22—85	32	30	1,75	1,25
(14)	25	9,5	3	4,5	1,6	25—90	38	34	2	1,5
16	28	11	4	5	1,6	30—95	42	38	2	1,5
(18)	32	12	4	5,5	1,6	35—110	48	42	2,5	1,5
20	36	14	4	6	2,2	40—120	50	46	2,5	1,5

Примечание. Винты $d = 2 \div 12$ мм могут иметь исполнения 3 и 4 с крестообразными шлицами.

Ряд длин l: (1,5); 2; (2,5); 3; (3,5); 4; 5; 6; (7); 8; 9; 10; 11; 12; (13); 14; 16; (18); 20; (22); 25; (28); 30; (32); 35; (38); 40; (42); 45; (48); 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; (85); 90; (95); 100; 110; 120 мм.

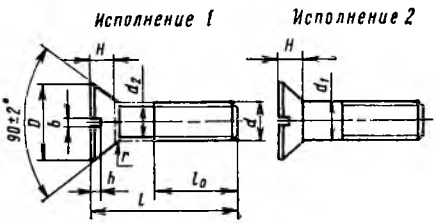
Пример условного обозначения винта исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 8g, длиной $l = 50$ мм, классом прочности 5.8, без покрытия:

Винт М12×50.58 ГОСТ 17473—72.

То же, исполнение 2, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с мелким шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной $l = 50$ мм, класса прочности 10.9, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 9 мкм:

Винт 2М12×1,25.6g×50.109.40Х.019 ГОСТ 17473—72.

22. Винты с потайной головкой нормальной точности (ГОСТ 17475—72*)



$d_2 \approx$ среднему диаметру резьбы

Размеры, мм

d	D	H	b	h	r, не более	l	Резьба до головки при $l \leqslant$	l_0	Шаг резьбы: крупный	Шаг резьбы: мелкий
1	1,9	0,5	0,32	0,3	0,2	2—5	5	—	0,25	—
1,2	2,3	0,6	0,32	0,3	0,2	3—7	7	—	0,25	—
(1,4)	2,6	0,7	0,32	0,4	0,2	3—10	10	—	0,3	—
1,6	3,0	0,8	0,5	0,4	0,2	3—14	13	9	0,35	—
2	3,8	1,0	0,5	0,5	0,3	3—18	13	10	0,4	—
2,5	4,7	1,25	0,5	0,7	0,3	3,5—25	14	11	0,45	—
3	5,6	1,5	0,8	0,9	0,3	3,5—70	16	12	0,5	—
4	7,4	2,0	1,0	1,1	0,35	7—70	18	14	0,7	—
5	9,2	2,5	1,2	1,2	0,5	8—70	20	16	0,8	—
6	11,0	3,0	1,6	1,5	0,6	8—70	22	18	1	—
8	14,5	4,0	2,0	2,0	1,1	12—70	30	22	1,25	1
10	18,0	5,0	2,5	2,5	1,1	20—70	35	26	1,5	1,25
12	21,5	5,5	3,0	2,5	1,6	22—85	42	30	1,75	1,25
(14)	25,0	6,5	3,0	3,0	1,6	25—90	45	34	2	1,5
16	28,5	7,0	4,0	3,5	1,6	30—95	50	38	2	1,5
(18)	32,5	8,0	4,0	4,0	1,8	35—110	55	42	2,5	1,5
20	36,0	9,0	4,0	4,0	2,2	4 —120	60	46	2,5	1,5

Ряд длин l: 2; (2,5); 3; (3,5); 4; 5; 6; (7); 8; 9; 10; 11; 12; (13); 14; 16; (18); 20; (22); 25; (28); 30; (32); 35; (38); 40; (42); 45; (48); 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; (85); 90; (95); 100; 110; 120 мм.

Примечание см. табл. 21. Условные обозначения винтов такие же, как в табл. 21, с заменой номера ГОСТа.

ШПИЛЬКИ

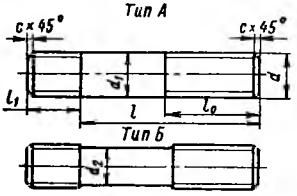
23. Шпильки для деталей с резьбовыми отверстиями с диаметром резьбы от 2 до 48 мм, нормальной точности

(ГОСТ 11765—66*)

Шпильки изготовляют типов А и Б:

А — с одинаковыми номинальными диаметрами резьбы и гладкой части;

Б — с номинальными диамстрами резьбы, бо́льшими номинального диаметра гладкой части



d	$l_1 = d$	$l_1 = 1{,}25d$	$l_1 = 2d$	Шаг резьбы	
				крупный	мелкий
2	3	3	4	0,4	—
2,5		4	5	0,45	—
3			6	0,5	—
4	4	5	8	0,7	—
5	5	6,5	10	0,8	—
6	6	7,5	12	1	—
8	8	10	16	1,25	1
10	10	12	20	1,5	1,2
12	12	15	24	1,75	1,25
(14)	14	18	28	2	1,5
16	16	20	32	2	1,5
(18)	18	22	36	40	2,5
20	20	25	40	2,5	1,5
(22)	22	28	44		
24	24	30	48	3	2
(27)	27	35	54		
30	30	38	60	3,5	
36	36	45	72	4	3
42	42	52	84	4,5	
48	48	60	95	5	

Примечания: 1. $d_2 \approx$ среднему диаметру резьбы.

2. Область применения шпилек с длиной ввинчиваемого резьбового конца l_1: $l_1 = d$ — для резьбовых отверстий в стальных, бронзовых и латунных деталях с достаточной пластичностью (δ_5 не менее 8%) и деталях из титановых сплавов; $l_1 = 1{,}25d$ — для резьбовых отверстий в деталях из ковкого и серого чугуна, а также в стальных и бронзовых с пониженной пластичностью (δ_5 менее 8%); $l_1 = 2d$ — для резьбовых отверстий в деталях из легких сплавов.

3. Шпильки с размерами, заключенными в скобки, по возможности не применять.

24. Длина шпилек l и длина резьбового конца l_0 без сбега резьбы
(ГОСТ 11765—66*)
Размеры, мм

d	l/l_0									
2	10—12 / 8	14—80 / 10								
2,5	10—12 / 8	14—160 / 11								
3	10—12 / 8	14—160 / 12								
	14 / 11	16 / 12	18—160 / 14							
5	16 / 12	18—20 / 14	22—160 / 16							
6	16 / 12	18 / 14	20—22 / 16	25—160 / 18						
8	16 / 12	18 / 14	20—22 / 16	25 / 18	28 / 20	30—200 / 22				
10	16 / 12	18 / 14	20—22 / 16	25 / 18	28 / 20	30 / 22	32 / 24			
12	25 / 18	28 / 20	30 / 22	32 / 24	35 / 26	38 / 28	40—150 / 30	35—150 / 26	160—200 / 32	
(14)	25 / 18	28 / 20	30 / 22	32 / 24	35 / 26	38 / 28	40 / 30	160—220 / 36		
16	35 / 26	38 / 28	40 / 30	42 / 32	45 / 34	48—150 / 38	160—220 / 44	42 / 32	45—150 / 34	160—220 / 40
(18)	35 / 26	38 / 28	40 / 30	42 / 32	45 / 34	48—150 / 38	55—150 / 42			
20	40 / 30	42 / 32	45 / 34	48—50 / 38	55 / 42	60—150 / 46	160—240 / 52	160—220 / 48		
(22)	45 / 34	48—50 / 38	55 / 42	60 / 46	65—150 / 50	160—240 / 56				
24	45 / 34	48—50 / 38	55 / 42	60 / 46	65 / 50	70—150 / 54	160—240 / 60			

(27)	$\frac{55}{42}$;	$\frac{60}{46}$;	$\frac{65}{50}$;	$\frac{70}{54}$;	$\frac{75—150}{60}$;	$\frac{160—260}{66}$				
30	$\frac{60}{46}$;	$\frac{65}{50}$;	$\frac{70}{54}$;	$\frac{75—80}{60}$;	$\frac{85—150}{66}$;	$\frac{160—260}{72}$				
36	$\frac{70}{54}$;	$\frac{75—80}{60}$;	$\frac{85}{66}$;	$\frac{90}{72}$;	$\frac{95}{75}$;	$\frac{100—150}{78}$;	$\frac{160—300}{84}$			
42	$\frac{80}{60}$;	$\frac{85}{66}$;	$\frac{90}{72}$;	$\frac{95}{75}$;	$\frac{100}{80}$;	$\frac{105}{85}$;	$\frac{110—150}{90}$;	$\frac{160—300}{96}$	$\frac{130—150}{102}$;	$\frac{160—300}{109}$
48	$\frac{80}{60}$;	$\frac{85}{66}$;	$\frac{90}{72}$;	$\frac{95}{75}$;	$\frac{100}{80}$;	$\frac{104}{85}$;	$\frac{110—115}{90}$;	$\frac{120}{100}$;		

Примеры условных обозначений шпилек с резьбой М16 мм, с полем допуска $8g$, с длиной шпильки $l = 120$ мм, с длиной резьбового конца $l_0 = 38$ мм:

1. Тип А, крупный шаг резьбы $P = 2$ мм, длина ввинчиваемого конца $l_1 = 1{,}25d = 20$ мм, класса прочности 5.8 без покрытия:

Шпилька М16×120 $\frac{20}{38}$ *58 ГОСТ 11765—66*.*

2. Тип А, мелкий шаг резьбы $P = 1{,}5$ мм, длина ввинчиваемого конца $l_1 = 2d = 32$ мм, класса прочности 10.9, из стали марки 40Х, с покрытием 02 толщиной 9 мкм:

Шпилька М16×1,5×120 $\frac{32}{38}$ *109.40Х.029 ГОСТ 11765—66*.*

3. Тип Б, на ввинчиваемом конце мелкий шаг резьбы $P = 1{,}5$ мм с натягом, на другом конце крупный шаг резьбы $P = 2$ мм, длина ввинчиваемого конца $l_1 = d = 16$ мм, класса прочности 6.6 с покрытием 0,5 мкм:

Шпилька БМ16× $\frac{1{,}5Т02}{2}$ *×120* $\frac{16}{38}$ *66.05 ГОСТ 11765—66*.*

4. Тип Б, на ввинчиваемом конце мелкий шаг резьбы $P = 1{,}5$ мм, на другом конце крупный шаг резьбы $P = 2$ мм с зазором, длина ввинчиваемого конца $l_1 = 2d = 35$ мм, из материала группы 23, из стали марки 14Х17Н2, без покрытия:

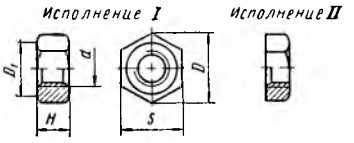
Шпилька БМ16× $\frac{1{,}5}{26с}$ *×120* $\frac{32}{38}$ *23.14Х17Н2 ГОСТ 11765—66*.*

5. Тип А, на ввинчиваемом конце мелкий шаг резьбы $P = 1{,}5$ мм, с полем допуска $6g$, на другом конце крупный шаг резьбы $P = 2$ мм, с полем допуска $8g$, длина ввинчиваемого конца $l_1 = d = 16$ мм, из материала группы 32, из сплава марки Л63, с покрытием 03 толщиной 6 мкм:

Шпилька М16 $\frac{1{,}5\,6g}{28g}$ *×120* $\frac{16}{38}$ *32.Л63.036 ГОСТ 11765—66*.*

ГАЙКИ

25. Гайки шестигранные нормальной точности (ГОСТ 5915—70*), повышенной точности (ГОСТ 5927—70*), низкие нормальной точности (ГОСТ 5916—70*), и повышенной точности (ГОСТ 5929—70 *), особо высокие повышенной точности (ГОСТ 5931—70*)



$D_1 = (0{,}90—0{,}95)\,S$

Размеры, мм

d	S	Высота H гайки по ГОСТ		
		5915—70*, 5927—70*	5916—70*, 5929—70*	5931—70*
(1)	3,2	1,0	0,8	—
(1,4)	3,2	1,0	1,0	—
1,6	3,2	1,3	1,2	—
2	4	1,6	1,2	—
2,5	5	2	1,6	—
3	5,5	2,4	2	—
4	7	3,2	2,5	—
5	8	4	3	—
6	10	5	4	—
8	13	6,5	5	12
10	17	8	6	15
12	19	10	7	18
(14)	22	11	8	21
16	24	13	8	24
(18)	27	15	9	27
20	30	16	9	30
(22)	32	18	10	32
24	36	19	10	36
(27)	41	22	12	40
30	46	24	12	45
36	55	29	14	54
42	65	34	16	63
48	75	38	18	71

Примечания: 1. Шаги резьб см. в табл. 16.

2. Гайки по ГОСТ 5915—70* изготовляют, начиная с $d = 6$ мм, а по ГОСТ 5929—70* и 5931—70* с $d = 8$ мм.

3. Гайки по ГОСТ 5927—70*, 5929—70* и 5931—70* имеют только исполнение 1.

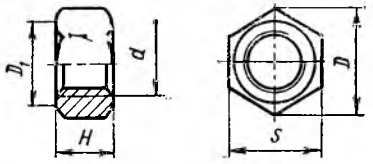
Пример условного обозначения гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска $7H$, класса прочности 5, без покрытия:

*Гайка М12.5 ГОСТ 5915—70**.

То же, исполнения 2, с мелким шагом резьбы, с полем допуска $6H$, класса прочности 12, из стали марки 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

*Гайка 2М12×1,25.6Н.12.40Х.016 ГОСТ 5915—70**.

26. Гайки шестигранные повышенной точности с уменьшенным размером под ключ (ГОСТ 2524—70*) и те же низкие (ГОСТ 2526—70*)



$D_1 = (0{,}9—0{,}95)\,S$

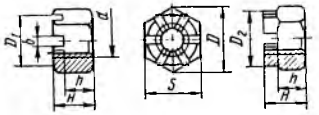
Размеры, мм

d	*S*	Высота *H* гайки по ГОСТ	
		2524—70*	2526—70*
8	12	6,5	5
10	14	8	6
12	17	10	7
(14)	19	11	8
16	22	13	8
(18)	24	15	9
20	27	16	9
(22)	30	18	10
24	32	19	10
(27)	36	22	12
30	41	24	12
36	50	29	14
42	60	34	16
48	70	38	18

27. Гайки шестигранные прорезные и корончатые нормальной точности (ГОСТ 5918—73), повышенной точности (ГОСТ 5932—73*) низкие нормальной точности (ГОСТ 5919—73), низкие повышенной точности (ГОСТ 5933—73*)

$D \approx 1{,}1S$;
$D_1 = (0{,}9 \div 0{,}95)\,S$

Исполнение I Исполнение II



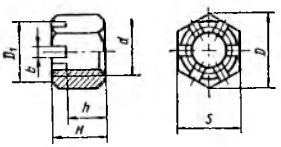
Размеры, мм

d	H по ГОСТ		b	h по ГОСТ		D_2	Шплинты исполнения	
	5918—73, 5932—73*	5919—73, 5933—73*		5918—73, 5932—73*	5919—73, 5933—73		I	II
4	5	—	1,2	3,2	—	—	1×12	—
5	6	—	1,4	4	—	—	1,2×12	—
6	7,5	6	2	5	3,5	—	1,6×16	—
8	9,5	7	2,5	6,5	4	—	2×20	—
10	12	8	2,8	8	5	—	2,5×25	—
12	15	10	3,5	10	6	17	3,2×32	3,2×25
(14)	16	11	3,5	11	7	19	3,2×32	3,2×25
16	19	12	4,5	13	7	22	4×36	4×32
(18)	21	13	4,5	15	8	25	4×40	4×36
20	22	13	4,5	16	8	28	4×40	4×36
(22)	26	15	5,5	18	9	30	5×45	5×40
24	27	15	5,5	19	9	34	5×45	5×40
27	30	17	5,5	22	11	38	5×50	5×45
30	33	18	7	24	11	42	6,3×60	6,3×50
36	38	20	7	29	13	50	6,3×70	6,3×60
42	46	23	9	34	14	58	8×80	8×70
48	50	25	9	38	16	65	8×90	8×80

Примечания: 1. Шаги резьб см. в табл. 14.
2. Размер S под ключ — по табл. 25. Условные обозначения гаек такие же, как в табл. 25, с заменой номера ГОСТа.

28. Гайки шестигранные прорезные с уменьшенным размером, под ключ, повышенной точности (ГОСТ 2528—73) и то же — низкие (ГОСТ 5935—73)

$D = 1{,}1S$;
$D_1 = (0{,}9 \div 0{,}95)\,S$.



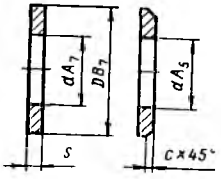
Размеры,

d	*H* по ГОСТ		*b*	*h* по ГОСТ		Шплинты *d*×*l*
	2528—73	5935—73		2528—73	5935—73	
8	9,5	7	2,5	6,5	4	2×20
10	12	8	2,8	8	5	2,5×25
12	15	10	3,5	10	6	3,2×25
(14)	16	11	3,5	11	7	3,2×25
16	19	12	4,5	13	7	4×32
(18)	21	13	4,5	15	8	4×36
20	22	13	4,5	16	8	4×36
(22)	26	15	5,5	18	9	5×40
24	27	15	5,5	19	9	5×40
(27)	30	17	5,5	22	11	5×45
30	33	18	7	24	11	6,3×50
36	38	20	7	29	13	6,3×60
42	46	23	9	34	14	8×70
48	50		9	38	16	8×80

Примечания: 1. Шаг резьбы см. в табл. 14.
2. Размер под ключ — по табл. 26.
Условные обозначения гаек такие же, как в табл. 25, с заменой номера ГОСТа.

29. Шайбы (ГОСТ 11371—68), увеличенные (ГОСТ 6958—68*) и уменьшенные (ГОСТ 10450—68)

Исполнение 1 Исполнение 2



Размеры, мм

Диаметр стержня	d	ГОСТ 11371—68*		ГОСТ 6958—68*		ГОСТ 10450—68*	
		D	S	D	S	D	S
1	1,2	3,5	0,3	—	—	—	—
1,2	1,4	4	0,3	—	—	—	—
1,4	1,6	4	0,3	5	0,8	—	—
1,6	1,8	4	0,3	5	0,8	4	0,3
2	2,2	5	0,3	6	1,0	4,5	0,3
2,5	2,7	6,5	0,5	8	1,0	5	0,5
3	3,2	7	0,5	10	1,0	6	0,5
4	4,3	9	0,8	12	1,2	8	0,8
5	5,3	10	1,0	16	1,6	10	0,8
6	6,4	12,5	1,6	18	1,6	12	1,0
8	8,4	17	1,6	24	2,0	15,5	1,6
10	10,5	21	2,0	30	3,0	18	1,6
12	13	24	2,5	36	3,0	21	2,0
14	15	28	2,5	42	3,0	24	2,0
16	17	30	2,5	48	4,0	28	2,0
18	19	34	3,0	55	4,0	30	2,5
20	21	37	3,0	60	5,0	34	2,5
22	23	39	3,0	65	5,0	37	2,5
24	25	44	40	70	6,0	39	2,5
27	28	50	4,0	80	6,0	44	2,5
30	31	56	4,0	90	6,0	50	3,0
36	37	66	5,0	100	8,0	60	3,0
42	43	78	7,0	120	8,0	72	4,0
48	50	92	8,0	140	8,0	84	6,0

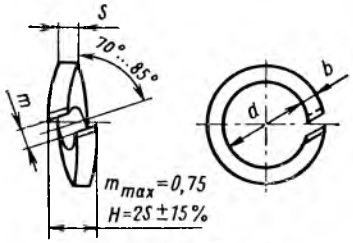
Пример условного обозначения шайбы исполнения 1, диаметром 12 мм, условной толщины, из материала группы 01, с покрытием 05:

Шайба 12.01,05 ГОСТ 11371—68.*

То же, исполнения 2, допускаемой толщиной 4,0 мм, из материала группы 0,4, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

Шайба 2.12.4.04.016 ГОСТ 11371—68.*

30. Шайбы пружинные (ГОСТ 6402—70*)



Размеры, мм

Нормальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	d	Легкие		Нормальные	Тяжелые	Особо тяжелые
		S	b	$S=b$	$S=b$	$S=b$
2	2,1	—	—	0,5	0,6	—
2,5	2,6	—	—	0,6	0,8	—
3	3,1	0,6	1,0	0,8	1,0	—
4	4,1	1,0	1,4	1,2	1,4	—
5	5,1	1,2	1,6	1,4	1,6	—
6	6,1	1,4	2,0	1,6	2,0	—
8	8,1	1,6	2,5	2,0	2,5	—
10	10,1	2,0	3,0	2,5	3,0	3,5
12	12,1	2,5	3,5	3,0	3,5	4,0
14	14,2	3,0	4,0	3,5	4,0	4,5
16	16,3	3,2	4,5	4,0	4,5	5,0
18	18,3	3,5	5,0	4,5	5,0	5,5
20	20,5	4,0	5,5	5,0	5,5	6,0
22	22,5	4,5	6,0	5,5	6,0	7,0
24	24,5	5,0	7,0	6,0	7,0	8,0
27	27,5	5,5	8,0	7,0	8,0	9,0
30	30,5	6,0	9,0	8,0	9,0	10,0
36	36,5	—	—	9,0	10,0	12,0
42	42,5	—	—	10,0	12,0	12,0
48	48,5	—	—	12,0	—	—

Примеры условных обозначений пружинной шайбы для болта диаметром резьбы 12 мм:

легкой из бронзы марки БрКМц 3-1 без покрытия

*Шайба 12 ЛБрКМц 3-1 ГОСТ 6402—70**;

нормальной из стали марки 65Г с кадмиевым покрытием толщиной 9 мкм:

*Шайба 12 65Г.029 ГОСТ 6402—70**;

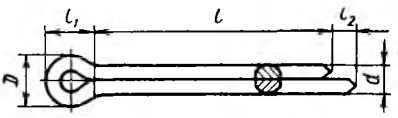
тяжелой из стали марки 3Х13 с пассивным покрытием:

*Шайба 12Т 3Х13 11 ГОСТ 6402—70**;

особо тяжелой из стали марки 65Г, покрытие никелевое толщиной 3 мкм, с подслоем меди толщиной 12 мкм:

*Шайба 120Т65Г 03 М12Н3 ГОСТ 6402—70**.

31. Шплинты (ГОСТ 397—66*)



Размеры, мм

Диаметр шплинта	d	D	l_1	l_2	Диаметр вала и болта	
0,6 0,8 1,0 1,2	0,5 0,7 0,9 1,0	1,1 1,5 1,9 2,25	4—8 4—12 6—25 8—16	1,5 2,0 2,5 3,0	1,6	2—2,8 2,8—3,6 3,5—4,5 4,5—5,5
1,5 1,6	1,3	2,8	8—40	3,5	2,5	5,5—7,0
2,0 2,5	1,8 2,2	3,8 4,7	8—45 10—50	5,0 6,0		7,0—9,0 9,0—11
(3,0) 3,2	2,7	5,8	12—60	7,5		11—14
4,0 5,0	3,6 4,6	7,1 9,1	16—55 16—80	9,0 11,5	4	14—20 20—28
(6,0) 6,3	5,6	11,1	20—110	14,0		28—40
8,0 10 (12) 13 16 20	7,5 9,5 11,5 12,0 15,0 19,0	13,5 17,5 21,5 23,5 30,0 38,0	50—160 70—220 80—200 100—280 140—280 180—280	16,0 21,0 25,0 32,0 40,0	6	40—55 55—80 80—110 110—160 Св. 160

Примечания: 1. Диаметр шплинта равен диаметру отверстия.

2. Примеры условного обозначения шплинта с условным диаметром 5 мм, длиной 28 мм, из материала подгруппы 00, с покрытием по подгруппе 1:

*Шплинт 5×28—001 ГОСТ 397—66**

То же, из материала подгруппы 21, с покрытием по подгруппе 6:

*Шплинт 5×28—216 ГОСТ 397—66**.

То же, из материала подгруппы 62, с покрытием по подгруппе 3:

*Шплинт 5×28—623 397—66**.

То же, из материала подгруппы 71, с покрытием по подгруппе 1:

*Шплинт 5×28—711 ГОСТ 397—66**.

ДОПУСКИ НА РЕЗЬБОВЫЕ СОПРЯЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Геометрические зависимости для стандартизованных резьб приведены в табл. 32.

Основные параметры однозаходных цилиндрических резьб: диаметры наружный d, D, средний d_2, D_2 и внутренний $d_1 D_1$, шаг P и угол профиля резьбы α (рис. 13).

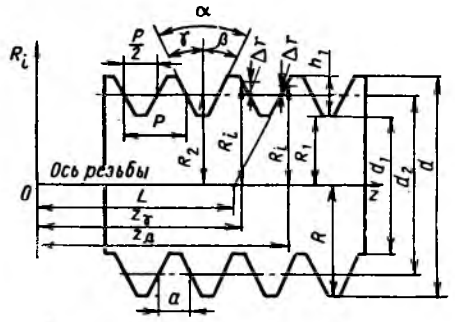


Рис. 13. Однозаходная цилиндрическая резьба

Для одно- и многозаходных резьб с прямолинейными образующими профиля наиболее важны средний диаметр, шаг (ход), угол профиля и угол захода резьбы (рис. 14).

Средним диаметром резьбы d_2, D_2 называют диаметр воображаемого цилиндра, ось которого совпадает с осью резьбы, а образующие поверхности пересекают профиль в точках:

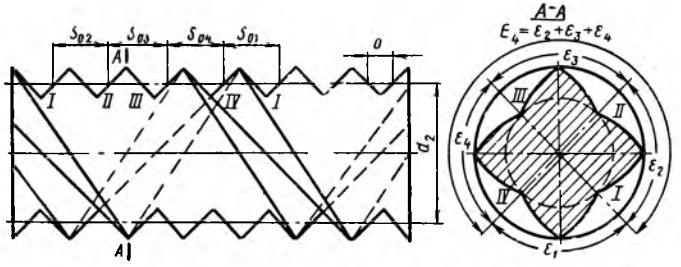


Рис. 14. Винтовые поверхности четырехзаходной резьбы:

I—IV — номера заходов; S_{01}, S_{02}, S_{03}, S_{04} — осевые шаги заходов; ε_1, ε_2, ε_3, ε_4 — угловые шаги заходов; E_4 — угол между первым и четвертым заходом

а) где ширина впадины $a = 0{,}5P$ для однозаходной резьбы;

б) где $a = P/n$ для многозаходной резьбы (n — число заходов).

Под *шагом однозаходной резьбы и ходом многозаходной резьбы* P следует понимать поступательное перемещение образующей профиля

32. Геометрические зависимости по допускам резьбовых сопряжений

Резьба, ГОСТ	d, мм	Допуски на резьбу *			Диаметральная компенсация ошибок	
		ГОСТ	Посадка	Класс или степень точности	шага, мм	половины угла профиля минуты
Метрическая, 9000—73	0,25—0,69	9000—73 (рис. 6)	—	—	—	
Метрическая, 9150—59*:						
с крупным шагом	1—68		Скользящая по среднему диаметру	1 2 3	$1{,}732\Delta P$	$0{,}36P\Delta\frac{\alpha}{2}$
с мелким шагом	1—600	(рис. 18)		1 2 2а 3		
Метрическая	1—600	16093—70* (рис. 19)	С гарантированным зазором по среднему диаметру h, g, e, d, H, G	Для болтов	$1{,}732\Delta P$	$0{,}36P\Delta\frac{\alpha}{2}$
Метрическая тугая	5—48	4608—65* (рис. 20, 21)	С гарантированным натягом по среднему диаметру $\frac{A_0}{T_0}$; $\frac{A_{02}}{T_{02}}$; $\frac{A_0 3}{T_0 3}$; $\frac{A_1 2}{T_1 2}$	Для гаек	$1{,}732\Delta P$	$0{,}36P\Delta\frac{\alpha}{2}$
Трубная цилиндрическая, 6357—73	$^1/_8$—6″	6357—73 (рис. 22)	Скользящая по среднему диаметру	2,3	$1{,}921\Delta P$	$0{,}35P\Delta\frac{\alpha}{2}$
Трапецеидальная однозаходовая, 9484—73	10—640	9562—75 (рис. 23, 24)	С гарантированным зазором по среднему диаметру	Для винтов 1, 2, 3, 3Х; для гаек 1, 2, 3	$3{,}732\Delta P$	$0{,}582P\Delta\frac{\alpha}{2}$
Упорная, 10177—62	10—66	10177—62 (рис. 25, 26)	То же	Для гаек 1; для винтов 1, 2	$3{,}175\Delta P$	$0{,}46P\ (\Delta\beta + 0{,}75\Delta\gamma)$

Примечание. P — шаг резьбы, мм; d — диаметр резьбы, мм; ΔP — наибольшая на длине свинчивания ошибка шага резьбы, мкм; $\Delta\frac{\alpha}{2}$ наибольшая по длине свинчивания ошибка половины угла профиля резьбы, мин

* Система допусков — отверстие.

резьбы, соответствующее одному полному обороту и измеренное на рассстоянии, равном половине среднего диаметра от оси резьбы.

Шагом (ходом) винтовой пары называют поступательное перемещение одной из сопряженных деталей пары в их относительном винтовом движении, совершаемом за один оборот.

Номинальный шаг (ход) винтовой пары равен произведению осевого шага захода S_0, умноженному на число заходов.

Углом наклона образующей профиля (β, γ) называют угол между образующей и перпендикуляром к оси резьбы, измеренный в плоскости ее осевого сечения (см. рис. 13).

Для резьб с симметричным профилем

$$\beta = \gamma = \frac{\alpha}{2};$$

с несимметричным профилем

$$\beta \neq \gamma \neq \frac{\alpha}{2}, \text{ но } \alpha = \beta + \gamma.$$

Осевым шагом захода называют расстояние S_0 между одноименными образующими профиля двух рядов лежащих впадин многозаходной резьбы, измеренное в направлении, параллельном оси, на расстоянии, равном половине среднего диаметра от оси резьбы. Номинальный осевой шаг захода

$$S_0 = \frac{P}{n}.$$

Угловым шагом вахода цилиндрической резьбы ε называют центральный угол между средними точками двух смежных одноименных боковых сторон в сечении, перпендикулярном к оси резьбы:

$$\varepsilon = \frac{2\pi}{n}.$$

Равномерность расположения заходов характеризуется углом захода E_u между первым и u-ым заходом, где u — номер рассматриваемого захода:

$$E_u = \frac{2\pi}{n}(u - 1) = \varepsilon(u - 1).$$

ПОГРЕШНОСТИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗЬБЫ

Погрешностью среднего диаметра резьбы (Δd_2) называют разность между действительным и теоретическим значениями среднего диаметра.

Кинематическая погрешность резьбы — разность между действительным и номинальным осевыми перемещениями гайки в однопрофильном контакте при заданном угле поворота винта.

Кинематическая погрешность резьбы есть комплексная погрешность, включающая в себя погрешности шага, хода, колебание погрешностей среднего диаметра и угла наклона боковой стороны.

Кинематическую погрешность многозаходной резьбы контролируют по каждому заходу отдельно.

Погрешность хода — разность между действительным и номинальным осевыми перемещениями средней точки боковой стороны, соответствующая одному полному обороту точки.

Погрешностью угла наклона образующей профиля ($\Delta\beta$, $\Delta\gamma$) называют разность между действительным и теоретическим значениями углов наклона образующих, измеренную в осевом сечении резьбы.

Результирующая погрешность угла наклона образующей профиля состоит из постоянной и случайной величин:

$$\Delta\beta = \Delta_1\beta + \Delta_2\beta; \quad \Delta\gamma = \Delta_1\gamma + \Delta_2\gamma,$$

где $\Delta_1\beta$ и $\Delta_1\gamma$ — погрешности, постоянные по длине образованной резьбы; $\Delta_2\beta$ и $\Delta_2\gamma$ — случайные погрешности, величина и знак которых меняются по длине образованной резьбы.

Появление погрешностей $\Delta_1\beta$ и $\Delta_1\gamma$ вызывается неточностью профилирования и установки резьбообразующего инструмента.

Погрешности $\Delta_2\beta$ и $\Delta_2\gamma$ обусловлены динамическими эффектами и случайными факторами, действующими в процессе резьбообразования.

Погрешности среднего диаметра, хода и углов наклона образующих профиля многозаходной резьбы должны рассматриваться независимо по каждому из заходов.

ХАРАКТЕР РЕЗЬБОВОГО СОПРЯЖЕНИЯ

Наиболее распространен способ сопряжения резьбы по образующим профиля; при этом возможность контакта по вершинам и впадинам исключается соответствующим расположением допусков на наружный и внутренний диаметры резьбы.

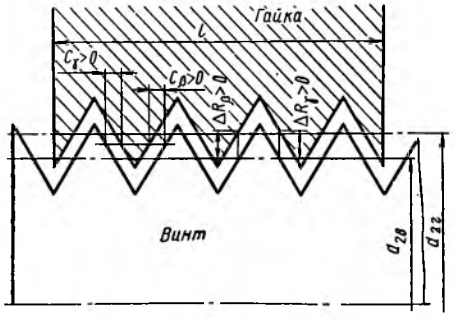


Рис. 15. Резьбовые сопряжения с гарантированным зазором

Характер резьбового сопряжения (посадка) определяется величиной зазора (натяга) между одноименными образующими профиля сопряженных резьб винта и гайки на длине их свинчивания l_l (рис. 15).

Зависимости величин осевого и радиального зазоров (натягов) от погрешностей основных параметров для одно- и многозаходной резьб:

между образующими β:

осевой зазор (натяг) C

$$[C_\beta]_u = \left[\left(\Delta R_2^{\circ} + \Delta R_{2г} - \Delta R_{2в}\right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + (\Delta P_в - \Delta P_г) + \right.$$

$$\left. + \frac{P}{2\pi} (\Delta E_в - \Delta E_г) \pm \frac{0{,}291}{2 \cos^2 \frac{\alpha}{2}} h (\Delta\beta_в - \Delta\beta_г) \right]_u$$

радиальный зазор (натяг)

$$[\Delta R_\beta]_u = \left[\left(\Delta R_2^{\circ} + \Delta R_{2г} - \Delta R_{2в}\right) + (\Delta P_в - \Delta P_г) \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} + \right.$$

$$\left. + \frac{P_0}{2\pi} (\Delta E_в - \Delta E_г) \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \pm \frac{0{,}291}{\sin \alpha} h (\Delta\beta_в - \Delta\beta_г) \right]_u ;$$

между образующими γ:
осевой зазор (натяг) C

$$[C_\gamma]_u = \left[\left(\Delta R_2^{\circ} + \Delta R_{2г} - \Delta R_{2в}\right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - (\Delta P_в - \Delta P_г) - \right.$$

$$\left. - \frac{P}{2\pi} (\Delta E_в - \Delta E_г) \pm \frac{0{,}291}{2 \cos^2 \frac{\alpha}{2}} h (\Delta\gamma_в - \Delta\gamma_г) \right]_u$$

радиальный зазор (натяг) ΔR

$$[\Delta R_\gamma]_u = \left[\left(\Delta R_2^{\circ} + \Delta R_{2г} - \Delta R_{2в}\right) - (\Delta P_в - \Delta P_г) \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - \right.$$

$$\left. - \frac{P}{2\pi} (\Delta E_в - \Delta E_г) \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \pm \frac{0{,}291}{\sin \alpha} h (\Delta\gamma_в - \Delta\gamma_г) \right]_u .$$

Здесь h — высота профиля, мм; P — теоретический шаг резьбы, мм; u — номер захода (для однозаходной резьбы 1 $\Delta E = 0$); ΔR_2^0 — гарантированный (теоретический) радиальный зазор (натяг) по среднему диаметру резьбового сопряжения, мкм; ΔR_2 — погрешности среднего радиуса резьбы винта ($\Delta R_{2в}$) и гайки ($\Delta R_{2г}$), мкм.

Погрешность шага ΔP (мкм) отсчитывается от начала координат винтовой погрешности резьбы.

При $C > 0$ и $\Delta R > 0$ в резьбовом сопряжении будет зазор, а при $C < 0$ и $\Delta R < 0$ — натяг. Знак «плюс» принимается при вычислении зазора (натяга) между прямолинейными образующими профиля около наружного диаметра резьбы винта, а знак «минус» — около внутреннего диаметра резьбы гайки.

ДОПУСКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Взаимозаменяемость резьбовых изделий обеспечивается ограничением предельных контуров резьбы сопрягаемых деталей на всей длине свинчивания; сумма погрешностей основных параметров резьбы должна находиться в поле допуска.

В процессе резьбообразования погрешности по основным параметрам резьбы появляются независимо, причем погрешности шага и угла профиля резьбы могут компенсироваться соответственным уменьшением среднего диаметра резьбы винта или увеличением среднего диаметра резьбы гайки.

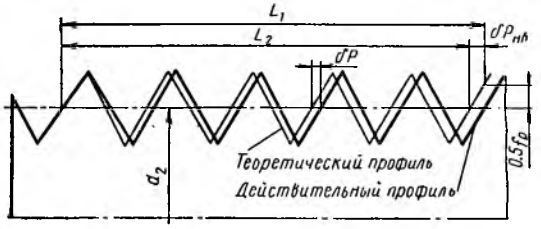


Рис. 16. Схема диаметральных компенсаций погрешностей шага резьбы

Величины диаметральных компенсаций погрешностей шага f_P (рис. 16) и угла профиля f_α (рис. 17) на длине свинчивания выражаются зависимостями

$$f_P = \Delta P \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2};$$

$$f_\alpha = \frac{0{,}291}{\sin \alpha} (\Delta\beta + \Delta\gamma);$$



Рис. 17. Схема диаметральных компенсаций погрешностей угла профиля

при $\beta = \gamma = \frac{\alpha}{2}$

$$f_\alpha = \frac{0{,}582h}{\sin \alpha} \cdot \frac{\Delta\alpha}{2}.$$

Для резьбовых соединений отклонения каждого из основных параметров резьбы отдельно не нормируют, а устанавливают суммарный

33. Допуски метрических резьб диаметром 0,25—0,9 мм

Номинальный диаметр резьбы, мм	Шаг резьбы, мм	Винт							Гайка						
		d				d_2		d_1	D	D_2		D_1			
		Предельные отклонения (мкм) для полей допусков													
		5h3		5h5		5h3, 5h5			4H5, 4H6	4H5, 4H6		4H5		4H6	
		верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее
0,25	0,075	0	−16	—	—	0	−20	+9	0	0	+20	+9	+26		
0,3	0,08							+10				+10	+27		
0,35	0,09		−18				−22	+11			+22	+11	+33		
0,4	0,1														
0,45	0,1		−20				−24	+12			+24	+12	+38	+12	+50
0,5	0,125				−32		−26	+15			+26	+15	+50	+15	+70
0,55	0,125														
0,6	0,15		−25		−40		−28	+18			+28	+18	+84	+18	+84
0,7	0,175				−45		−32	+21			+32	+21	+74	+21	+94
0,8	0,2		−30				−36	+25			+36	+25	+82	+25	+102
0,9	0,225				−50		−40	+28			+40	+28	+89	+28	+109

84. Предельные отклонения
(ГОСТ 16093—

Шаг, мм	Номинальный диаметр, мм	Поля				
		4h			6h	
		верхнее	нижнее		верхнее	нижнее
		d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2
0,2	От 1,0 до 1,4 Св. 1,4 до 2,8	0	−36	−30 −32	0	−56	48 −50
0,25	От 1,0 до 1,4 Св. 1,4 до 2,8		−42	−34 −36		−67	−53 −56
0,3	От 1,0 до 1,4		−48	−36		−75	−56
0,35	Св. 1,4 до 2,8 Св. 2,8 до 5,6		−53	−40 −42		−85	−63 −67
0,4	Св. 1,4 до 2,8		−60	−42		−95	−67
0,45	Св. 1,4 до 2,8		−63	−45		−100	−71
0,5	Св. 2,8 до 5,6 Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4	0	−67	−48 −53 −56	0	−106	−75 −85 −90
0,6	Св. 2,8 до 5,6		−80	−53		−125	−85
0,7	Св. 2,8 до 5,6		−90	−56		−140	−90
0,75	Св. 2,8 до 5,6 Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4 Св. 22,4 до 45,0		−90	−56 −63 −67 −71		−140	−90 −100 −106 −112
0,8	Св. 2,8 до 5,6		−95	−60		−150	−95
1,0	Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4 Св. 22,4 до 45,0 Св. 45,0 до 90,0		−112	−71 −75 −80 −90		−180	−112 −118 −125 −140
1,25	Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4		−132	−75 −85		−212	−118 −132
1,5	Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4 Св. 22,4 до 45,0		−150	−85 −90 −95		−236	−132 −140 −150
1,5	Св. 45,0 до 90,0 Св. 50,0 до 180,0		−150	−100 −106		−236	−160 −170
1,75	Св. 11,2 до 22,4		−170	−95		−265	−150

диаметров резьбы болтов
70*), мкм

допусков								
6g			6e			6d		
верхнее	нижнее		верхнее	нижнее		верхнее	нижнее	
d_2, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2
—17	—73	—65 —67	—	—	—	—	—	—
—18	—85	—71 —74	— —	— —	— —	— —	— —	— —
—18	—93	—74	—	—	—	—	—	—
—19	—104	—82 —86	—	—	—	—	—	—
—19	—114	—86	—	—	—	—	—	—
—20	—120	—91	—	—	—	—	—	—
—20	—126	—95 —105 —110	—50	—156	—125 —135 —140	— — —	— — —	— — —
—21	—146	—106	—53	—178	—138	—	—	—
—22	—162	—112	—56	—196	—146	—	—	—
—22	—162	—112 —122 —128 —134	—56	—196	—146 —156 —162 —168	— — — —	— — — —	— — — —
—24	—174	—119	—60	—210	—156	—	—	—
—26	—206	—138 —144 —151 —166	—60	—240	—172 —178 —185 —200	— — —90	— — —270	—202 —208 —215 —230
—28	—240	—146 —160	—63	—275	—181 —195	—95	—303	—213 —227
—32	—268	—164 —172 —182	—67	—303	—199 —207 —217	—95	—331	—227 —235 —245
—32	—268	—192 —202	—67	—303	—227 —237	—95	—331	—255 —265
—34	—299	—184	—71	—336	—221	—100	—365	—250

Шаг, мм	Номинальный диаметр, мм	Поля					
		4h			6h		
		верхнее	нижнее		верхнее	нижнее	
		d_2, d_1, d_2	d	d_2	d_2, d_1, d_2	d	d_2
0,8	Св. 2,8 до 5,6	0	−150	−118	−24	−174	−142
1,0	Св. 5,6 до 11,2		−180	−140	−26	−206	−166
	Св. 11,2 до 22,4			−150			−176
	Св. 22,4 до 45,0			−160			−186
	Св. 45,0 до 90,0			−180			−206
1,25	Св. 5,6 до 11,2		−212	−150	−28	−240	−178
	Св. 11,2 до 22,4			−170			−198
1,5	Св. 5,6 до 11,2		−236	−170	−32	−268	−202
	Св. 11,2 до 22,4			−180			−212
	Св. 22,4 до 45,0			−190			−222
1,5	Св. 45,0 до 90,0		−236	−200	−32	−268	−232
	Св. 00,0 до 180,0			−212			−244
1,75	Св. 11,2 до 22,4		−235	−190	−34	−299	−224
2,0	Св. 11,2 до 22,4		−280	−200	−38	−318	−238
	Св. 22,4 до 45,0			−212			−250
	Св. 45,0 до 90,0			−224			−262
	Св. 90,0 до 180,0			−236			−274
	Св. 180,0 до 355,0			−265			−303
2,5	Св. 11,2 до 22,4		−335	−212	−42	−377	−254
3,0	Св. 22,4 до 45,0		−375	−250	−48	−423	−298
	Св. 45,0 до 90,0			−265			−313
	Св. 90,0 до 180,0			−280			−328
	Св. 180,0 до 355,0			−315			−363
3,5	Св. 22,4 до 45,0		−425	−265	−53	−478	−318
4,0	Св. 22,4 до 45,0		−475	−280	−60	−535	−340
	Св. 45,0 до 90,0			−300			−360
	Св. 90,0 до 180,0			−315			−375
	Св. 180,0 до 355,0			−355			−415
	Св. 355,0 до 600,0			−375			−435
4,5	Св. 22,4 до 45,0		−500	−300	−63	−563	−363
5,0	Св. 45,0 до 90,0		−530	−315	−71	−601	−386
5,5	Св. 45,0 до 90,0		−560	−335	−75	−635	−410

Продолжение табл. 34

допусков								
6g			6e			6d		
верхнее			верхнее			верхнее		
d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2
—60	—210	—178		—236	—150	—24	—260	—174
—60	—240	—200 —210 —220 —240	0	—280	—180 —190 —200 —224	—26	—306	—206 —216 —226 —250
—63	—275	—213 —233		—335	—190 —212	—28	—363	—218 —240
—67 —67	—303 —303	—237 —247 —257 —267 —279		—375 —375	—212 —224 —236 —250 —265	—32 —32	—407 —407	—244 —256 —268 —282 —297
—71	—336	—261		—425	—236	—34	—459	—270
—71	—351	—271 —283 —295 —307 —336		—450	—250 —265 —280 —300 —335	—38	—488	—288 —303 —318 —338 —373
—80	—415	—292		—530	—265	—42	—572	—307
—85	—460	—335 —350 —365 —400		—600	—315 —335 —355 —400	—48	—648	—363 —383 —403 —448
—90	—515	—355	0	—670	—335	—53	—723	—388
—95	—570	—375 —395 —410 —450 —470		—750	—355 —375 —400 —450 —475	—60	—810	—415 —435 —460 —510 —535
—100	—600	—400		—800	—375	—63	—863	—438
—106	—636	—421		—850	—400	—71	—921	—471
—112	—672	—447		—900	—425	—75	—975	—500

Шаг, мм	Номинальный диаметр, мм	Поля					
		4h			6h		
		верхнее			верхнее	нижнее	
		d, d_1, d_2	d	d_1	d, d_1, d_2	d	d_2
6,0	Св. 45,0 до 90,0 Св. 90,0 до 180,0 Св. 180,0 до 355,0 Св. 355,0 до 600,0	0	−600	−355 −375 −400 −425	−80	−680	−435 −455 −480 −505
2,0	Св. 11,2 до 22,4 Св. 22,4 до 45,0 Св. 45,0 до 90,0 Св. 90,0 до 180,0 Св. 180 до 355,0		−180	−100 −106 −112 −118 −132	0	−280	−160 −170 −180 −190 −212
2,5	Св. 11,2 до 22,4		−212	−106		−335	−170
3,0	Св. 22,4 до 45,0 Св 45,0 до 90,0 Св 90,0 до 180,0 Св. 180,0 до 355,0		−236	−125 −132 −140 −160		−375	−200 −212 −224 −250
3,5	Св 22,4 до 45,0		−265	−132		−425	−212
4,0	Св 22,4 до 45,0 Св 45,0 до 90,0 Св 90,0 до 180,0 Св. 180,0 до 355,0 Св. 355,0 до 600,0		−300	−140 −150 −160 −180 −190		−475	−224 −236 −250 −280 −300
4,5	Св. 22,4 до 45,0		−315	−150		−500	−236
5,0	Св. 45,0 до 90,0		−335	−160		−530	−250
5,5	Св. 45,0 до 90,0		−355	−170		−560	−265
6,0	Св. 45,0 до 90,0 Св. 90,0 до 180,0 Св. 180,0 до 355,0 Св. 355,0 до 600,0		−375	−180 −190 −200 −212		−600	−280 −300 −315 −335

Примечание. Предельные отклонения, указанные в скобках.

Продолжение табл. 34

допусков

6g			6l			6d		
верхнее	нижнее		верхнее			верхнее	нижнее	
d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2
—118	—718	—473 —493 —518 —543		—950	—450 —475 —500 —530	—80	—1030	—530 —555 —580 —610
—38	—318	—198 —208 —218 —228 —250	—71	—351	—231 —241 —251 —261 —283	—100	—380	—260 —270 —280 —290 —312
—42	—377	—212	—80	—415	—250	—106	—441	—276
—48	—423	—248 —260 —272 —298	—85	—460	—285 —297 —309 —335	—112	—487	—312 —324 —336 —362
—53	—478	—265	—90	—515	—302	—118	—543	—330
—60	—535	—284 —296 —310 —340 —360	—95	—570	—319 —331 —345 —375 —395	—125	—600	—349 —361 —375 —405 —425
—63	—563	—299	—100	—600	—336	—132	—632	—368
—71	—601	—321	—106	—636	—356	—132	—662	—382
—75	—635	—340	—112	—672	—377	—140	—700	—405
—80	—680	—360 —380 —395 —415	—118	—718	—398 —418 —433 —453	—150	—750	—430 —450 —465 —485

чать не рекомендуется.

Шаг P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поля					
		7h6h			7g6g		
		верхнее	нижнее		верхнее	нижнее	
		d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2
0,2	От 1,0 до 1,4 Св. 1,4 до 2,8	(0)	(—56)	(—60) (—93)	(—17)	(—73)	(—77) (—80)
0,25	От 1,0 до 1,4 Св. 1,4 до 2,8		(—67)	(—67) (—71)	(—18)	(—85)	(—85) (—89)
0,3	От 1,0 до 1,4		(—75)	(—71)	(—18)	(—93)	(—89)
0,35	Св. 1,4 до 2,8 Св. 2,8 до 5,6		—85	—80 —85	—19	—104	—99 —104
0,4	Св. 1,4 до 2,8		—95	—85	—19	—114	—104
0,45	Св. 1,4 до 2,8		—100	—90	—20	—120	—110
0,5	Св. 2,8 до 5,6 Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4		—106	—95 —106 —112	—20	—126	—155 —126 —132
0,6	Св. 2,8 до 5,6		—125	—106	—21	—146	—127
0,7	Св. 2,8 до 5,6		—140	—112	—22	—162	—134
0,75	Св. 2,8 до 5,6 Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4 Св. 22,4 до 45,0	0	—140	—112 —125 —132 —140	—22	—162	—134 —147 —154 —162

Продолжение табл. 34

допусков								
7e6e			8 h (для $s \geqslant 0{,}8$), 6h (для $s < 0{,}8$)			8g		
верхнее	нижнее		верхнее	нижнее		верхнее	нижнее	
d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2	d, d_1, d_2	d	d_2
—	—	—	(0)	(—56)	(—75)	—	—	—
—	—	—			(—80)	—	—	—
—	—	—		(—67)	(—85)	—	—	—
—	—	—			(—90)	—	—	—
—	—	—		(—75)	(—90)	—	—	—
—	—	—		(—85)	(—100)	—	—	—
—	—	—			(—106)	—	—	—
—	—	—		(—95)	(—106)	—	—	—
—	—	—		(—100)	(—112)	—	—	—
—50	—156	—145		(—106)	(—118)	—	—	—
		—156			(—132)	—	—	—
		—162			(—140)	—	—	—
—53	—178	—159		(—125)	(—132)	—	—	—
—56	—196	—168		(—140)	(—140)	—	—	—
—56	—196	—168		(—140)	(—140)	—	—	—
		—181			(—160)	—	—	—
		—188			(—170)	—	—	—
		—196			(—180)			

35. Предельные отклонения

Шаг P, мм	Номинальный диаметр d, мм	Поля допусков					
		$4H$; $5H$			$5H$; $6H$		
		нижнее D, D_1, D_2	верхнее		нижнее D, D_1, D_2	верхнее	
			D_2	D_1		D_2, D_2	D_1
0,2	От 1,0 до 1,4 Св. 1,4 до 2,8		+40 +42	+48		+50 +53	+60
0,25	От 1,0 до 1,4 Св. 1,4 до 2,8		+45 +48	+56		+56 +60	+71
0,3	От 1,0 до 1,4		+48	+67		+60	+85
0,35	Св. 1,4 до 2,8 Св. 2,8 до 5,6		+53 +56			+67 +71	+100
0,4	Св. 1,4 до 2,8		+56	+90		+71	+112
0,45	Св. 1,4 до 2,8		+60	+100		+75	+125
0,5	Св. 2,8 до 5,6 Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4		+63 +71 +75	+112		+80 +90 +95	+140
0,6	Св. 2,8 до 5,6		+71	+125		+90	+160
0,7	Св. 2,8 до 5,6		+75	+140		+95	+180
0,75	Св. 2,8 до 5,6 Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4 Св. 22,4 до 45,0		+75 +85 +90 +95	+150		+95 +106 +112 +118	+190
0,8	Св. 2,8 до 5,6		+80	+160		+100	+200
1,0	Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4 Св. 22,4 до 45,0 Св. 45,0 до 90,0		+95 +100 +106 +118	+190		+118 +125 +132 +150	+236
1,25	Св. 5,6 до 11,2 Св. 11,2 до 22,4		+100 +112	+212		+125 +140	+265

диаметров резьбы гаек, мкм

Поля допусков											
6H			6G			7H			7G		
нижнее D, D_1, D_2	верхнее		нижнее D, D_1, D_2	верхнее		нижнее D, D_1, D_2	верхнее		нижнее D, D_1, D_2	верхнее	
	D_2	D_1		D_2	D_1		D_2	D_1		D_2	D_1
	+63 +67	+60	+17	+80 +84	+77	—	—	—	—	—	—
	+67 +75	+71	+18	+89 +93	+89	—	—	—	—	—	—
	+75	+85	+18	+93	+103	—	—	—	—	—	—
	+85 +90	+100	+19	+104 +109	+119	—	—	—	—	—	—
	+90	+112	+19	+109	+131	—	—	—	—	—	—
	+95	+125	+20	+115	+145	—	—	—	—	—	—
	+100 +112 +118	+140	+20	+120 +132 +138	+160		+125 +140 +150	+180	+20	+145 +160 +170	+200
	+112	+160	+21	+133	+181		+140	+200	+21	+161	+221
	+118	+180	+22	+140	+202		+150	+224	+22	+172	+246
	+118 +132 +140 +150	+190	+22	+140 +154 +162 +172	+212		+150 +170 +180 +190	+236	+22	+172 +192 +202 +212	+258
	+125	+200	+24	+149	+224		+160	+250	+24	+184	+274
	+150 +160 +170 +190	+236	+26	+176 +186 +196 +216	+262		+190 +200 +212 +236	+300	+26	+216 +226 +238 +262	+326
	+160 +180	+265	+28	+188 +208	+293		+200 +224	+335	+28	+228 +252	+363

Шаг P, мм	Номинальный диаметр d, мм	Поля допусков					
		4H; 5H			5H; 6H		
		нижнее D_1, D_2	верхнее		нижнее D_1, D_2	верхнее	
			D_2	D_1		D_2	D_1
1,5	Св. 5,6 до 11,2	0	+112	+236	0	+140	+300
	Св. 11,2 до 22,4		+118			+150	
	Св. 22,4 до 45,0		+125			+160	
	Св. 45,0 до 90,0		+132	+236		+170	+300
	Св. 90,0 до 180,0		+140			+180	
1,75	Св. 11,2 до 22,4		+125	+265		+160	+335
2,0	Св. 11,2 до 22,4		+132			+170	
	Св. 22,4 до 45,0		+140			+180	
	Св. 45,0 до 90,0		+150	+300		+190	+375
	Св. 90,0 до 180,0		+160			+200	
	Св. 180,0 до 355,0		+180			+224	
2,5	Св. 11,2 до 22,4		+140	+355		+180	+450
3,0	Св. 22,4 до 45,0		+170			+212	
	Св. 45,0 до 90,0		+180			+224	
	Св. 90,0 до 180,0		+190	+400		+236	+500
	Св. 180,0 до 355,0		+212			+265	
3,5	Св. 22,4 до 45,0		+180	+450		+224	+560
4,0	Св. 22,4 до 45,0		+190			+236	
	Св. 45,0 до 90,0		+200			+250	
	Св. 90,0 до 180,0		+212	+475		+265	+600
	Св. 180,0 до 355,0		+236			+300	
	Св. 355,0 до 600,0		+250			+315	
4,5	Св. 22,4 до 45,0		+200	+530		+250	+670
5,0	Св. 45,0 до 90,0		+212	+560		+265	+710
5,5	Св. 45,0 до 90,0		+224	+600		+280	+750
6,0	Св. 45,0 до 90,0		+236			+300	
	Св. 90,0 до 180,0		+250			+315	
	Св. 180,0 до 355,0		+265	+630		+335	+800
	Св. 355,0 до 600,0		+280			+355	

Продолжение табл. 35

Поля допусков												
6H			6G			7H			7G		
нижнее D_1, D_2	верхнее		нижнее D_1, D_2	верхнее		нижнее D_1, D_2	верхнее		нижнее D_1, D_2	верхнее	
	D_2	D_1		D_2	D_1		D_2	D_1		D_2	D_1
0	+180 +190 +200 +212 +224	+300	+32	+212 +222 +232 +244 +256	+332	0	+224 +236 +250 +265 +280	+375	+32	+256 +268 +282 +297 +312	+407
	+200	+335	+34	+234	+369		+250	+425	+34	+284	+459
	+212 +224 +236 +250 +280	+375	+38	+250 +262 +274 +288 +318	+413		+265 +280 +300 +315 +355	+475	+38	+303 +318 +338 +353 +393	+513
	+224	+450	+42	+266	+492		+280	1560	+42	+322	1602
	+265 +280 +300 +335	+500	+48	+313 +328 +348 +383	+548		+335 +355 +375 +425	+630	+48	+383 +403 +423 +473	+678
	+280	+560	+53	+333	+613		+355	+710	+53	+408	+763
	+300 +315 +335 +375 +400	+600	+60	+360 +375 +395 +435 +460	+660		+375 +400 +425 +475 +500	+750	+60	+435 +460 +485 +535 +560	+810
	+315	+670	+63	+378	+733		+400	+850	+63	+483	+913
	+335	+710	+71	+406	+781		+425	+900	+71	+496	+971
	+355	+750	+75	+430	+825		+450	+950	+75	+525	+1025
	+375 +400 +425 +450	+800	+80	+455 +480 +505 +530	+880		+475 +500 +530 +560	+1000	+80	+555 +580 +610 +640	+1080

(полный) допуск b на средний диаметр резьбы (мкм), ограничивающий предельные контуры резьбы на длине свинчивания:

$$b \geqslant (\Delta d_2 + f_P + f_\alpha) = \left(\Delta d_2 + \Delta P \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} + \frac{0{,}582h}{\sin \alpha} \Delta \frac{\alpha}{2}\right),$$

где Δd_2 — наибольшее отклонение собственно среднего диаметра резьбы, мкм; ΔP — наибольшая погрешность шага резьбы на длине свинчивания, мкм; $\Delta \frac{\alpha}{2}$ — наибольшая погрешность половины угла профиля резьбы, мин; h — рабочая высота профиля резьбы, мм.

В стандартах на резьбу с симметричным профилем

$$\Delta \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} [|\Delta\beta| + |\Delta\gamma|].$$

Суммарный допуск на средний диаметр включает в себя отклонения собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации ошибок шага и половины угла профиля; этот допуск называют также допуском на приведенный средний диаметр D резьбы:

для винта

$$D_в = d_2 + (f_P + f_\alpha);$$

для гайки

$$D_г = d_2 - (f_P - f_\alpha).$$

Для свинчиваемости винта и гайки без натяга необходимо, чтобы

$$D_г > D_в,$$

Для резьб, сопрягаемых по образующим профиля, величина полного допуска на средний диаметр устанавливается в зависимости от диаметра, шага и длины свинчивания.

Метрические резьбы (ГОСТ 8724—58* и 9150—59*) имеют единый профиль, соответствующий профилю ИСО, для всех диаметров от 0,25 до 600 мм. Форма впадины резьбы болта не регламентирована и может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной.

Резьбовые соединения, изготовленные в социалистических странах, а также в странах, принявших профиль ИСО и согласовавших номенклатуру диаметров и шагов, полностью взаимозаменяемы.

Сопряжение резьбовых соединений осуществляется обычно по скользящей посадке. Суммарный (полный) допуск на средний диаметр метрических резьб

$$b = \Delta d_2 + 1{,}732\Delta P + 0{,}36P\Delta \frac{\alpha}{2},$$

где Δd_2 — допуск собственно среднего диаметра, мкм; ΔP — предельное отклонение (абсолютная величина) по шагу резьбы, мкм; P — шаг резьбы, мм; $\Delta \frac{\alpha}{2}$ — предельное отклонение половины угла профиля, мин.

Допуски для метрических резьб диаметром от 0,25 до 0,9 мм, используемых в приборостроении, приведены в табл. 33; по всем параметрам резьбы установлен один класс точности. Для метрических резьб диаметром от 1 до 600 мм с крупным шагом (ГОСТ 16093—70*) установлены степени точности 4—8. Предельные отклонения диаметров резьбы болтов и гаек приведены в табл. 34 и 35.

Допускается сочетание гаек и болтов разных классов точности. Свинчиваемость резьбовых соединений гарантируется только в случаях, когда длина свинчивания превышает длину стандартных резьбовых калибров (ГОСТ 1774—71*) не более чем на 25%. При большей длине свинчивания необходимо проверять специальными удлиненными резьбовыми калибрами.

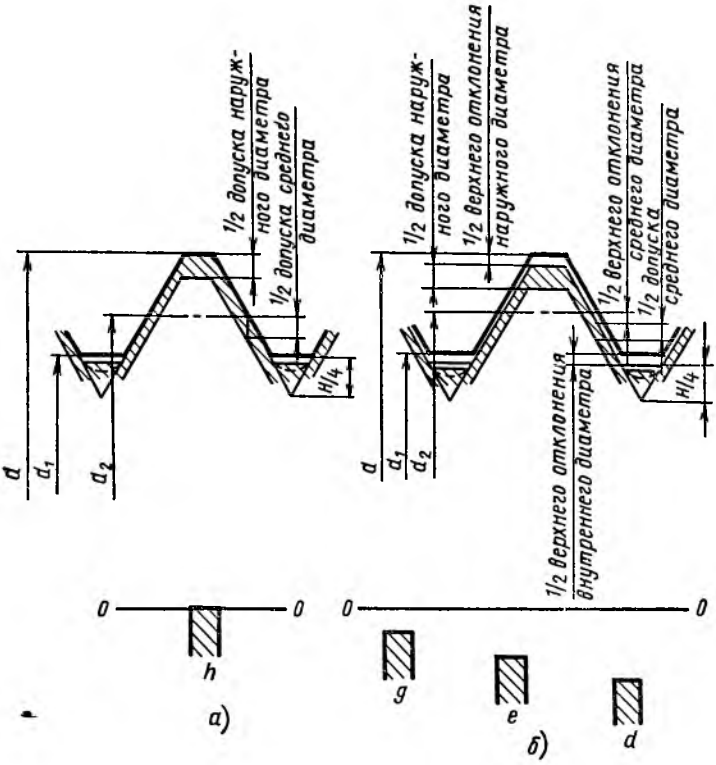


Рис. 18. Схема расположения полей допусков болта (ГОСТ 16093—70): *а* — с основным отклонением *h*; *б* — с основным отклонением *g*, *e*, *d*

Допуски наружного диаметра гайки и внутреннего диаметра резьбы болта связаны с допусками среднего диаметра резьбы и отдельно не нормируются.

Внутренний диаметр болта по верхней границе контролируют проходным резьбовым калибром-кольцом, имеющим прямые срезы профиля по диаметру, равному наименьшему внутреннему диаметру гайки, а наружный диаметр гайки по нижней границе — проходным резьбовым калибром-пробкой с наружным диаметром, равным наибольшему диаметру резьбы болта.

При нарезании резьб 3-го класса точности с шагом 0,75 мм и ниже допускается выход наружного диаметра болта за нижнюю границу его поля допуска до предела, обусловленного допуском на средний диаметр.

При нарезании гаек с резьбой диаметром до 0,8 мм из материала с $\sigma_в = 70$ кгс/мм^2 и длиной резьбовой части более $1d$ допускается увеличение верхнего отклонения внутреннего диаметра гайки e на 12%.

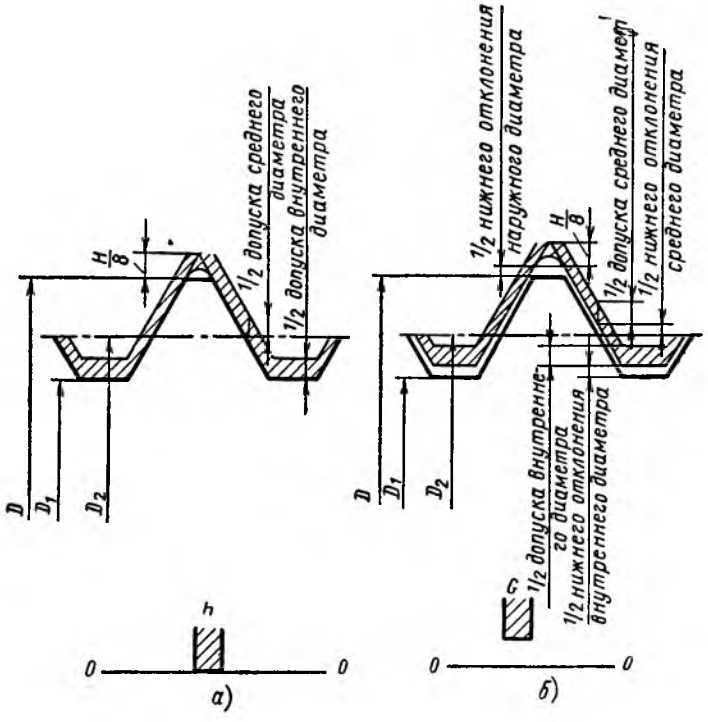


Рис. 19. Схема расположения полей допусков гаек (ГОСТ 16093—70):
а — с основным отклонением *H*; *б* — с основным отклонением *G*

Посадки с гарантированным зазором. Резьба с гарантированным зазором необходима для обеспечения легкой свинчиваемости резьбовых деталей и развинчиваемости деталей, работающих при высоких температурах, а также для повышения циклической прочности. Гарантированный зазор в резьбе может быть использован для нанесения слоя защитного покрытия. Предельные отклонения резьб даны в табл. 3.

Поля допусков метрической резьбы с зазором для диаметров 1—600 мм показаны на рис. 18 и 19.

Для предохранения резьбовых соединений, работающих при высокой температуре, от пригорания и для обеспечения их развинчиваемости используют резьбу с зазором, в который может быть введен слой

смазки. В зависимости от условий эксплуатации может быть выбран зазор за счет болта по норме *l* или *d*. При необходимости получить больший зазор можно образовать резьбовое соединение из болта нормы *d* и гайки нормы *G*.

Для резьб, находящихся под действием циклической нагрузки, может быть применен также болт нормы *d*, или этот же болт в сочетании с гайкой *G*. Для резьб с защитным покрытием выбирают такую норму, чтобы для среднего диаметра номинальная толщина покрытия соответствовала 1/4 значения верхнего отклонения *b'*.

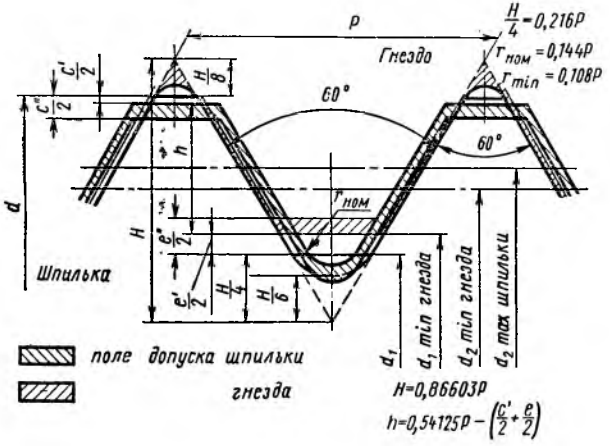


Рис. 20. Схема расположения полей допусков для тугой резьбы (ГОСТ—65*)

В целях обеспечения взаимозаменяемости резьбы скользящей посадки профиль резьбы с нанесенным покрытием не должен выходить за номинальный.

Толщина слоя покрытия резьбовых деталей должна контролироваться соответствующими методами, так как предельные калибры не проверяют толщину покрытия.

Посадки с натягом применяют в тех случаях, когда необходимо устранить возможность самоотвинчивания, избежать зазора в резьбовом соединении или обеспечить его прочность без дополнительных крепежных деталей.

Гарантированный натяг в таких соединениях обеспечивается только по среднему диаметру резьбы.

Для посадок с гарантированным натягом (тугая резьба) по ГОСТ 4608—65* предусмотрены системы отверстия (рис. 20). Величины допусков приведены в табл. 36—39.

Для посадок с гарантированным натягом требуются весьма малые допуски по среднему диаметру. При больших допусках сочетание размеров, обеспечивающее наименьший натяг, не исключало бы проворачивание шпильки, а при наибольшем натяге могли бы разрушиться

36. Предельные отклонения и

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы P, мм	Гнездо (внутренняя резьба)						Шпилька на	
		d	d_1			d_2		d_2	
		Нижнее	Нижнее $+e'$	Верхнее $+e''$	Допуск	Нижнее	Верхнее	Нижнее	Верхнее
6; 8	1		+80	+280	100		+48	+68	+108
8; 10; 12	1,25		100	+320	210		+55	+80	+125
10; 12; 14; 16							+60	+90	+140
18; 20; 22	1,5		+130	+380	250		+65	+95	+150
12	1,75		+150	+430	280		+65	+100	+155
14; 16		0				0	+70	+110	+170
18; 20; 22; 24; 27	2		+170	+470	300		+75	+115	+180
30; 33							+85	+125	+195
18; 20; 22	2,5		+200	+520	320		+80	+125	+190
24; 27							+85	+135	+205
36; 39; 42; 48	3		+220	+600	380		+90	−140	+215

37. Предельные отклонения и допуски

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Гнездо (внутренняя резьба)							Шпилька	
		d	d_1			d_2			d_2	
		Нижнее	Нижнее $+e'$	Верхнее $+e''$	Допуск	Нижнее	Граница групп I и II	Верхнее	Нижнее	Граница групп I и II
5	0,8		+80	+260	180		+22	+44	+44	+66
6; 8	1		+80	+280	200		+24	+48	+48	+72
8; 10; 12	1,25		+110	+320	210		+27	+55	+55	+83
10; 12; 14; 16	1,5		+130	+380	250		+30	+60	+60	+90
18; 20; 22							+32	+65	+65	+98
12	1,75	0	+150	+430	280	0	+32	+65	+65	+98
14; 16							+35	+70	+70	+105
18; 20; 22; 24; 27	2		+170	+470	300		+37	+75	+75	+113
30; 33							+42	+85	+85	+128
18; 20; 22	2,5		+200	+520	320		+40	+80	+80	+120
24; 27							+42	+85	+85	+128
36; 39; 42; 48	3		+220	+600	380		+45	+90	+90	+135

пуски (мкм) для посадки $\frac{A_0}{T_0}$

ружная резьба)					Радиус закругления профиля r, мм		Натяг по среднему диаметру, мкм	
d_1		d						
Нижнее	Верхнее	Верхнее	Нижнее	Допуск	наибольший	наименьший	наименьший	наибольший
—148	—36	—60	—200	140	0,144	0,108	20	108
—190	—55	—90	—250	160	0,180	0,135	25	125
—234	—76	—120	—320	200	0,216	0,162	30	140
—229	—66							150
—278	—97	—130	—350	220	0,252	0,189	35	155
—322	—118							170
—317	—108	—150	—400	250	0,288	0,216	40	180
—307	—93							195
—415	—170	—170	—450	280	0,360	0,270	45	190
—513	—227							205
—508	—217	—170	—490	320	0,432	0,324	50	215

(мкм) резьбы для посадки $\frac{A_0 2}{T_0 2}$

(наружная резьба)						Радиус закругления профиля резьбы r, мм		Натяг по среднему диаметру, мкм	
d_2	d_1		d						
Верхнее	Нижнее	Верхнее	Нижнее — c'	Нижнее — c''	Допуск	номинальный	наименьший	номинальный	наименьший
+88	—128	—27	—50	—170	120	0,115	0,089	22	66
+96	—168	—48	—60	—200	140	0,144	0,108	24	72
+110	—215	—70	—90	—250	160	0,180	0,135	28	83
+20	—264	—96	—120	—320	200	0,216	0,162	30	90
+130	—259	—86							
+130	—313	—122	—130	—350	220	0,252	0,189	33	98
+140	—362	—148						35	105
+150	—357	—138	—150	—400	250	0,288	0,216	38	113
+170	—347	—118						43	128
+160	—460	—200	—170	—450	280	0,360	0,270	40	120
+170	—363	—262						43	128
+180	—558	—252	—170	—490	320	0,432	0,324	45	135

38. Предельные отклонения и допуски (мкм)

Номинальный диаметр резьбы d_1, мм	Шаг резьбы P_1, мм	Гнездо (внутренняя резьба)							Шпилька	
		d	d_1			d_2			d_2	
		нижнее $+e'$	Нижнее $+e''$	Верхнее	Допуск	Нижнее	Граница групп I и II	Верхнее	Нижнее	Граница групп I и II
6; 8	1		+80	+280	200		+32	+65	+52	+85
8; 10; 12	1,25		+110	+320	210		+36	+72	+61	+97
10; 12; 14; 16	1,5		+130	+380	260		+40	+80	+70	+110
18; 20; 22							+45	+90	+75	+120
12	1,75	0	+150	+430	280	0	+42	+85	+77	+120
14; 16							+45	+91	+85	+130
18; 20; 22; 24; 27	2		+170	+470	300		+50	+100	+90	+140
30; 33							+55	+110	+95	+150
18; 20; 22	2,5		+200	+520	320		+50	+101	+95	+145
24; 27	3		+220	+600	380		+55	+110	+105	+160
36; 39 42; 48							+60	+120	+110	+170

Примечания: 1. Отклонения отсчитывают от номинального профиля
2. Форма впадины резьбы шпильки — закругленная. По согласованию
3. Верхнее отклонение наружного диаметра гнезда настоящим стан
4. Предельные отклонения внутреннего диаметра резьбы шпильки обес
лишь по мере необходимости универсальными средствами измерения.
5. Радиусы закругления впадины профиля резьбы $r_{ном}$ и $r_{наим}$ даны
лежат.

6. Нижнее предельное отклонение гнезда и верхнее предельное откло-

резьбы, а в посадках $\frac{A_0 2}{T_0 2}$; $\frac{A_0 3}{T_0 3}$ и $\frac{A_1 2}{T_1 2}$ собственно средний диаметр

39. Предельные отклонения и допуски

Номинальный диаметр резьбы d_1, мм	Шаг резьбы P_1, мм	Гнездо (внутренняя резьба)								Шпилька	
		d	d_1			d_2				d_2	
		Нижнее d	Нижнее $+e'$	Верхнее $+e''$	Допуск	Нижнее	Граница групп I и II	Граница групп II и III	Верхнее	Нижнее	Гра гр I и II
6; 8	1	0	+140	+280	140	0	+16	+32	+48	+32	+48
8; 10; 12	1,25	0	+160	+320	160	0	+18	+36	+55	+36	+55
10; 12; 14; 16							+20	+40	+60	+40	+60
18; 20; 22	1,5	0	+180	+380	200	0	+22	+44	+65	+44	+65
12	1,75	0	+200	+430	230	0	+22	+44	+65	+44	+65
14; 16							+23	+46	+70	+46	+70
18; 20; 22; 24; 27	2	0	+220	+470	250	0	+25	+50	+75	+50	+75
30; 33							+28	+56	+85	+56	+85
18; 20; 22	2,5	0	+250	+520	270	0	+27	+54	+80	+54	+80
24; 27	3	0	+300	+600	300	0	+28	+56	+85	+56	+85

резьбы для посадки $\frac{A_1 2}{T_1 2}$

(наружная резьба)										
d_2	d_1		d			Радиус закругления профиля резьбы r, мм		Натяг по диаметру, мм	
Верхнее	Нижнее	Верхнее	Верхнее — c'	Нижнее — c''	Допуск	номинальный	наименьший	наименьший	наибольший
+117	+164	+27	−60	+200	140	0,144	0,108	20	84
+133	+209	+47	−90	+250	160	0,180	0,135	25	97
+150	+254	+66	−120	+320	200	0,216	0,162	30	110
+165	+249	+51							120
+162	+301	+90	+130	+350	220	0,252	0,189	35	120
+176	+347	+112							131
+190	+342	+98	+150	+400	250	0,288	0,216	40	140
+205	+337	+83							150
+196	+445	+164	+170	+450	280	0,360	0,270	44	146
+215	+543	+217	+170	+490	320	0,432	0,270	50	160
+230	+538	+202							170

резьбы (ГОСТ 9150—59 *) в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.
с заказчиком допускается изготовление шпилек с плоскосрезанной впадиной.
дартом не устанавливается.
печиваются резьбообразующим инструментом и непосредственно проверяются

для резьбообразующего инструмента и непосредственному контролю не под-

нение шпильки в посадке $\frac{A_0}{T_0}$ ограничивают приведенный средний диаметр

резьбы.

(мкм) резьбы для посадки $\frac{A_0 3}{T_0 3}$

(наружная резьба)							Радиус закругления профиля впадины резьбы r, мм		Натяг по среднему диаметру, мкм	
d_2		d_1		d						
ница упп	Верхнее	Нижнее	Верхнее	Верхнее — c'	Нижнее — c''	Допуск	номинальный	наименьший	наименьший	наибольший
II и III										
+64	+80	+184	+65	+60	+200	140	0,144	0,108	16	48
+73	+92	+234	+88	+90	+250	160	0,180	0,135	18	55
+80	+100	+284	+116						20	60
+87	+109	+280	+107	+120	+320	200	0,216	0,162	22	65
+87	+109	+334	+143	+130	+350	220	0,252	0,189	22	65
+93	+116	+386	+172						23	70
+100	+125	+382	+163	+150	+400	250	0,288	0,216	25	75
+113	+141	+376	+147						28	85
+107	+134	+486	+226	+170	+450	280	0,360	0,270	27	80
+113	+141	+592	+291	+170	+490	320	0,432	0,324	28	85

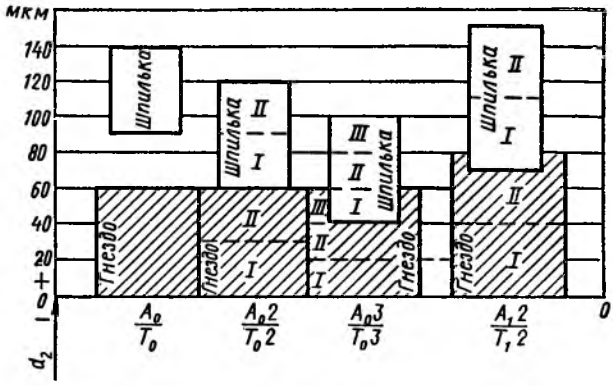


Рис. 21. Схема расположения полей допусков среднего диаметра резьбы с натягами (пример для резьбы М14×1,5)

витки резьбы сопрягаемых деталей (например, гнезда при ввинчивании стальной шпильки в алюминиевый корпус).

Допуски среднего диаметра резьбы шпильки и гнезда следует рассматривать как суммарные, включающие диаметральные компенсации отклонений шага и половины угла профиля. На группы тугие резьбы сортируют резьбовыми калибрами с полным профилем.

Разделению полей допусков на равные группы (рис. 21) должно предшествовать исследование характера кривых распределения размеров в поле допуска.

Для уменьшения величины колебания натяга при сборочных операциях применяют ключи с фиксированным моментом затяжки.

Затяжкой шпильки по сбегу резьбы (при отсутствии натяга по среднему диаметру) можно достигнуть сравнительно надежной посадки. В этом случае поля допусков по среднему диаметру располагаются так, что они приобретают характер напряженных или плотных посадок.

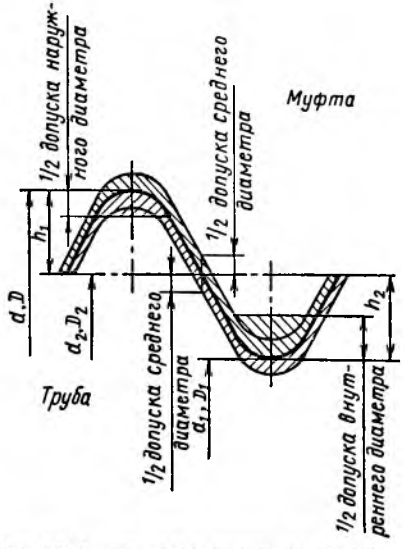


Рис. 22. Схема расположения полей допусков трубной цилиндрической резьбы (ГОСТ 6357—73)

Посадки типа плотных (в сопряжении возможен как натяг, так и зазор) применяют в резьбовых соединениях, подверженных вибрациям; для тонкостенных и других деталей приборостроения, когда необходимо центрировать детали по резьбе, резьба должна свинчиваться без ключа (от руки) и в то же время иметь возможно меньший зазор. Поле допуска болта располагают с небольшим переходом за номинальный средний диаметр подобно плотным посадкам для гладких цилиндрических изделий. Вероятность натягов при таком расположении полей допусков мала, а величины возможных зазоров соединения несколько уменьшаются. Плотная посадка может быть достигнута с допусками среднего диаметра по 1-му классу точности при сборке методом подбора.

Трубная цилиндрическая резьба (ГОСТ 6357—73). Для этой резьбы устанавливаются два класса точности — А и В. Предельные отклонения диаметров резьбы не должны превышать указанных на рис. 22 и в табл. 40.

Предельные отклонения размеров являются исходными для проектирования резьбообразующих инструментов, но не обязательны при приемке изделий.

40. Предельные отклонения, мкм

Номинальный размер, дюймы	Наружный диаметр		Средний диаметр						Внутренний диаметр	
	Труба d		Муфта D_2			Труба d_2			Муфта D_1	
				Верхнее			Нижнее			
	Верхнее	Нижнее	Нижнее	класс А	класс В	Верхнее	класс А	класс В	Нижнее	Верхнее
1/8	0	−214	0	+107	+214	0	−107	−214	0	+282
1/4 3/8		−250		+125	+250		−125	−250		+445
1/2 5/8 3/4 7/8		−284		+142	+284		−142	−284		+541
1 1 1/8 1 1/4 1 3/8 1 1/2 1 3/4 2		−360		+180	+360		−180	−360		+640
3—6		−434		+217	+434		−217	−434		

ДОПУСКИ ВИНТОВЫХ ПАР

Между сопрягаемыми поверхностями винтовых пар должен быть зазор для размещения смазки, компенсации различных деформаций резьбы и т. д.

Для винтовых пар общего назначения применяют трапецеидальные, реже упорные резьбы, в которых назначают суммарный допуск на средний диаметр резьбы, включающий допуск на собственно средний диаметр и диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля резьбы.

В винтовых парах для передачи перемещений заданной точности (микрометрические пары, ходовой винт и гайка станков) применяют трапецеидальные и метрические резьбы.

Допусками ограничивают шаг резьбы, средний диаметр, угол профиля и осевой шаг захода.

Под кинематической точностью винтовой пары понимают точность воспроизведения парой заданного закона винтового движения при отсутствии сил, его искажающих.

Кинематическая точность характеризуется величиной и закономерностью изменения погрешности поступательного перемещения одной из сопряженных резьбовых деталей винтовой пары в их относительном движении.

Величина погрешности поступательного перемещения винтовой пары

$$\Delta l = C_{2\,\min} - C_{1\,\min},$$

где $C_{1\,\min}$ — наименьший из всех зазоров на длине свинчивания резьбового сопряжения, вычисленный для свободной (ненатяженной) гайки до поворота гайки (винта); $C_{2\,\min}$ — то же, но вычисленный после поворота гайки (винта) на угол θ.

Зная погрешности основных параметров сопрягаемых резьб винта и гайки, можно по формулам вычислить действительные величины осевого и радиального зазоров для любого сечения в пределах длины свинчивания винтовой пары.

Для теоретического резьбового сопряжения погрешности основных параметров сопрягаемых резьб равны нулю, величины осевого и радиального зазоров равны гарантированным зазорам. В этом случае погрешность $\Delta l = 0$, так как

$$C_{1\,\min} = C_{2\,\min} = \frac{1}{2}\Delta d_2^0 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2},$$

где Δd_2^0 — гарантированный диаметральный зазор по среднему диаметру резьбового сопряжения.

Для реальной винтовой пары с ошибками основных параметров сопрягаемых резьб винта и гайки ошибка поступательного перемещения одной из сопряженных резьбовых деталей вычисляется по вышеприведенной формуле, в которой $C_{2\min}$ и $C_{1\min}$ действительные наименьшие зазоры на длине сопряжения (свинчивания) винта и гайки между одинаковыми прямолинейными участками образующих профиля в первом $C_{1\,\min}$ и втором $C_{2\,\min}$ положениях.

ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫЕ РЕЗЬБЫ

Установлено (ГОСТ 9562—60) * три класса точности для гаек (1, 2 и 3) и четыре класса точности (1, 2, 3 и 3Х) для винтов (рис. 23). 1-й класс точности, допуски которого на 25% меньше допусков 2-го класса, предназначен для особо точных резьбовых соединений.

Рекомендуемые замены допусков резьб по ГОСТ 9562—60 допусками по ГОСТ 9562—75 приведены в табл. 41.

Резьбовые соединения 1-го класса образуют скользящую посадку, 2-го и 3-го классов — посадку движения, а комбинация гайки 3-го класса и винта 3Х дает ходовую посадку. Обычно применяют винты

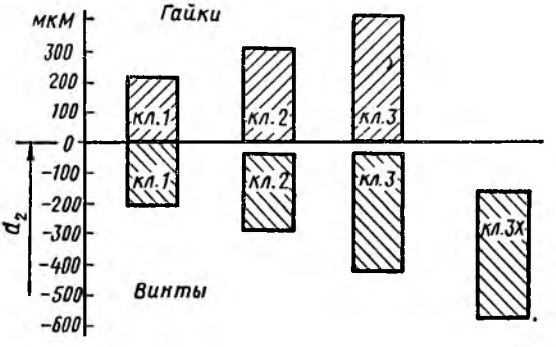


Рис. 23. Схема расположения полей допусков по среднему диаметру трапецеидальной резьбы для различных посадок (пример для резьбы Трап 12×3)

и гайки одинаковых классов точности, но в случае необходимости допускаются сочетания винтов и гаек различных классов точности. Величины допусков для трапецеидальных резьб приведены в табл. 42, расположение полей допусков — на рис. 24, на котором показано, что принята система основной гайки. Различные посадки в резьбовом сопряжении осуществляются за счет смещения поля допуска среднего диаметра винтов, например кл. 3 и 3Х; нижнее отклонение среднего диаметра гайки для всех классов точности равно нулю.

При необходимости измерения толщины нитки допуск a на нее может быть подсчитан по допуску на средний диаметр резьбы b:

$$a = b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

В полном допуске на средний диаметр учитывают три составляющие: ошибку собственно среднего диаметра, ошибку шага и ошибку угла профиля. Две последние величины даются в виде диаметральных компенсаций, т. е. допустимые ошибки шага и угла профиля пересчитаны на диаметральные величины, и на эти величины уменьшается средний диаметр винта или увеличивается средний диаметр гайки.

* С 1-I-1978 г. вводится в действие ГОСТ 9562—75.

41. Рекомендуемые замены допусков резьб по ГОСТ 9562—60

Замену допусков резьб по ГОСТ 9562—60 допусками по настоящему стандарту рекомендуется производить в соответствии с табл. 1 для винтов и табл. 2 для гаек.

Допускаются иные замены из числа полей допусков, установленных в стандарте.

Класс точности резьбы винтов по ГОСТ 9562—60	Заменяющее поле допуска	Соотношение между отклонениями	Соотношение между допусками	Соотношение между отклонениями и допусками при других заменах
		Для винтов		
Кл. 1	*7e*	Верхнее отклонение кл. 1 равно нулю. Верхнее отклонение поля допуска *7e* смещено внутрь поля допуска кл. 1 на 30%. Нижнее отклонение поля допуска *7e* выходит за поле допуска кл. 1 при $P \leqslant 12$ мм на 25—35%, при 12 мм — на 10—15%	При $P \leqslant 12$ мм допуски приблизительно одинаковые (разница не более 10%), при $P > 12$ мм допуски *7e* меньше допусков кл. 1 на 10—20%	Если увеличение зазора, вызванное заменой кл. 1 на поле допуска *7e*, нежелательно, то возможна замена на поле допуска *7h*. В этом случае поле допуска *7h* полностью вписывается в поле допуска кл. 1. Разница в допусках та же, что и при замене на поле допуска *7e*
Кл. 2	*7e*	Верхнее отклонение поля допуска *7e* смещено внутрь поля допуска кл. 2 в среднем на 12%. Нижнее отклонение поля допуска *7e* смещено внутрь поля допуска кл. 2 на 10—25%	Допуск *7e* меньше допуска кл. 2 при $P \leqslant 10$ мм на 25—30%, а при $P > 10$ мм на 35—40%	Если значительное сокращение допусков, вызванное заменой кл. 2 на поле допуска *7e*, нежелательно, то возможна замена на поле допуска *8e*. В этом случае разница верхних отклонений та же, что и при замене на поле допуска *7e*, а нижнее отклонение поля допуска *8e* практически не выходит за пределы кл. 2. Допуски при $P \leqslant 10$ мм приблизительно одинаковые (разница не более 10%), а при $P > 10$ мм допуск *8e* меньше допуска кл. 2 в среднем на 20%

Продолжение табл 41

Класс точности резьбы винтов по ГОСТ 9562—60	Заменяющее поле допуска	Соотношение между отклонениями	Соотношение между допусками	Соотношение между отклонениями и допусками при других заменах
Кл. 3	8*c*	Верхнее отклонение поля допуска 8*c* смещено внутрь поля допуска кл. 3 в среднем на 30%. Нижнее отклонение поля допуска 8*c* практически не выходит за поле допуска кл. 3	Допуск 8*c* на 25—30% меньше допуска кл. 3	Если увеличение гарантированных зазоров, вызванное заменой кл. 3 на поле допуска 8*c*, нежелательно, то возможна замена на поле допуска 8*e*. В этом случае смещение верхнего отклонения поля допуска 8*e* внутрь поля допуска кл. 3 не превышает 15%, нижнее отклонение лежит в поле допуска кл. 3, а соотношение между допусками то же, что и при замене на поле допуска 8*e*
Кл. 3Х	8*c*	Верхние отклонения полей допусков 8*c* и кл. 3Х практически совпадают (разница не более 10%). Нижнее отклонение поля допуска 8*c* смещено внутрь поля допуска кл. 3Х на 25—40%	Допуск 8*c* на 25—30% меньше допуска кл. 3Х	При длинах свинчивания возможна замена кл. 3Х на поле допуска 9*c*. В этом случае соотношение верхних отклонений то же, что и при замене на поле допуска 8*c*, нижнее отклонение поля допуска 9*c* при $P \leqslant 8$ мм практически не выходит за пределы кл. 3Х, а при $P > 8$ мм смещено внутрь поля допуска кл. 3Х на 15—20%. Допуск 9*c* на 10—20% меньше допуска кл. 3Х
		Для гаек		
Кл 1	7*H*	Нижние отклонения совпадают (равные нулю)	Допуски 7*H* больше допусков кл. 1 при $P \leqslant 10$ мм в среднем на 30%, при $P > 10$ мм на 10—20%	—

Продолжение табл. 41

Класс точности резьбы винтов по ГОСТ 9562—60	Заменяющее поле допуска	Соотношение между отклонениями	Соотношение между допусками	Соотношение между отклонениями и допусками при других заменах
Кл. 2	7*H*	Нижние отклонения совпадают (равны нулю)	Допуски 7*H* при $P \leqslant 10$ мм приблизительно совпадают (разница не более 10%), а при $P > 10$ мм меньше допусков кл. 2, но не более, чем на 20%	При длинах свинчивания *L* возможна замена кл. 2 на поле допуска 8*H*. В этом случае допуски 7*H* при $P \leqslant 10$ мм больше допусков кл. 2 в среднем на 20%, а при $P > 10$ мм допуски приблизительно одинаковые (разница не более 10%)
Кл. 3	8*H*	Нижние отклонения совпадают (равны нулю)	Допуски 8*H* при $P \leqslant 10$ мм приблизительно совпадают (разница не более 10%), а при $P > 10$ мм меньше допусков кл. 3, но не более чем на 20%	При длинах свинчивания *L* возможна замена кл. 3 на поле допуска 9*H*. В этом случае допуски 9*H* при $P \leqslant 10$ мм больше допусков кл. 3 в среднем на 20%, а при $P > 10$ мм допуски приблизительно одинаковые (разница не более 10%)

Примечания: 1. Допуски наружного диаметра винтов по ГОСТ 9562—75 при $P \leqslant 8$ мм больше допусков по ГОСТ 9562—60 на 80—20%, при $P = 10 \div 16$ мм допуски приблизительно одинаковые (разница не более 10%), а при $P > 16$ мм допуски по ГОСТ 9562—75 меньше на 11—34%.

2. Допуски внутреннего диаметра гаек по ГОСТ 9562—75 при $P = 2 \div 24$ мм больше допусков по ГОСТ 9562—60 на 136—10%, при $P > 24$ мм допуски приблизительно одинаковые (разница не более 10%).

42. Допуски трапецеидальных резьб диаметром до 640 мм (ГОСТ 9562—60)

Шаг S, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Винт								Гайка			
		Наружный диаметр d	Внутренний диаметр d_1				Средний диаметр d_2						Внутренний диаметр d_1'
		Отклонение, мм											
		нижнее — c	нижнее — f		верхнее — b'		нижнее — b''				верхнее + b			верхнее + e
			Классы											
			1, 2, 3	3Х	2 и 3	3Х	1	2	3	3Х	1	2	3	
2	10—16	100	444	542	34	132	197	294	362	460	197	262	328	100
	18—22		477	574			210	314	388	485	210	280	355	
3	10—14	150	503	623	37	158	221	336	410	530	221	295	372	150
	30—44		572	692			266	392	465	585	266	355	428	
	46—00		588	705			266	392	478	595	266	355	440	
4	16—20	200	595	737	45	187	266	400	485	627	266	355	440	200
	62—80		695	840			314	462	565	710	314	418	520	
5	22—28	250	694	849	52	205	308	462	565	720	308	410	515	250
	85—100		799	949			359	530	650	800	359	478	595	
6	30—42	300	780	945	56	234	349	522	635	800	349	465	578	300
	120—150	300	885	1050	56	234	398	585	720	885	398	530	660	300
8	22—28	400	883	1083	67	268	390	590	720	920	390	520	650	400
	44—60		931	1133			413	620	758	960	413	650	690	
	160—190		1021	1223			461	682	830	1032	461	615	765	

Продолжение табл. 42

Шаг S, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Винт									Гайка			
		Наружный диаметр d	Внутренний диаметр d_1				Средний диаметр d_2							Внутренний диаметр d_1'
		Отклонение, мм												
		нижнее — c	нижнее — f		верхнее — b'		нижнее — b''				верхнее + b			верхнее + e
			Классы											
			1, 2, 3	3Х	2 и 3	3Х	1	2	3	3Х	1	2	3	
10	30—42 62—80	500	1006 1063	1228 1288	75	300	454 476	680 710	820 865	1042 1090	454 476	605 635	745 790	500
12	44—60 85—100	600	1164 1202	1406 1449	82	328	518 536	772 800	948 978	1190 1225	518 536	690 715	865 895	600
16	62—80 120—170	800	1395 1465	1675 1745	93	372	619 656	920 970	1135 1190	1415 1470	619 656	825 875	1040 1100	800
20	85—110 180—220	1000	1605 1685	1920 2001	105	420	720 758	1068 1120	1305 1370	1620 1685	720 785	960 1010	1200 1265	1000
24	120—170	1200	1870	2195	112	448	840	1230	1520	1845	840	1120	1400	1200
32	180—220	1500	2021	2415	131	525	908	1341	1643	2037	908	1210	1512	1500

Примечания: 1. ГОСТ 9562—60 распространяется на резьбу трапецеидальную диаметром до 300 мм.

2. Верхние отклонения диаметров винта d и d_1 и нижние отклонения диаметров винта и гайки d_1' и d' равны нулю.

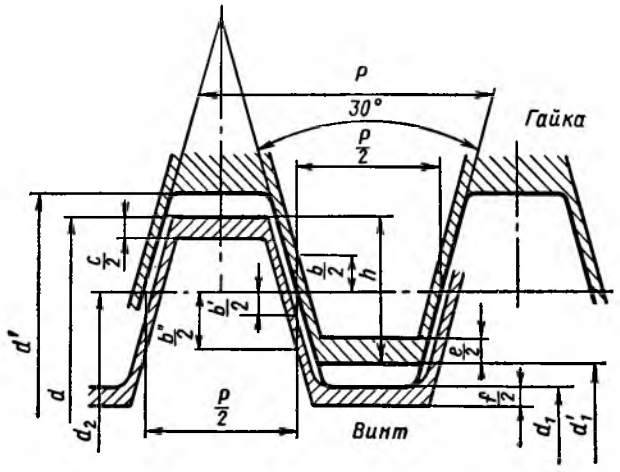


Рис. 24. Схема расположения полей допусков для трапецеидальной резьбы

Стандартные длины свинчивания при проверке резьбовыми калибрами приведены в табл. 43; свинчиваемость гарантируется при условии, что фактические длины свинчивания в изделиях не превышают длины стандартных проходных калибров более чем на 25%. Наружный диа-

43. Длины свинчивания трапецеидальных резьб диаметром до 220 мм (ГОСТ 9562—60)
Размеры, мм

Интервалы диаметров резьбы d	Шаг P	Максимальная длина свинчивания	Интервалы диаметров резьбы d	Шаг P	Максимальная длина свинчивания
10—16	2	20	30—42	10	90
18—28		30	62—80		100
10—14	3	30	44—60	12	110
30—44		35	85—110		120
45—60		45	62—80	16	160
16—20	4	45	120—170		170
62—80		50	85—110		180
22—28	5	50	180—220	20	210
85—110		60	120—170	24	200
30—42	6	55	180—220	32	300
120—150		70			
22—28		65			
44—60	8	90			
160—190		100			

Примечание. ГОСТ 9562—60 распространяется на резьбы трапецеидальные диаметром до 300 мм.

метр резьбы гайки допусками не нормируется. Минимальный размер этого диаметра контролируется проходной резьбовой пробкой, наружный диаметр которой равен этому размеру.

УПОРНАЯ РЕЗЬБА

ГОСТ 10177—62 распространяется на упорные одноходовые резьбы общего назначения. Допуски резьбы приведены в табл. 44 и на рис. 25.

Стандартом установлено два класса точности для винтов (1, 2) и один класс точности для гаек (рис. 26); отклонения отсчитываются от

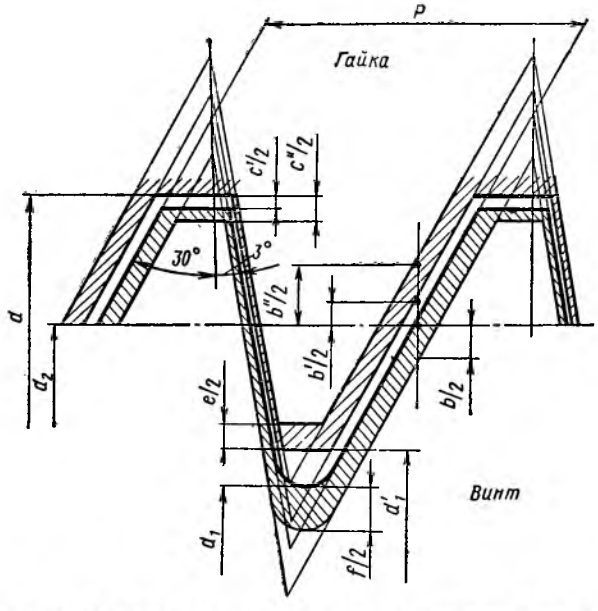


Рис. 25. Схема расположения полей допусков упорной резьбы

номинальных диаметров резьбы в направлении, перпендикулярном к оси винта.

Верхнее отклонение наружного диаметра гайки не нормируется.

Класс точности резьбовых соединений определяется величиной полного допуска среднего диаметра. Для шага резьбы и углов наклона профиля предельные отклонения не устанавливаются. Полный допуск по среднему диаметру резьбы

$$b = 3{,}175\Delta P,$$

где ΔP — отклонение (абсолютная величина) по шагу резьбы, мм.

Разность b — $[3{,}175\ \Delta P + 0{,}46P\ (\Delta\beta + 0{,}75\ \Delta\gamma)]$, здесь P — шаг резьбы, мм; $\Delta\beta$ — отклонение (абсолютная величина) угла наклона стороны профиля 30°, мин; $\Delta\gamma$ — отклонение (абсолютная величина) угла

44. Допуски и предельные отклонения (мкм) упорных резьб диаметром до 180 мм (ГОСТ 10177—62)

Шаг, мм	Номинальный диаметр резьбы, мм	Винт					Гайка		
		d		d_1	d_2				d_1
					нижнее				
		верхнее $-c'$	нижнее $-c''$	нижнее $-f$	кл. 1	кл. 2	нижнее $+b'$	верхнее $+b''$	верхнее $+e$
2	10—16	240	360	350	220	280	570	790	240
	18—28	280	420	375	240	300		810	280
3	30—44	340	500	455	290	370	600	890	340
	46—50	340	500	470	300	375		900	340
	52—60	400	600	470	305	380		905	400
4	65—80	400	600	485	355	445	640	995	400
5	22—28	280	420	550	350	440	670	1020	280
	85—110	460	700	640	410	510		1080	460
6	30—42	340	500	610	400	490	700	1100	340
	120—150	530	800	710	450	565		1150	530
8	22—28	280	420	695	445	555	760	1205	280
	44—50	340	500	740	470	590		1230	340
	52—00	400	600	740	470	590		1230	400
	160—180	530	800	810	525	650		1285	530
10	30—42	340	500	795	515	635	830	1345	340
	65—80	400	600	845	540	675		1370	400
12	44—50	340	500	925	590	740	890	1480	340
	52—60	400	600	925	590	740		1480	400
16	65—80	400	600	1110	705	890	1020	1725	400
	120—170	530	800	1175	745	940		1765	530
20	85—110	460	700	1280	820	1025	1140	1960	460
24	120—170	530	800	1460	935	1170	1270	2205	530

Примечание. ГОСТ 10177—62 распространяется на резьбу упорную диаметром до 600 мм; верхние отклонения d_1 и d_2 и нижние отклонения d_1 и d_2 равны 0.

наклона стороны профиля 3°, мин, представляет собой ту часть полного допуска по среднему диаметру, которая может быть использована как допуск по среднему диаметру при наличии погрешностей по шагу и углам наклона профиля.

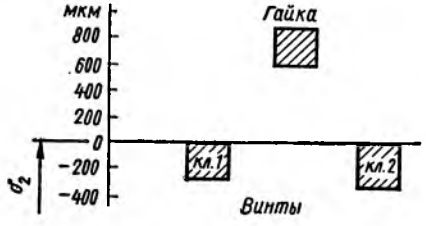


Рис. 28. Расположение полей допусков по среднему диаметру упорной резьбы

При раздельной проверке шага, углов наклона профиля и среднего диаметра резьбы фактическое отклонение по среднему диаметру не должно быть менее требуемого для компенсации погрешностей шага и углов наклона профиля.

45. Стандартные длины свинчивания упорных резьб диаметром до 200 мм (ГОСТ 10177—62)
Размеры, мм

Интервалы диаметров резьбы	Шаг P	Максимальная длина свинчивания	Интервалы диаметров резьбы	Шаг P	Максимальная длина свинчивания
10—16	2	20	160—180	8	100
18—28		30	190		105
30—44		35	30—42		90
46—50	3	45	65—80	10	100
52—60		50	44—50		110
65—80	4	50	52—60	12	115
22—28		50	85—110		120
85—110	5	60	65—80	16	135
30—42		55	120—170		145
120—150	6	70	85—110		145
22—28		65	180—220	20	175
44—50	8	90	120—170	24	175
52—60		95	180—220	32	250

Примечание. ГОСТ 10177—62 распространяется на резьбы упорные диаметром до 600 мм.

Стандартом установлены длины свинчивания (табл. 45), при которых гарантируется свинчиваемость деталей; в случае значительно увеличенных длин следует назначать специальные допуски или использовать калибры с увеличенной длиной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М.** Расчет на прочность деталей машин. М., «Машиностроение», 1966, 616 с.

2. **Детали машин.** Расчет и конструирование. Справочник. В 3-х т. Т. 1. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., «Машиностроение», 1968, с. 115—167.

3. **Коротков В. П., Кустарев Б. Г., Хныкина А. В.** Взаимозаменяемость резьбовых сопряжений (Размеры, допуски, калибры и контроль). Справочник. М., «Машиностроение», 1968, 216 с.

Глава 8

ВАЛЫ, ОСИ, ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ (шлицевые) СОЕДИНЕНИЯ

ВАЛЫ И ОСИ

КОНСТРУКЦИЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы предназначены для передачи вращающего момента. Оси вращающего момента не передают.

В зависимости от характера нагрузки напряжения у валов и осей могут быть постоянными или переменными. При постоянной по величине и направлению изгибающей нагрузке вал и вращающаяся ось испытывают знакопеременные напряжения, изменяющиеся циклически: неподвижная ось при тех же условиях испытывает постоянные напряжения, и усталостные явления в ней не возникают.

Для более экономичного использования материала крупные валы или оси выполняют с переменными по длине сечениями в соответствии с эпюрами крутящих и изгибающих моментов. Например, ось с закрепленной посередине деталью целесообразно выполнять с очертаниями, близкими к форме балки равного сопротивления изгибу.

Применение полых валов приводит к существенному снижению веса вала и повышению жесткости при той же прочности, так как внутренние волокна материала при кручении и изгибе мало нагружены.

Для повышения усталостной прочности валов и осей надо снижать местную концентрацию напряжений, применяя плавные переходы в сечениях наиболее нагруженных участков вала (рис. 1 и 2).

Сборка узлов вала. Наиболее удобны для сборки узлов ступенчатые валы: уступы на них предохраняют детали от осевого смещения и фиксируют их положения при сборке (*фиксирующие уступы*), обеспечивают свободное продвижение детали по валу до места ее посадки (*переходные уступы*).

Число и расположение уступов на валу зависит: а) от принятого способа и схемы сборки вала; б) от применяемых посадок деталей на вал, при этом недопустимо, чтобы при надевании детали она проходила с натягом через посадочные места, предназначенные под другие детали, особенно под подшипники скольжения.

Желательно, чтобы высота уступов допускала разборку узла без вынимания шпонок из вала, в противном случае необходимо обеспечить удобное вынимание шпонок (рис. 3).

Технологичность конструкции и экономия металла. Наиболее простой и дешевой заготовкой для валов является *гладкий цилиндрический стержень* (брус).

При разработке конструкции вала наибольший его диаметр можно существенно снизить, сокращая число уступов и буртиков и уменьшая их высоту (табл. 1), что способствует также уменьшению количества снимаемого с заготовки металла и сокращению объема механической обработки.

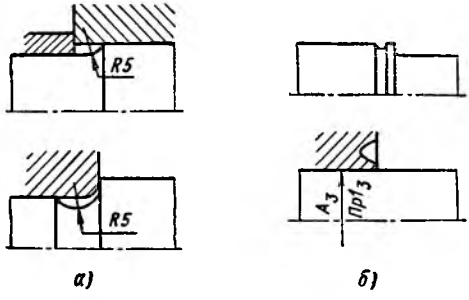


Рис. 1. Способы снижения концентрации напряжения в валах и осях:

а — применение больших радиусов скругления в местах уступов; *б* — применение разгрузочных канавок в местах уступов и посадок с натягом

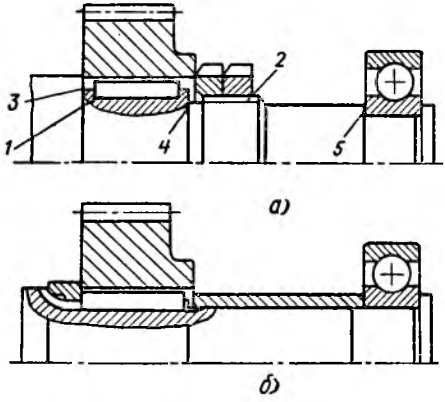


Рис. 2. Пример конструкции узла вала:

а — со значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения в точках *1, 2, 3, 4* и *5*; *б* — с пониженной концентрацией напряжений изгиба и кручения

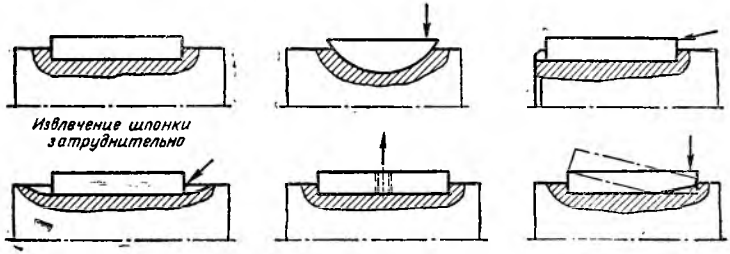
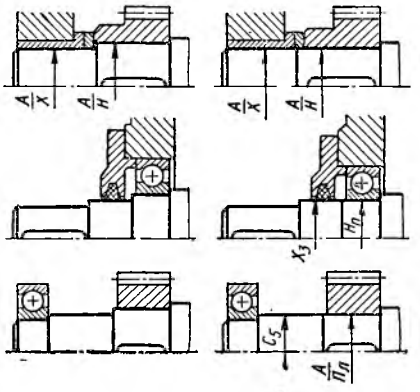


Рис. 3. Способы вынимания шпонки из вала

1. Примеры сокращения числа уступов на валу и уменьшения их высоты

Устранение необязательных переходных уступов

Уступ имеется — Уступ устранен

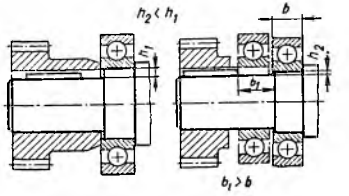


Устранение фиксирующих уступов заменой их упорными пружинными или составными кольцами

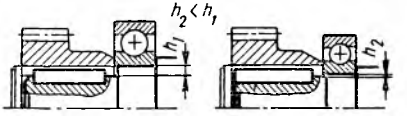
Уступ имеется — Уступ устранен



Уменьшение высоты переходных уступов:
за счет обхода шпонки при разборке



за счет вынимания шпонки из паза при разборке



Уменьшение высоты фиксирующих уступов
за счет применения упорных колец



Примечание. Высота фиксирующих уступов определяется требуемой опорной площадью; высоты уступов в местах установки подшипников качения см. в ГОСТ 20226—74.

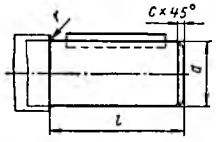
Длина вала может быть уменьшена за счет применения концевых шайб вместо гаек.

Валы со значительной разницей диаметров отдельных участков и фланцевые часто выполняют *сварными*, приваривая к заготовкам кольца (буртики) и фланцы. Удлиненные валы со свободной средней частью выполняют полыми из отрезка трубы с приваренными концевыми частями (рис. 4).

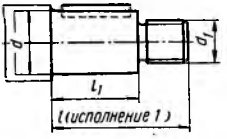
Механическую обработку валов обычно производят на центровых станках, для чего заготовки валов снабжают центровыми отверстиями.

2. Цилиндрические концы валов для посадки деталей, передающих крутящий момент (по ГОСТ 12080—66*)

Размеры, мм



По ГОСТу



По приложению к ГОСТу

d	l			
	исполнение			
	1	2		
6; 7	16	—	0,4	0,2
8; 9	20	—	0,6	0,4
10; 11	23	20	0,6	0,4
12; 14	30	25	1,0	0,6
16—19	40	28	1,0	0,6
20—24	50	36	1,6	1,0
25; 28	60	42	1,6	1,0
30; 38	80	58	2,0	1,6
40—48	110	82	2,0	1,6
50—56	110	82	2,5	2,0
60—75	140	105	2,5	2,0
80—95	170	130	3,0	2,5
100—125	210	165	3,0	2,5
130—150	250	200	4,0	3,0

Примечания: 1. Размеры d_1 и l_1 приведены в табл. 3.

2. Размер d выбирают из следующего ряда: 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; (19); 20; 22; (24); 25; 28; (30); 32; (35); 36; (38); 40; (42); 45; (48); 50; (52); 55; (56); 60; (63); (65); 70; (71); (75); 80; (85); 90; (95); 100; 110; (120); 125; (130); 140; (150). Предпочтительнее применять размеры, не заключенные в скобки.

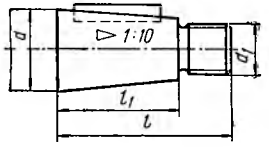
3. ГОСТом предусмотрены концы валов с d от 0,8 до 340 мм.

4. Для валов исполнения 1 при d до 14 мм применяют сегментные шпонки по ГОСТ 8795—68, при d более 12 мм призматические по ГОСТ 8789—68*, для валов исполнения 2 при d до 30 мм — призматические по ГОСТ 8789—68 *, при d более 30 мм — призматические высокие по ГОСТ 10748—68*. Применяют также тангенциальные шпонки.

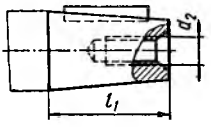
3. Конические концы валов с конусностью 1 : 10 (основные размеры по ГОСТ 12081—72)

Размеры, мм

Тип 1



Тип 2



d	l		l_1		d_1	d_2
	исполнения					
	1	2	1	2		
6; 7	16	—	10	—	М4	—
8; 9	20	—	12	—	М6	—
10; 11	23	—	15	—	М6	—
12; 14	30	—	18	—	М8×1	М4
16	40	28	28	16	М10×1,25	М4
18; 19	40	28	28	16	М10×1,25	М5
20—24	50	36	36	22	М12×1,25	М6
25; 28	60	42	42	24	М16×1,5	М8
30—35	80	58	58	36	М20×1,5	М10
36	80	58	58	36	М20×1,5	М12
38	80	58	58	36	М24×2	М12
40; 42	110	82	82	54	М24×2	М12
48	110	82	82	54	М30×2	М16
50	110	82	82	54	М36×3	М16
55; 56	110	82	82	54	М36×3	М20
60—65	140	105	105	70	М42×3	М20
70—75	140	105	105	70	М48×3	М24
80—85	170	130	130	90	М56×4	М30
90	170	130	130	90	М64×4	М30
95	170	130	130	90	М64×4	М36
100	210	165	165	120	М72×4	М36
110	210	165	165	120	М80×4	М42
120	210	165	165	120	М90×4	М42
125	210	165	165	120	М90×4	М48
130—140	250	200	200	150	М100×4	—
150	250	200	200	150	М110×4	—

Примечания: 1. Размеры d выбирают из ряда, указанного в примечании к табл. 2 с заменой размеров в интервале 55—75 на следующие: (55); 56; (60); 63; (65); (70); 71; (75). Предпочтительнее применять размеры, не заключенные в скобки.

2. ГОСТом предусмотрены концы валов с d от 3 до 630 мм.

3. Размеры призматических шпонок выбирают по ГОСТ 8789—68 *. Для валов с d до 14 мм допускается применение сегментных шпонок по ГОСТ 8795—68.

Проточки (канавки), галтели и шпоночные пазы на одном валу желательно иметь одинаковых размеров, чтобы обрабатывать их одним и тем же инструментом.

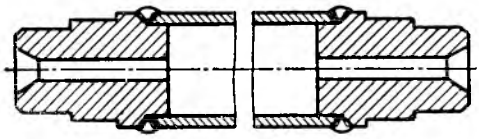


Рис. 4. Конструкция сварного вала

Важными стандартизованными конструктивными элементами являются концы валов для установки муфт, шкивов и других деталей, передающих вращающий момент (табл. 2 и 3).

РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Размеры валов и осей определяются условиями прочности и жесткости, а также конструктивной компоновкой узла.

Размеры малонагруженных валов часто увеличивают для обеспечения их прочности и жесткости в процессе обработки и сборки.

Проектный расчет вала может быть лишь ориентировочным, так как при его выполнении еще неизвестны конструктивные элементы вала, влияющие на его выносливость и статическую прочность, а также не всегда известны расстояния между опорами и точками приложения нагрузок. Поэтому в качестве проектного применяют весьма простой *условный расчет* по напряжениям кручения или по напряжениям кручения и изгиба, если есть возможность с достаточной достоверностью определить заранее изгибающие моменты.

Условный расчет по напряжениям кручения

На основании формулы (65) гл. 6 диаметр вала (см)

$$d \geqslant 80 \sqrt[3]{\frac{N}{n[\tau]}},$$

где N — передаваемая мощность, кВт; n — частота вращения, об/мин; $[\tau]$ — допускаемое напряжение при кручении, кгс/см^2.

Для коротких валов из сталей Ст5, 45, 40Х, 40ХН при постоянной нагрузке и умеренных изгибающих моментах принимают $[\tau] = 250 \div 500$ кгс/см^2, тогда диаметр (см) $d \geqslant (10 \div 12{,}5) \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$.

Для сравнительно длинных валов при переменной нагрузке и значительных изгибающих моментах $[\tau] = 125 \div 250$ кгс/см^2, соответственно

$$d \geqslant (12{,}5 \div 16) \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Бо́льшие значения коэффициентов выбирают при менее прочных сталях. При наличии на валу шпоночного паза диаметр вала увеличивают на 6—8%.

Для ответственных валов производят уточненный проверочный расчет на выносливость, а при необходимости — и на статическую прочность, жесткость и виброустойчивость (при расчете учитывают напряжения кручения и изгиба).

Построение эпюр изгибающих моментов и определение напряжений в опасных сечениях

При расчете вал принимают за балку, лежащую на шарнирных опорах, места опор по длине вала выбирают в середине подшипников, а при нескольких подшипниках качения в одной опоре — в середине ближайшего к пролету радиального или радиально-упорного подшипника. Силы, действующие в передачах, принимают за сосредоточенные, с точкой приложения в середине ширины зубчатых колес, шкивов и пр.

Если положения опор и мест приложения сил и моментов на валу не заданы, то их определяют путем предварительного прочерчивания конструкции вала с учетом результатов условного расчета. Например, для вала, несущего зубчатое колесо и муфту (рис. 5), прочерчивание позволило уточнить размеры l, l_1 и l_2 (рис. 6, *а*).

Последовательность расчетов и построений:

а) все известные по направлению силы и моменты раскладывают на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях — вертикальной и горизонтальной;

б) находят реакции опор $R_{в1}$ и $R_{в2}$ и строят эпюру изгибающих моментов $M_в$ в вертикальной плоскости (рис. 6, *б*);

в) определяют $R_{г1}$, и $R_{г2}$ и строят эпюру $M_г$ в горизонтальной плоскости (рис. 6, *в*);

г) находят реакции опор $R_{м1}$, и $R_{м2}$ и строят эпюру изгибающих моментов $M_м$ от нагрузки неопределенного направления $P_м$ в плоскости ее действия (рис. 6, *г*); к $P_м$ относятся нагрузки от компенсирующей муфты, так как неизвестно направление отклонений от соосности валов, нагрузки от зубчатого колеса, звездочки, шкива на входном или выходном конце вала редуктора ввиду возможности различного расположения соответствующей передачи;

д) определяют полные реакции опор

$$R_1 = \sqrt{R_{в1}^2 + R_{г1}^2} + R_{м1};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{в2}^2 + R_{г2}^2} + R_{м2}$$

и строят эпюру результирующих изгибающих моментов (рис. 6, *д*)

$$M_и = \sqrt{M_в^2 + M_г^2} + M_м.$$

Примечания: 1. Если все известные по направлению силы и моменты действуют в одной плоскости, то реакции опор от них $R_{вг1}$ и $R_{вг2}$, а также эпюру моментов $M_{вг}$, определяют в этой плоскости.

2. Если плоскости действия известных по направлению нагрузок составляют угол до 30°, то они переносятся в плоскость преобладающих нагрузок.

3. В качестве примера в табл. 4 приведены схемы нагрузок, действующих на валы в местах посадки муфт.

Подлежащие проверочному расчету на прочность опасные сечения вала обычно легко определяют из сопоставления его конструкции с эпюрами изгибающих и крутящих моментов. Например, у вала, изо-

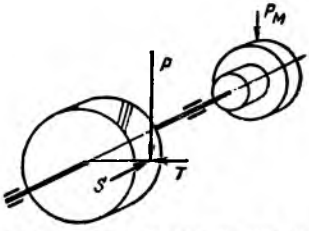


Рис. 5. Вал с действующими на него нагрузками (*P*, *T* и *S* — соответственно окружная, радиальная и осевая силы, известные по направлению; $P_м$ — сила неопределенного направления, передаваемая от муфты)

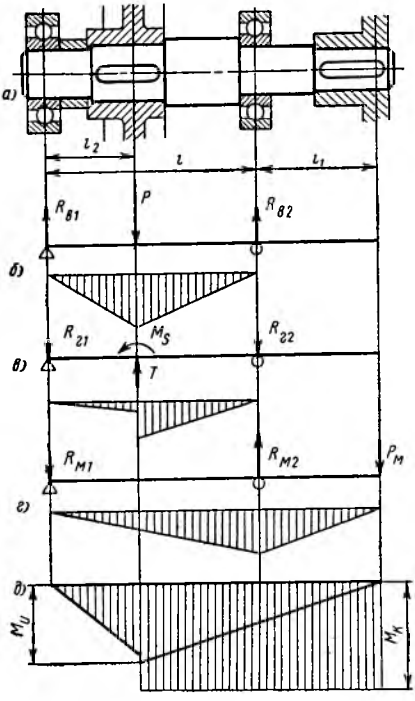


Рис. 6. Определение реакций и построение эпюр изгибающих моментов:

а — предварительно выявленная конструкция вала с размерами l, l_1 и l_2; *б* — эпюра от силы P в вертикальной плоскости; *в* — эпюра от силы T и момента M_S в горизонтальной плоскости; *г* — эпюра от силы $P_м$ неопределенного направления; *д* — эпюра результирующих моментов

браженного на рис. 6, опасным является сечение в месте контакта со ступицей колеса, так как здесь действуют наибольший изгибающий момент $M_и$ и крутящий момент $M_{кр}$ (см. рис. 6, *д*); диаметр вала близок к наименьшему и имеет шпоночный паз, а также наибольший концентратор напряжения (для прессовой посадки).

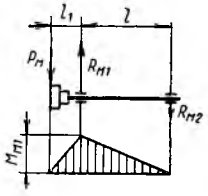
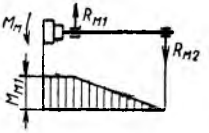
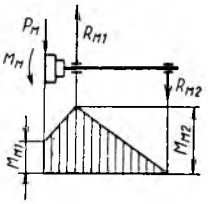
В опасных сечениях: напряжение изгиба

$$\sigma = \frac{M_и}{W};$$

напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p},$$

4. Определение реакций опор $R_{м1}$ и $R_{м2}$ и изгибающих моментов $M_{м1}$ и $M_{м2}$

Схемы валов и эпюры изгибающих моментов	Расчетные формулы
	*На вал передается только поперечная сила* $P_м$, $$M_{кр} = 97\,400 \frac{N}{n},$$ где $M_{кр}$ — в кгс·см; N — в кВт; n — в об/мин. Для плавающих (кулачково-дисковых) муфт с промежуточным диском $$P_м = (0{,}3 \div 0{,}7) \frac{M_{кр}}{D},$$ где D — наружный диаметр муфты. Для плавающих муфт с промежуточным сухарем $$P_м = (0{,}2 \div 0{,}5) \frac{M_{кр}}{b},$$ где b — длина площади контакта сухаря с полумуфтами. Для втулочно-пальцевой муфты $$P_м = (0{,}15 \div 0{,}25) \frac{M_{кр}}{r},$$ где r — радиус расположения центров пальцев; $$R_{м1} = P_м \frac{l + l_1}{l}; \quad R_{м2} = P_м \frac{l_1}{l};$$ $$M_{м1} = P_м l_1$$
	*На вал передается только изгибающий момент* $M_м$ Для зубчатой муфты при перекосе валов в одной плоскости и пересечении их геометрических осей между зацеплениями $$M_м = 0{,}1 M_{кр};$$ $$R_{м1} = R_{м2} = \frac{M_м}{l}; \quad M_{м1} = M_м$$
	*На вал передается поперечная сила* $P_м$ *и изгибающий момент* $M_м$ Для зубчатых муфт при поперечном смещении или перекосе валов в одной плоскости и пересечении их геометрических осей вне отрезка между зацеплениями $$M_м = 0{,}1 M_{кр}; \quad P_м = 0{,}2 \frac{M_{кр}}{A},$$ где A — расстояние между зацеплениями (см. табл. 6 на стр. 462), $$R_{м1} = \frac{M_м + P_м (l + l_1)}{l}; \quad R_{м2} = \frac{M_м + P_м l_1}{l};$$ $$M_{м1} = M_м; \quad M_{м2} = M_м + P_м l_1$$

где W — осевой момент сопротивления сечения; W_p — полярный момент сопротивления сечения вала.

Для круглого сечения диаметром d

$$W = 0{,}1d^3; \quad W_p = 0{,}2d^3.$$

Для полого сечения с полостью диаметром d_0

$$W = 0{,}1d^3\left(1 - \frac{d_0^4}{d^4}\right); \quad W_p = 0{,}2d^3\left(1 - \frac{d_0^4}{d^4}\right).$$

Для сечения вала со шпоночным пазом

$$W \approx 0{,}1d^3 - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d}; \quad W_p \approx 0{,}2d^3 - \frac{bt\,(d-t)^2}{2d},$$

где d — диаметр вала; b — ширина паза; t — глубина паза на валу.

Для сечения зубчатого (шлицевого) вала прямобочного профиля значение W см. в табл. 20; $W_p \approx 0{,}2d^3$, где d — внутренний диаметр вала; для эвольвентного профиля

$$W \approx 0{,}1\left(\frac{D+d}{2}\right)^3; \quad W_p \approx 0{,}2d^3,$$

где D — наружный диаметр вала; d — внутренний диаметр вала (значение d_B или d_R см. в табл. 23).

Проверочный расчет на выносливость

Расчет на выносливость является основным проверочным расчетом осей и валов. Он производится по размерам предварительно выявленной конструкции (см. рис. 6, *а*) и выбранному материалу с учетом термической обработки и поверхностного упрочнения. В общем случае асимметричных циклов напряжений запасы выносливости определяют по следующим формулам:

для нормальных напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} \geqslant [n];$$

для касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} \geqslant [n];$$

при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geqslant [n],$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости при симметричном цикле напряжений (табл. 5); K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентра-

5. Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость *HB*, не менее	Механические характеристики, кгс/мм²					Коэффициенты	
				$\sigma_т$	$\tau_т$	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
Ст5	Любой	190	52	28	15	22	13	0	0
45	Любой	200	56	28	15	25	15	0	0
	⩽120	240	80	55	30	35	21	0,1	0
	⩽80	270	90	65	39	38	23	0,1	0,05
40Х	Любой	200	73	50	28	32	20	0,1	0,05
	⩽200	240	80	65	39	36	21	0,1	0,05
	⩽120	270	90	75	45	41	24	0,1	0,05
40ХН	Любой	240	82	65	39	36	21	0,1	0,05
	⩽200	270	92	75	45	42	25	0,1	0,05
40ХНМА	⩽50	300	100	85	58	45	27	0,15	0,1

6. Значения β при различных видах поверхностного упрочнения

Вид упрочнения	$\sigma_в$ сердцевины, кгс/мм²	Значения β		
		для гладких валов	при $k_\sigma < 1,5$	при $k_\sigma > 2,0$
Закалка с нагревом т. в. ч. (толщина слоя 0,9—1,5 мм)	60—80	1,5—1,7	1,6—1,7	2,4—2,8
	80—100	1,3—1,5	—	—
Дробеструйный наклеп или накатка роликом	60—160	1,1—1,3	1,5—1,6	1,7—2,0

ции напряжений; β — коэффициент поверхностного упрочнения (табл. 6); ε_σ и ε_τ — масштабные факторы, учитывающие влияние размеров сечения вала (табл. 7); ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла (см. табл. 5); $[n]$ — допускаемое значение запаса выносливости обычно принимают от 1,5 до 2,5 в зависимости от точности и достоверности исходных данных для расчета; σ_a и τ_a — амплитуды цикла напряжений; σ_m и τ_m — средние напряжения цикла (рис. 7, *а*).

K_σ и K_τ определяют в зависимости от формы детали (табл. 8 — 11) и от шероховатости поверхности (табл. 12):

$$K_\sigma = k_\sigma + k_{\sigma п} - 1; \quad K_\tau = k_\tau + k_{\tau п} - 1.$$

При расчетах вала в месте посадки деталей используют отношения $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ (табл. 13).

В распространенных частных случаях расчеты упрощаются. Для вращающейся оси принимают симметричный цикл напряжений: $\tau = 0$; $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma$ (рис. 7, *б*), тогда

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\beta\varepsilon_\sigma}{K_\sigma \sigma} \geqslant [n].$$

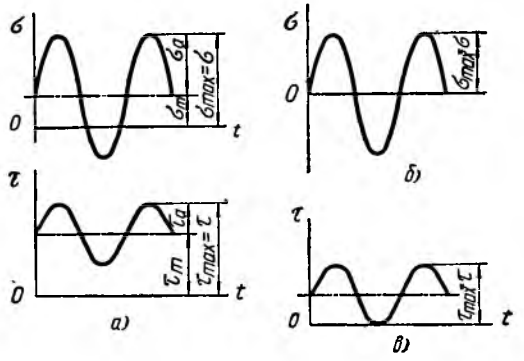


Рис. 7. Циклы напряжений:
а — асимметричные знакопеременный и знакопостоянный; *б* — симметричный; *в* — пульсационный или отнулевой

Для вала, работающего только на кручение, принимают пульсационный цикл напряжений: $\sigma = 0$; $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}$ (рис. 7, *в*), тогда

$$n_\tau = \frac{2\tau_{-1}}{\left(\frac{K_\tau}{\beta\varepsilon_\tau} + \psi_\tau\right)\tau} \geqslant [n].$$

Для вала, работающего на кручение и изгиб, принимают для σ симметричный и для τ пульсационный циклы напряжений (рис. 7, *б* и *в*); n_σ и n_τ находят по приведенным выше формулам, а общий запас выносливости по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geqslant [n].$$

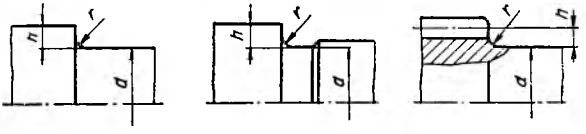
Если ось или вал рассчитывают на ограниченный срок службы, то напряжения в опасных сечениях могут быть повышены и размеры вала уменьшены (см. стр. 254).

7. Значения ε_σ и ε_τ в зависимости от диаметра вала

Диаметр вала d, мм	15	25	35	50	100	200
ε_σ	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7	0,6
ε_τ	0,85	0,8	0,75	0,7	0,6	0,5

Примечание. Для высокопрочных легированных сталей значения ε_σ принимают равными значениям ε_τ (нижняя строка).

8. Значения k_σ и k_τ для валов в месте перехода с галтелью



$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	k_σ при $\sigma_в$ (кгс/мм²)				k_τ при $\sigma_в$ (кгс/мм²)			
		50	70	90	120	50	70	90	120
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

9. Значения k_σ и k_τ для валов со шпоночными пазами

$\sigma_в$, кгс/мм²	k_σ		k_τ
	Паз выполнен пальцевой фрезой	Паз выполнен дисковой фрезой	
50	1,6	1,4	1,4
70	1,9	1,55	1,7
90	2,15	1,7	2,05
120	2,5	1,9	2,4

10. Значения k_σ и k_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

$\sigma_в$, кгс/мм²	k_σ		k_τ	
	для шлицев	для резьбы	для прямобочных шлицев	для эвольвентных шлицев
50	1,45	1,8	2,25	1,45
70	1,6	2,2	2,45	1,5
90	1,7	2,45	2,65	1,55
120	1,75	2,9	2,8	1,6

11. Значения k_σ и k_τ для валов в месте поперечного отверстия

$\sigma_в$, кгс/мм²	k_σ		k_τ
	при d_0/d		
	0,05—0,15	0,15—0,25	0,05—0,25
50	1,95	1,75	1,75
70	2,05	1,85	1,8
90	2,15	1,95	1,9
120	2,3	2,1	2,0

Обозначения: d — диаметр вала; d_0 — диаметр поперечного отверстия.

12. Значения $k_{\sigma\text{п}} \approx k_{\tau\text{п}}$ в зависимости от шероховатости поверхности

Классы шероховатости	Обозначения на чертежах *	$\sigma_в$, кгс/мм²			
		50	70	90	120
3; 4; 5	$R_z 80$ $R_z 40$ $R_z 20$	1,20	1,25	1,35	1,50
6; 7; 8	2,5 1,25 0,63	1,05	1,10	1,15	1,25
9; 10	0,32 0,16	1,00	1,00	1,00	1,00

* Приведены простейшие случаи обозначений по ГОСТ 2.309—73.

13. Значения $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ для валов в местах посадки деталей

Диаметр вала, мм	Посадка	$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ при $\sigma_в$, кгс/мм²				$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ при $\sigma_в$, кгс/мм²			
		50	70	90	120	50	70	90	120
30	*Пр*	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
	Н	1,9	2,25	2,6	3,2	1,55	1,75	2,0	2,3
	Г	1,6	1,95	2,3	2,75	1,4	1,6	1,8	2,1
50	*Пр*	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
	Н	2,3	2,75	3,2	3,9	1,9	2,15	2,5	2,8
	Г	2,0	2,4	2,8	3,4	1.6	1,85	2,1	2,4
100 и более	*Пр*	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8
	Н	2,45	2,95	3,45	4,2	1,9	2,2	2,5	2,9
	Г	2,15	2,55	3,0	3,6	1,7	1,95	2,2	2,6

Проверочные расчеты на статическую прочность, жесткость и виброустойчивость

Расчет на статическую прочность необходим при значительных кратковременных перегрузках. Его производят для пластичных материалов по пределам текучести $\sigma_т$ и $\tau_т$ (см. табл. 5) с учетом масштабного фактора ε (табл. 14) и завышенного запаса прочности $[n']$ (табл. 15).

1. Расчет оси на изгиб.

14. Значение ε при статических нагрузках

Диаметр вала, мм	10	15	25	35	50	100	200
	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7

15. Значения $[n']$ при статических перегрузках

$\frac{\sigma_т}{\sigma_в}$	0,6	0,6—0,8	0,8—0,9
Наименьшие значения $[n']$	1,1—1,3	1,3—1,5	1,5—2,0
Обычно применяемые значения $[n']$	2	2,5	3

Примечание. Наименьшие значения $[n']$ можно использовать при заведомо завышенных в сторону запаса исходных расчетных данных (нагрузка, расчетная схема и пр.) или при большой точности и достоверности их определения.

Напряжение в опасном сечении

$$\sigma' = \frac{M'_и}{W};$$

запас прочности

$$n'_\sigma = \frac{\varepsilon\sigma_т}{\sigma'} \geqslant [n'],$$

где $M'_и$ — наибольший изгибающий момент, кгс·см; W — момент сопротивления сечения оси при изгибе, см^3; $\sigma_т$ — предел текучести, кгс/см^2.

2. Расчет вала, работающего только на кручение.

Напряжение в опасном сечении

$$\tau' = \frac{M'_{кр}}{W_р};$$

запас прочности

$$n'_\tau = \frac{\varepsilon\tau_т}{\tau'} \geqslant [n'],$$

где $M'_{кр}$ — наибольший крутящий момент, кгс·см; $W_р$ — момент сопротивления сечения вала при кручении, см^3; $\tau_т$ — предел текучести, кгс/см^2.

3. Расчет вала, работающего на изгиб и кручение или на изгиб, сжатие (растяжение) и кручение.

Напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma' = \frac{M'_{и}}{W}.$$

Напряжение изгиба и сжатия (растяжения), учитываемое при больших осевых силах, например при расчете вала червяка,

$$\sigma' = \frac{M'_{и}}{W} + \frac{P_{о}}{F},$$

где $P_{о}$ — осевая сила, кгс; F — площадь поперечного сечения вала, см^2.

Напряжение кручения в опасном сечении

$$\tau' = \frac{M'_{кр}}{W_{р}}.$$

Запас прочности по нормальным напряжениям

$$n'_{\sigma} = \frac{\varepsilon\sigma_{т}}{\sigma'}.$$

Запас прочности по касательным напряжениям

$$n'_{\tau} = \frac{\varepsilon\tau_{т}}{\tau'}.$$

Общий запас прочности вала

$$n' = \frac{n'_{\sigma}n'_{\tau}}{\sqrt{(n'_{\sigma})^2 + (n'_{\tau})^2}} \geqslant [n'].$$

Расчет на жесткость требуется производить при сравнительно длинных валах. При этом определяют наибольший прогиб, прогибы и перекосы в местах установки зубчатых колес, перекосы в местах установки подшипников. Полученные результаты сравнивают с допускаемыми значениями [4]. Обычно можно упрощать расчетные схемы, например, принять вал за стержень одного диаметра. Проверка на угол закручивания вала целесообразна, если он влияет на точность работы машины.

При проверке на виброустойчивость против поперечных и крутильных колебаний определяют собственную частоту колебаний (критическое число оборотов в минуту) и сравнивают ее с частотой возмущающих сил (фактическим числом оборотов в минуту) для оценки опасности появления резонанса [2; 4].

ГИБКИЕ ВАЛЫ

Гибкий проволочный вал представляет собой сердечник с несколькими слоями проволоки чередующихся направлений навивки. Каждый слой состоит из нескольких проволок (рис. 8). При передаче вращающего момента внешний слой работает на закручивание. Валы помещают в броню. Зазор между броней и валом заполняют смазкой. Для присоеди-

нения вала к источнику движения и приводимому устройству предусматривается арматура без подшипников, с подшипниками скольжения (см. рис. 8) или с подшипниками качения. Гибкие валы изготовляют для привода ручного инструмента, приборов и т. д.

Существуют стандарты на валы гибкие проволочные для силовых передач (ГОСТ 13225—71*); валы гибкие проволочные с броней для силовых передач (ГОСТ 13226 — 71*); арматуру для гибких валов и брони для силовых передач (ГОСТ 13227—71*); броню для гибких проволочных валов силовых передач и приводов управления и контроля

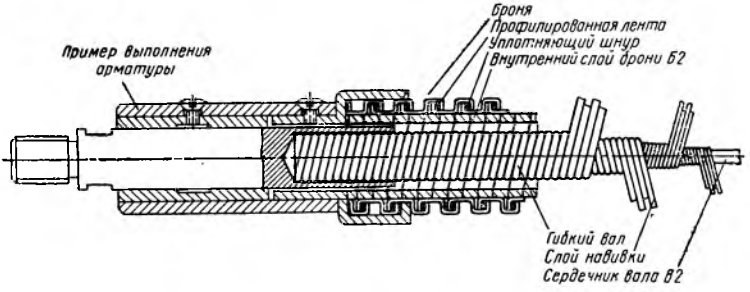


Рис. 8. Гибкий вал с броней и концевой арматурой

(ГОСТ 11626—71*); валы гибкие проволочные для приводов управления и контроля (ГОСТ 11625—75); валы гибкие проволочные с броней для приводов управления и контроля (ГОСТ 11627—75).

Кроме того, стандартизованы гибкие валы, предназначенные для отдельных отраслей промышленности, например, автотракторной (ГОСТ 12391—66 и 14011—68*).

ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Призматические шпонки широко применяют в неподвижных соединениях. Стандартизованы обыкновенные и высокие шпонки шириной до $b = 100$ мм для валов с $d \leqslant 500$ мм (табл. 16). Высокие шпонки обладают повышенной несущей способностью, их применяют, когда закрепляемые детали (втулки) имеют малую длину или изготовлены из материала, плохо работающего на смятие.

Шпонки с закругленными концами обычно размещают на валу в пазах, обработанных пальцевой фрезой (рис. 9, *а*), плоские концы шпонок помещают вблизи деталей (концевые шайбы, кольца и т. д.), препятствующих осевому перемещению шпонок (рис. 9, *б*). При наличии таких ограничителей пазы можно обрабатывать дисковой фрезой, что технологичнее и дает меньшую концентрацию напряжений у вала (рис. 9, *в*). Отсутствие ограничителя недопустимо, так как может привести к повреждениям при напрессовке детали из-за заклинивания шпонки (рис. 9, *г*). Шпонки с плоскими концами удобно использовать для крепления против проворачивания на валу втулки (рис. 9, *д*).

Сегментные шпонки (табл. 17). Пазы в валах обрабатывают дисковыми фрезами. Соединения не требуют пригонки, шпонки хорошо направляются в пазах валов. При большой длине втулки применяют две шпонки.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу используют в подвижных в осевом направлении соединениях (табл. 18). При большой длине хода для валов с $d = 10 \div 105$ мм применяют *скользящие шпонки*, закрепляемые во втулке посредством хвостовика.

Предельные отклонения размеров призматических и сегментных шпонок и пазов стандартизованы (табл. 19).

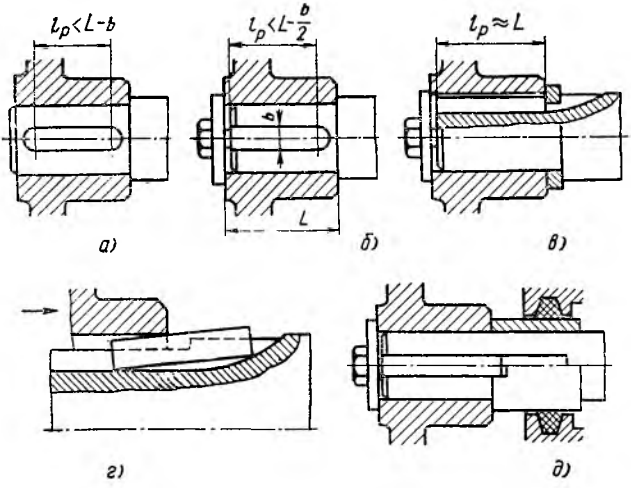


Рис. 9. Конструкции соединений призматическими шпонками

Клиновые шпонки (табл. 16) используют в машинах с пониженной точностью, так как они ухудшают центрирование деталей и приводят к перекосу. Их применяют для крепления втулок как от проворачивания, так и от смещения вдоль вала.

Тангенциальные шпонки нормальные для валов с $d = 60 \div 1000$ мм выполняют по ГОСТ 8796—68, усиленные для валов с $d = 100 \div 1000$ мм по ГОСТ 8797—68.

Расчет шпоночных соединений. Сечение шпонки подбирают по диаметру вала d; длину — обычно на 5—10 мм короче ступицы закрепляемой детали; соединение проверяют на смятие.

Для соединений с призматическими и сегментными шпонками

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{dl_p(h-t)} \leqslant [\sigma]_{см}; \quad l_p \geqslant \frac{2M_{кр}}{d(h-t)[\sigma]_{см}}.$$

Для соединений с клиновыми шпонками

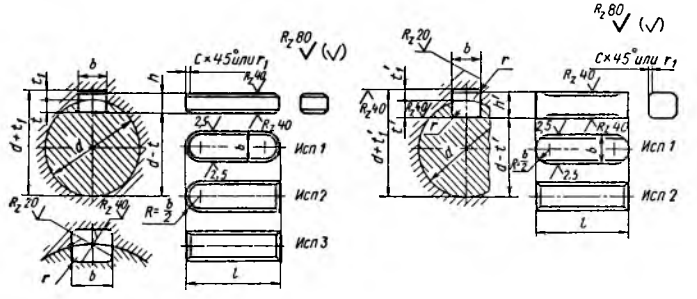
$$\sigma_{см} = \frac{12M_{кр}}{bl_p(b+6df)} \leqslant [\sigma]_{см}; \quad l_p \geqslant \frac{12M_{кр}}{b(b+6df)[\sigma]_{см}}.$$

16. Шпонки призматические и клиновые
Размеры, мм

Размеры сечений призматических шпонок и пазов по ГОСТ 8788—68*

Шпонки призматические по ГОСТ 8789—68*

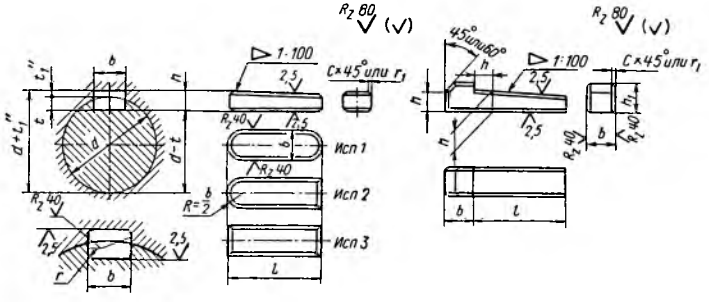
Шпонки призматические высокие и размеры пазов по ГОСТ 10748—68*



Размеры сечений клиновых шпонок и пазов по ГОСТ 8791—68*

Шпонки клиновые по ГОСТ 8792—68

Шпонки клиновые с головкой по ГОСТ 8793—68



Для пазов

b	
2—4	0,08—0,16
5—8	0,16—0,25
10—18	0,25—0,4
20—32	0,4—0,6
36—50	0,7—1,0

Для шпонок

b	
2—4	0,16—0,25 [1]
5—8	0,25—0,4
10—18	0,4—0,6
20—32	0,6—0,8
36—50	1,0—1,2

Продолжение табл. 16

d	l	b	h	t	t_1	h'	t'	t'_1	t''_1	h_1
От 6 до 8	6—20	2	2	1,2	1,0	—	—	—	0,5	—
Св. 8 » 10	6—36	3	3	1,8	1,4	—	—	—	0,9	—
10 » 12	8—45 [1]	4	4	2,5	1,8	—	—	—	1,2	7
12 » 17	10—56 [1]	5	5	3	2,3	—	—	—	1,7	8
17 » 22	14—70	6	6	3,5	2,8	—	—	—	2,2	10
22 » 30	18—90	8	7	4	3,3	—	—	—	2,4	11
30 » 38	22—110 [1]	10	8	5	3,3	9	5,5	3,8	2,4	12
38 » 44	28—140	12	8	5	3,3	11	7	4,4	2,4	12
44 » 50	36—160	14	9	5,5	3,8	12	7,5	4,9	2,9	14
50 » 58	45—180	16	10	6	4,3	14	9	5,4	3,4	16
58 » 65	50—200	18	11	7	4,4	16	10	6,4	3,4	18
65 » 75	56—220	20	12	7,5	4,9	18	11	7,4	3,9	20
75 » 85	63—250	22	14	9	5,4	20	12	8,4	4,4	22
85 » 95	70—280	25	14	9	5,4	22	13	9,4	4,4	22
95 » 110	80—320 [1]	28	16	10	6,4	25	15	10,4	5,4	25
110 » 130	90—360 [1]	32	18	11	7,4	28	17	11,4	6,4	28
130 » 150	100—400 [1]	36	20	12	8,4	32	20	12,4	7,1	32
150 » 170	100—400	40	22	13	9,4	36	22	14,4	8,1	36
170 » 200	110—450	45	25	15	10,4	40	25	15,4	9,1	40
» 200 » 230	125—500	50	28	17	11,4	45	28	17,4	10,1	45

Примечания. 1. На рабочих чертежах указывают размеры для втулки: $\left(d+t_1\right)$; $\left(d+t'_1\right)$ или $\left(d+t''_1\right)$; для вала: t или t' (предпочтительный вариант) или же $(d-t)$ или $(d-t')$.

2. Размер t''_1 относится к большей глубине паза.

3. Размеры l выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

4. Допускается применять меньшие размеры стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

5. Предельные отклонения размеров призматических шпонок и пазов для них см. в табл. 19.

6. Предельные отклонения размеров клиновых шпонок: b — по B_3 или B_4 (для шпонок с головкой); h — по B_4; l — по B_7.

Предельные отклонения размеров пазов для них: b — по A_4; t и t''_1 — по A_5.

7. Материал — сталь с $\sigma_{вр} \geqslant 60$ кгс/см².

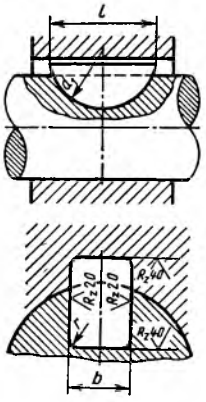
8. В обозначении шпонок исполнение 1 не указывают, а исполнения 2 и 3 указывают.

Пример обозначения шпонки исполнения 2 с $b = 18$, $h = 11$ и $l = 100$ мм: *Шпонка 2—18×11×100 ГОСТ 8789—68**.

[1] Для шпонок по ГОСТ 8793—68 при $b = 4$ мм принимают c или r_1 равным 0,25—0,4 мм и минимальную длину, отличающуюся от указанной в таблице.

17. Шпонки сегментные
Размеры, мм

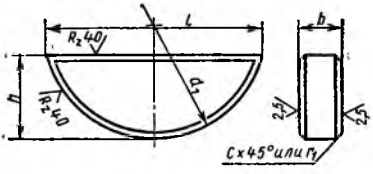
Размеры шпонок и пазов по ГОСТ 8794—68*



Для пазов

b	
1; 1,5	До 0,05
2—4	0,08—0,16
5—8	0,16—0,25
10; 12	0,25—0,40

Шпонки по ГОСТ 8795—68



Для шпонок

b	
1; 1,5	0,05—0,08
2—4	0,16—0,25
5—8	0,25—0,40
10; 12	0,40—0,60

d		b	h	d_1	l	t	t_1
Для шпонок, передающих вращающий момент	Для шпонок, фиксирующих элементы						
От 3 до 4	Св. 6 до 8	1	1,4	4	3,8	1	0,6
Св. 4 до 6	Св. 8 до 10	1,5	2,6	7	6,8	2	0,8
Св. 6 до 8	Св. 10 до 12	2	2,6	7	6,8	1,8	1,0
		2	3,7	10	9,7	2,9	
		2,5	3,7	10	9,7	2,9	
Св. 8 до 10	Св. 12 до 17	3	3,7	10	9,7	2,5	1,4
			5	13	12,6	3,8	
			6,5	16	15,7	5,3	

Продолжение табл. 17

d		b	h	d_1	l	t	t_1
Для шпонок, передающих вращающий момент	Для шпонок, фиксирующих элементы						
Св. 10 до 12	Св. 17 до 22	4	5 6,5 7,5 9	13 16 19 22	12,6 15,7 18,6 21,6	3,5 5 6 7,5	1,8
Св. 12 до 17	Св. 22 до 30	5	6,5 7,5 9 10	16 19 22 25	15,7 18,6 21,6 24,5	4,5 5,5 7 8	2,3
Св. 17 до 22	Св. 30 до 38	6	(7,5) 9 10 11 13	(19) 22 25 28 32	18,6 21,6 24,5 27,3 31,4	(5) 6,5 7,5 8,5 10,5	2,8
Св. 22 до 30	Св. 38 до 44	8	(9) 11 13 15	(22) 28 32 38	21,6 27,3 31,4 37,1	(6) 8 10 12	3,3
Св. 30 до 38	Св. 44 до 50	10	13 15 16 17	32 38 45 55	31,4 37,1 43,1 50,8	10 12 13 14	3,3
Св. 38 до 44	Св. 50 до 58	12	19	65	59,1	16	3,3

Примечания: 1. На рабочих чертежах указывают размеры: $(d + t_1)$ — для втулки; t — (предпочтительный вариант) или $(d - t)$ — для вала.

2. Предельные отклонения размеров шпонок и пазов см. в табл. 19.

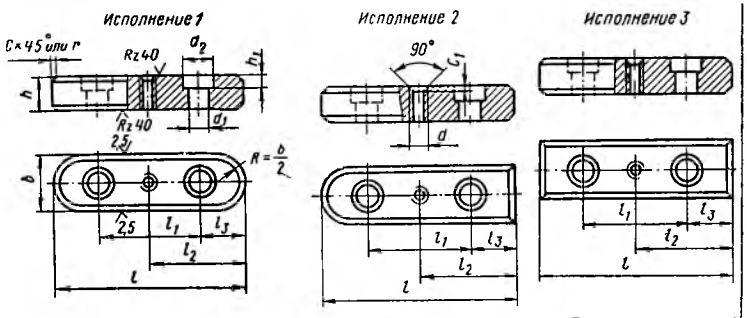
3. Допускается применять меньшие размеры стандартных шпонок на валах бо́льших диаметров, за исключением выходных концов валов.

4. Допускается притупление острых углов фаской или радиусом до $0{,}1b$.

5. Материал — сталь с $\sigma_в = 60$ кгс/мм².

6. Пример обозначения шпонки с $b = 6$ мм и $h = 10$ мм:
Шпонка сегментная 6×10 ГОСТ 8795—68.

18. Шпонки призматические направляющие с креплением на валу (по ГОСТ 8790—68)
Размеры, мм



b	h	l	h_1	d_1	d_2			l_0	Винт $d_0 \times l$ (ГОСТ 1491—72*)
8	7	25—90	2,5	3,4	6,0	0,25—0,4	0,3	7	M3×8
10	8	25—110	2,5	3,4	6,0	0,4—0,6	0,3	8	M3×10
12	8	28—140	3,2	4,5	7,5	0,4—0,6	0,5	10	M4×10
14	9	36—160	4,0	5,5	9,5	0,4—0,6	0,5	10	M5×12
16	10	45—180	4,5	6,6	11	0,4—0,6	0,5	11	M6×14
18	11	50—200	4,5	6,6	11	0,4—0,6	0,5	11	M6×14
20	12	56—220	4,5	6,6	11	0,6—0,8	0,5	11	M6×14
22	14	63—250	5,5	9,0	14	0,6—0,8	0,5	16	M8×20
25	14	70—280	5,5	9,0	14	0,6—0,8	0,5	16	M8×20
28	16	80—320	5,5	9,0	14	0,6—0,8	0,5	16	M8×20
32	18	90—360	7,0	11	17	0,6—0,8	0,5	18	M10×25
36	20	100—400	7,0	11	17	1,0—1,2	0,5	18	M10×25
40	22	100—400	8,0	13	19	1,0—1,2	1,0	22	M12×30
45	25	125—450	8,0	13	19	1,0—1,2	1,0	22	M12×30

l	l_1	l_2	l_3	l	l_1	l_2	l_3	l	l_1	l_2	l_3
25	13	12	6	70	40	35	15	200	110	100	45
28	14	14	7	80	48	40	16	220	120	110	50
32	16	16	8	90	54	45	18	250	140	125	55
36	18	18	9	100	60	50	20	280	160	140	60
40	20	20	10	110	66	55	22	320	175	158	70
45	23	22	11	125	75	62	25	360	195	178	80
50	26	25	12	140	80	70	30	400	220	200	90
56	30	28	13	160	90	80	35	450	250	225	100
63	35	32	14	180	100	90	40				

Примечания. 1. Размеры пазов для шпонок см. в ГОСТ 8788—68* (табл. 16).

2. Предельные отклонения размеров шпонок приведены в ГОСТ 7227—58 (табл. 19).

3. Материал — сталь с $\sigma_в \geqslant 60$ кгс/мм².

4. l_0 — глубина резьбовой части отверстий в валу под винты.

5. Пример обозначений шпонки исполнения 2 с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм и $l = 100$ мм:

Шпонка 2—18×11×100 ГОСТ 8790—68.

19. Предельные отклонения размеров призматических и сегментных шпонок и пазов на валах и во втулках (по ГОСТ 7227—58)

Высота шпонки h — по B_4

Глубина пазов вала t и втулки t_1 — по A_6.

Длина призматической шпонки l — по B_7.

Длина паза под шпонку на валу l — по A_8.

Диаметр сегментной шпонки d_1 — по B_6.

Диаметр паза под шпонку на валу d_1 — с отклонением в плюс не более 8% от d_1 шпонки.

Ширина шпонки и пазов b — в зависимости от вида соединения.

Вид соединения и назначение посадок	Шпонка	Паз вала	Паз втулки
Неподвижное напряженное по валу, скользящее во втулке. Для индивидуального и серийного производства (общее машиностроение)	B_3	*ПШ*	A_3
Неподвижное напряженное по валу, ходовое во втулке. Для массового производства (автостроение и т. п.)	B_3	*ПШ*	$ПШ_1$
Неподвижное плотное по валу, ходовое во втулке. Для направляющих шпонок	X_3	*ПШ*	A_3

Предельные отклонения для *ПШ* и $ПШ_1$, мкм

Номинальный размер b, мм	*ПШ*		$ПШ_1$	
	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.
От 1 до 3	—10	—50	+55	+10
Св. 6	—10	—55	+65	+15
6 » 10	—15	—65	+75	+20
10 » 18	—20	—75	+85	+25
18 » 30	—25	—90	+100	+30
30 » 50	—32	—105	+120	+35
50 » 80	—40	—125	+140	+40
80 » 120	—50	—150	+160	+45

В формулах: $M_{кр}$ — наибольший передаваемый крутящий момент; d — диаметр вала; $l_р$ — расчетная длина шпонки (см. рис. 9); h или h' — высота шпонки; t или t' — глубина паза вала; b — ширина клиновой шпонки; f — коэффициент трения, для стали и чугуна $f = 0{,}15 \div 0{,}2$; $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия материала шпонки или детали; в общем машиностроении $[\sigma]_{см} = 800 \div 1500$ кгс/см² (меньшее значение для чугуна, большее — для стали). В редукторах $[\sigma]_{см}$ принимают равным 500—1800 кгс/см², для текстолита — 200 кгс/см², для скользящих незакаленных стальных поверхностей — 100—200 кгс/см².

ЗУБЧАТЫЕ (шлицевые) СОЕДИНЕНИЯ

Прямобочные зубчатые (*шлицевые*) *соединения* широко распространены (табл. 20). Центрирование по наружному диаметру D технологичнее, так как позволяет отверстие окончательно обрабатывать протяжкой, а вал при необходимости шлифовать. Такое центрирование применимо

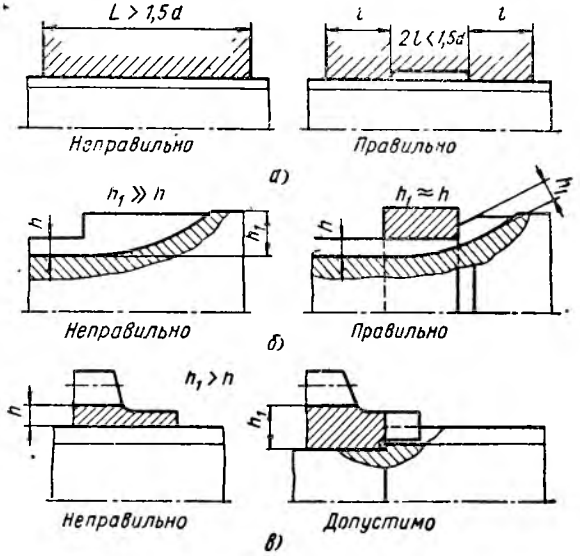


Рис. 10. Конструкции зубчатых (шлицевых) соединений

в деталях с незакаленным отверстием. Центрирование по внутреннему диаметру d позволяет шлифовать центрирующие поверхности как на валу, так и в отверстии и пригодно для деталей с закаленными отверстиями. Центрирование по боковым граням шлицев менее точно, но за счет самоустановки обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между шлицами.

Следует учесть, что длина протягиваемого отверстия должна быть ограничена ($\sim 1{,}5d$), иначе возможно забивание выемок между зубцами инструмента стружкой и заклинивание протяжки (рис. 10, *а*). При наре-

зании зубьев (шлицев) червячной фрезой необходимо предусмотреть свободный выход инструмента (рис. 10, *б*). Если диаметр неподвижно сажаемой детали мал, то применяют шлицевое соединение с торцовыми кулачками (рис. 10, *в*).

При центрировании по D и d допускаемые и рекомендуемые сочетания полей допусков посадочных размеров, а также обозначения соединений предусмотрены ГОСТом (табл. 21 и 22). Однако приведенные сведения не распространяются на соединения с гарантированным натягом и с центрированием по D при закаленной втулке. Контроль втулки и вала производят комплексными калибрами (пробками и кольцами), учитывающими погрешности расположения элементов профиля. Для оценки различных посадок на рис. 11 даны схемы полей допусков и их расположений для соединений с $d = 30 \div 50$ мм.

При центрировании по b допускают любое сочетание полей допусков отверстия (U_3 и U_4) и полей допусков вала ($S_1П$; S_1X; $S_2П$ и S_2X), но в основном применяют поле допуска отверстия U_3 и поля допусков вала $S_1П$ и S_1X (см. рис. 11).

Пример условных обозначений:

соединения: $b\ 20\times92\times102\ \frac{U_3}{S_1П}$;

отверстия: $b\ 20\times92\times102\ U_3$;

вала: $b\ 20\times92\times102\ S_1П$.

Эвольвентные зубчатые (шлицевые) соединения более прогрессивны (табл. 23). Применяют центрирование по боковым граням зубьев S или по наружному диаметру D.

При центрировании по S применяют поля допусков, указанные на рис. 12 в различных сочетаниях.

Пример обозначения при $D = 50$ мм, $m = 2{,}5$ мм и $z = 18$:

соединения: Эв. $50\times2{,}5\times18\ \frac{S_{3a}}{S_{3a}X}$;

отверстия: Эв. $50\times2{,}5\times18\ S_{3a}$;

вала: Эв. $50\times2{,}5\times18\ S_{3a}X$.

При центрировании по D предельные отклонения D должны назначаться по стандартам на посадки гладких цилиндрических поверхностей в системе отверстия. Рекомендуются сочетания:

$$\frac{A}{Г};\ \frac{A}{П};\ \frac{A}{С};\ \frac{A}{Д};\ \frac{A_{2a}}{Г};\ \frac{A_{2a}}{С};\ \frac{A_{2a}}{Д};\ \frac{A_{2a}}{X}.$$

При этом рекомендуемые посадки по S следующие:

$$\frac{S_{3a}}{S_{3a}X}\ \text{и}\ \frac{S_4}{S_4Ш}.$$

Примеры обозначений при $D = 50$ мм, $m = 2{,}5$ мм и $z = 18$:

соединения: Эв. $50\times2{,}5\times18\ \frac{A}{П}\ \frac{S_{3a}}{S_{3a}X}$;

отверстия: Эв. $50\times2{,}5\times18AS_{3a}$;

вала: Эв. $50\times2{,}5\times18ПS_{3a}X$.

Треугольные зубчатые соединения нормализованы, их применяют главным образом в автотракторной промышленности для неподвижных соединений [1].

Расчет зубчатых (шлицевых) соединений производят по напряжениям смятия в виде проверочного или проектного расчета с целью определения l:

$$\sigma_{см} = \frac{M_{кр}}{\psi z h_{см} l r_{ср}} \leqslant [\sigma]_{см}; \quad l \geqslant \frac{M_{кр}}{\psi z h_{см} r_{ср} [\sigma]_{см}},$$

где $M_{кр}$ — наибольший передаваемый крутящий момент; ψ — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между

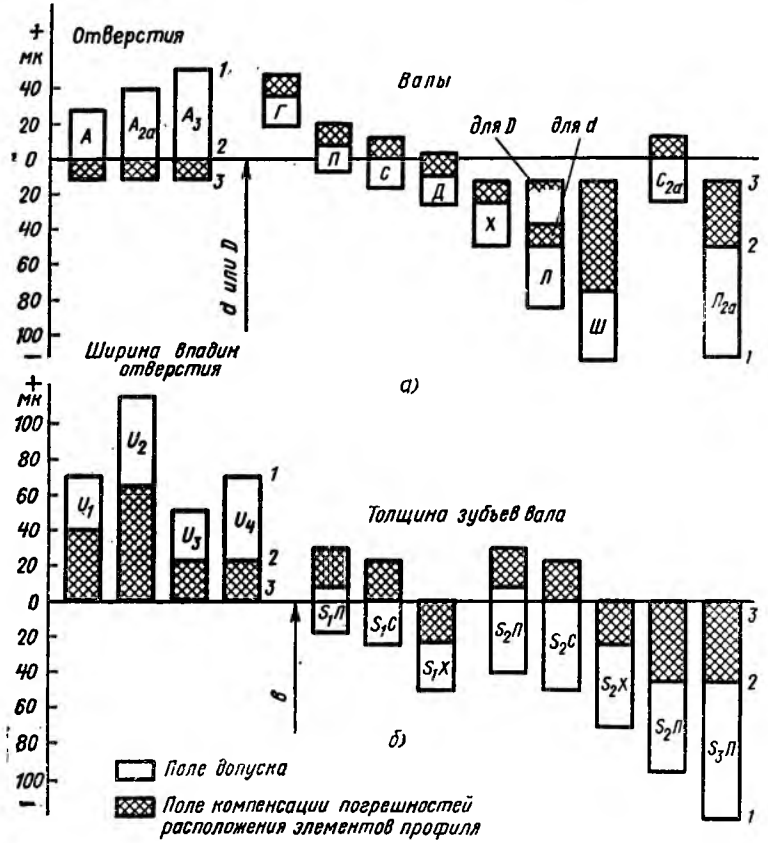


Рис. 11. Схемы расположения полей допусков посадочных размеров в прямобочных зубчатых (шлицевых) соединениях:

а — размеров d и D в интервале 30—50 мм; *б* — размера b при $d = 30 \div 50$ мм; *1* — контролируемые предельные отклонения размеров; *2* — ориентировочные предельные отклонения размеров; *3* — предельные отклонения размеров с учетом погрешностей расположения элементов профиля (контролируют проходным комплексным калибром)

зубьями, $\psi = 0{,}7 \div 0{,}8$; z — число зубьев; l — длина зубьев; $h_{см}$ — высота поверхности контакта зубьев; $r_{ср}$ — расстояние от оси вала до поверхности контакта; $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия; для неподвижных соединений $[\sigma]_{см} = 800 \div 1200$ кгс/см² при незакаленных и 1200—1400 кгс/см² при закаленных поверхностях; для подвиж-

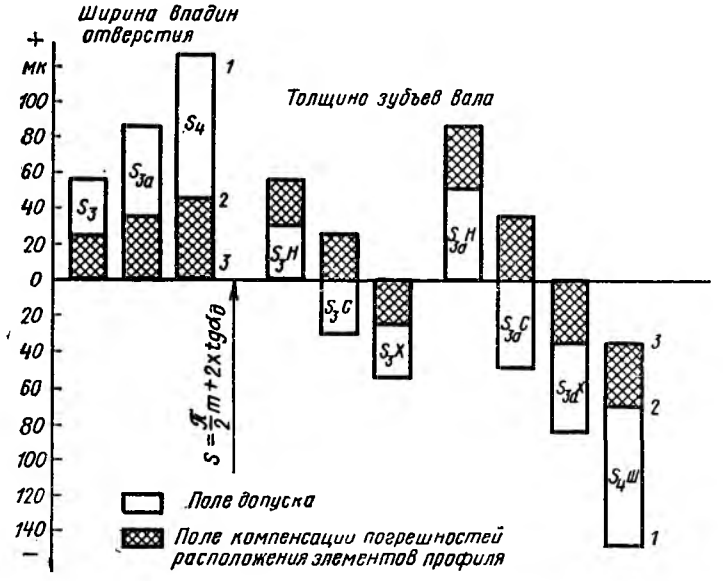


Рис. 12. Схема расположения полей допусков посадочных размеров S в эвольвентных зубчатых (шлицевых) соединениях при модуле $m = 2 \div 3{,}5$ мм:

1 — контролируемые предельные отклонения размеров; *2* — ориентировочные предельные отклонения размеров; *3* — предельные отклонения размеров с учетом погрешностей расположения элементов профиля (контролируют проходным комплексным калибром)

ных под нагрузкой соединений и закаленных поверхностей смятия $[\sigma]_{см} = 100 \div 200$ кгс/см², при ударной нагрузке эти значения снижают в 2—3 раза.

Для прямобочных соединений

$$h_{см} = \frac{D-d}{2} - 2f; \quad r_{ср} = \frac{D+d}{4}.$$

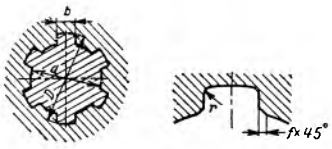
Для эвольвентных соединений:
с центрированием по S

$$h_{см} = \frac{D_B - d_A}{2} = m; \quad r_{ср} = \frac{D_B + d_A}{4} = \frac{D-m}{2};$$

20. Основные размеры прямобочных зубчатых (шлицевых) соединений (по ГОСТ 1139—58), моменты инерции и моменты сопротивления сечений валов

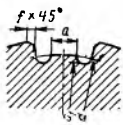
Размеры, мм

Форма сечения втулки

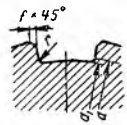


Форма сечения вала

Исполнение *A*



Исполнение *B*



$z \times d \times D$	b	d_1 (не менее)	a (не менее)	f	r, не более	J, см⁴	W, см³
Соединения легкой серии							
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	0,2	1,68	1,29
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	0,2	2,69	1,80
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	0,2	3,60	2,31
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	0,3	6,01	3,34
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	0,3	9,59	4,80
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	0,3	17,2	7,50
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	0,3	24,8	9,92
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	0,5	41,4	14,3
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	0,5	53,8	17,4
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	0,5	82,6	24,3
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	0,5	150	38,4
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	0,5	239	54,3
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5	0,5	379	77,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5	0,5	578	107
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5	0,5	851	142
Соединения средней серии							
6×11×14	3	9,9	—	0,3	0,2	0,113	0,161
6×13×16	3,5	12,0	—	0,3	0,2	0,212	0,265
6×16×20	4	14,54	—	0,3	0,2	0,460	0,460
6×18×22	5	16,7	—	0,3	0,2	0,749	0,681
6×21×25	5	19,5	1,95	0,3	0,2	1,21	0,967
6×23×28	6	21,3	1,34	0,3	0,2	1,91	1,37
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4	0,3	2,92	1,83
6×28×34	7	25,9	1,70	0,4	0,3	4,09	2,41
8×32×38	6	29,4	—	0,4	0,3	6,49	3,42
8×36×42	7	33,5	1,02	0,4	0,3	10,4	4,93
8×42×48	8	39,5	2,57	0,4	0,3	18,4	7,65
8×46×54	9	42,7	—	0,5	0,5	28,0	10,4

Продолжение табл. 20

$z \times d \times D$	b	d_1 (не менее)	a (не менее)	f	r, не более	J, см^4	W, см^3
8×52×60	10	48,7	2,44	0,5	0,5	44,0	14,7
8×56×65	10	52,2	2,5	0,5	0,5	58,0	17,8
8×62×72	12	57,8	2,4	0,5	0,5	90,0	25,0
10×72×82	12	67,4	—	0,5	0,5	160	39,0
10×82×92	12	77,1	3,0	0,5	0,5	252	54,6
10×92×102	14	87,3	4,5	0,5	0,5	399	78,2
10×102×112	16	97,7	6,3	0,5	0,5	603	108
10×112×125	18	106,3	4,4	0,5	0,5	904	145
Соединения тяжелой серии							
10×16×20	2,5	14,1	—	0,3	0,2	0,455	0,455
10×18×23	3	15,6	—	0,3	0,2	0,794	0,691
10×21×26	3	18,5	—	0,3	0,2	1,25	0,963
10×23×29	4	20,3	—	0,3	0,2	2,12	1,47
10×26×32	4	23,0	—	0,4	0,3	2,63	1,64
10×28×35	4	24,4	—	0,4	0,3	4,01	2,29
10×32×40	5	28,0	—	0,4	0,3	7,24	3,62
10×36×45	5	31,3	—	0,4	0,3	10,8	4,78
10×42×52	6	36,9	—	0,4	0,3	20,0	7,70
10×46×56	7	40,9	—	0,5	0,5	28,9	10,3
16×52×60	5	47,0	—	0,5	0,5	42,0	14,0
16×56×65	5	50,6	—	0,5	0,5	55,5	17,1
16×62×72	6	56,1	—	0,5	0,5	87,7	24,4
16×72×82	7	65,9	—	0,5	0,5	153	37,2
20×82×92	6	75,6	—	0,5	0,5	245	53,2
20×92×102	7	85,5	—	0,5	0,5	368	72,2
20×102×115	8	98,7	—	0,5	0,5	650	113
20×112×125	9	104	—	0,5	0,5	876	140

Примечания: 1. Размер r у вала в исполнении B дан для случая изготовления вала не методом обкатки.

2. Размер a дан для валов в исполнении A при изготовлении методом обкатки.

3. Валы соединений тяжелой серии в исполнении A методом обкатки не изготовляют.

4. Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением радиуса f.

5. Для $f = 0{,}2$ и $0{,}3$ мм предельное отклонение $+0{,}2$ мм; для $f = 0{,}5$ мм предельное отклонение $+0{,}3$ мм.

6. J и W — осевые моменты инерции и сопротивления (при изгибе); $J_p = 2J$ и $W_p = 2W$ — полярные моменты инерции и сопротивления сечений (при кручении).

7. Для исполнения A и при больших значениях d_1 значения J и W больше табличных примерно на 8%.

21. Сочетания полей допусков посадочных размеров D и b для прямобочных зубчатых соединений при центрировании по D (по ГОСТ 1139—58)

Посадка по	Поля допусков	Сочетания полей допусков								
		допускаемые						рекомендуемые		
D	отверстия	A			A_a			A		
	вала	F	$П$; $Ф$; (C_{2a})	$П$; $С$; C_{2a}; $Д$: $Х$; $Л$	(C); C_{2a}	$Л$; $Ш$; (X)	$Л_{2a}$	$П$	$Х$	$Х$; $Л$
b	отверстия	U_3			U_4			U_3		
		$S_1П$ $S_2П$	$S_1П$; $S_1Ф$ $S_2Ф$	$S_1Х$; $S_2Х$	$S_2Х$; $S_2Л$	$S_2Х$; $S_2Л$	$S_2Л$; $S_3Л$	$S_1П$	$S_1Х$	$S_2Х$

Примечания: 1. Кроме указанных в таблице сочетаний полей допусков валов с отверстиями AU_3 и A_3U, допускаются сочетания A_3U_4 и AU_3.

2. Сочетания полей допусков, указанные в скобках, по возможности не применять.

3. Примеры условного обозначения:

соединения $D6\times23\times26\ \frac{A}{C}\ \frac{U_3}{S_2C}$; отверстия $D6\times23\times26\ AU_3$; вала $D6\times23\times26\ CS_2C$.

22. Сочетания полей допусков посадочных размеров d и b для прямобочных зубчатых соединений при центрировании по d (по ГОСТ 1139—58)

Посадка по	Поля допусков	Сочетания полей допусков								
		допускаемые						рекомендуемые		
d	отверстия	A		A; A_{2a}	A_{2a}			A		
	вала	$Г$; $П$	$П$; $С$; $С_{2a}$	$П$; $С$; $С_{2a}$; $Д$; $Х$; $Л$	$С_{2a}$	$Л$	$Л_{2a}$	$П$	$Х$	$Л$
b	отверстия	U_1			U_2			U_1		
		$S_1П$	$S_1С$	$S_1Х$	$S_2С$	$S_2Х$	$S_2Л$	$S_1П$	$S_1Х$	$S_2Х$

Примечания: 1. Кроме указанных в таблице сочетаний валов с отверстиями допускаются и другие сочетания, например: $\frac{A_{2a}}{C}\ \frac{U_1}{S_1C}$;

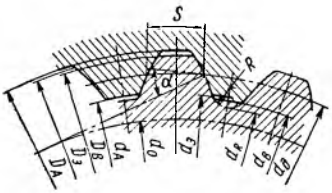
2. Примеры условного обозначения:

соединения $d\ 8\times42\times48\ \frac{A}{X}\ \frac{U_1}{S_1X}$; отверстия $d\ 8\times42\times48AU_1$; вала $d\ 8\times42\times48X\cdot S_1X$.

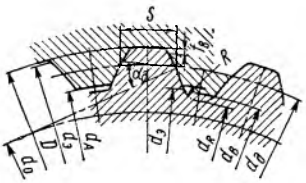
28. Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные (по ГОСТ 6033—51)

Размеры, мм

Центрирование по *S*



Центрирование по *D*



Номинальный диаметр соединения *D*	Модуль *m*						Номинальный диаметр соединения *D*	Модуль *m*				
	1	1,5	2	2,5	3,5	5		2,5	3,5	5	(7)	10
	Число зубьев *z*							Число зубьев *z*				
12	11						90	34	24	16		
13	12						95	36	26	18		
15	14						100	38	28	18		
17	16						110	42	30	20	14	
20	18	12					120	46	34	22	16	
22	20	14					130	50	36	24	18	
25	24	16					140		38	26	18	
28	26	18	12				150		42	28	20	14
30	28	18	14				160		44	30	22	14
32	30	20	14				170		48	32	24	16
35	34	22	16	12			180		50	34	24	16
38	36	24	18	14			190			36	26	18
40	38	26	18	14			200			38	28	18
42		26	20	16			220			42	30	20
45		28	22	16			240			46	34	22
50		32	24	18			260			50	36	24
55		36	26	20	14		280				38	26
60		38	28	22	16		300				42	28
65			32	24	18		320					30
70			34	26	18	12	340					32
75			36	28	20	14	360					34
80			38	30	22	14	380					36
85				32	24	16	400					38

24. Параметры для зубчатых (шлицевых) эвольвентных соединений

Наименование параметра соединения	Зависимости между геометрическими параметрами соединения
Исходные параметры соединения	
Диаметр делительной окружности	$d_д = mz$
Угол давления на делительной окружности (профильный угол исходного профиля рейки)	$\alpha_д = 30°$
Диаметр основной окружности	$d_0 = d_д \cos \alpha_д$
Смещение исходного контура	$x = \frac{D - m(z+1)}{2}$
Шаг по дуге делительной окружности	$t = \pi m$
Номинальные толщина зуба вала и ширина впадины отверстия по делительной окружности	$S = \frac{\pi m}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_д$
Номинальные диаметры вала и отверстия	
Наружный (окружности выступов) диаметр вала	$D_B = D$
Внутренний (окружности впадин) диаметр вала:	
при плоской впадине	$d_B = D - 2{,}4m$
при закругленной впадине	$d_R = D - 2{,}77m$
Наружный (окружности впадин) диаметр отверстия:	
при центрировании по D	D
при центрировании по S	$D_A = D + 0{,}4m$
Внутренний (окружности выступов) диаметр отверстия	$d_A = D - 2m$
Прочие параметры	
Диаметр окружности, проходящий через начальные точки переходных кривых отверстия:	
при центрировании по D	$D_э \geqslant D - 0{,}2m$
при центрировании по S	$D_э \geqslant D$
То же для вала	$d_э \leqslant d_A$
Высота фаски у кромки зуба вала при центрировании по D	$f_B = 0{,}1m$
Радиус закругленной впадины	$R = 0{,}47m$

Примечание. Радиус R указан для исходного контур зубчатой рейки.

с центрированием по D

$$h_{см} = \frac{D_B - d_A}{2} - f_B = 0{,}9m; \quad r_{ср} = \frac{D_B + d_A - 2f}{4} = \frac{D - 1{,}1m}{2}.$$

Обозначения см. в табл. 20, 23 и 24. Подробнее расчет приведен в работах [3, 4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. Кн. 2. Изд. 4-е, М., «Машиностроение», 1973, с. 6—21, 304—328.
2. **Валы и оси.** М., «Машиностроение», 1970, 319 с. Авт.: С. В. Серенсен, М. Б. Громан, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович.
3. **Детали машин.** Справочник. Т. 1. Изд. 3-е. М., «Машиностроение», 1968, с. 168—196, 215—278.
4. **Решетов Д. Н.** Детали машин. Изд. 3-е. М., «Машиностроение», 1974, с. 161—178; 410—442.

Глава 9
ПОДШИПНИКИ

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Классификация

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники качения (ПК) подразделяются на радиальные, радиально-упорные и упорные, по форме тел качения — на шариковые и роликовые. По конструктивно-эксплуатационному признаку ПК могут быть несамоустанавливающимися и самоустанавливающимися (сферическими), а по числу рядов тел качения — однорядными двух- или четырехрядными и многорядными [8, 9, 16]. ПК одного и того же типа выпускают с разными соотношениями габаритных размеров по сериям: сверхлегкой, легкой, легкой широкой, средней, средней широкой и тяжелой.

Некоторые подшипники изготовляют со встроенными односторонними или двусторонними уплотнениями (с постоянным запасом пластичной смазки), с проточками на наружном кольце для установочной (фиксирующей) шайбы или с заменяющим последнюю упорным буртом. Чаще используют штампованные сепараторы, но иногда в подшипниках, преимущественно скоростных, применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, дюраля или трубочного текстолита. Существуют также самосмазывающие сепараторы из АСП-пластиков и наполненных фторопластов или поликарбонатов. Некоторые типы подшипников изготовляют с одним наружным или внутренним кольцом, а также без сепаратора. На рис. 1 представлены основные конструктивные разновидности стандартных шарикоподшипников: *1* — радиальный однорядный (ГОСТ 8338—75); *2* — то же, со стопорной канавкой (ГОСТ 2893—73); *3* — то же, с защитными шайбами (ГОСТ 7242—70*); *4* — радиальный сферический (ГОСТ 5720—75); *5* — магнетный; *6* — радиально-упорный (ГОСТ 831—75) с замком на наружном кольце; *7* — то же, с замком на внутреннем кольце; *8* — трех- или четырехконтактный (ГОСТ 8995—75); *9* — упорный одинарный (ГОСТ 6874—54*); *10* — то же, сферический, с подкладным кольцом; *11* — то же, двойной (ГОСТ 7872—75). На рис. 2 показаны наиболее характерные типы роликоподшипников: *1* — без бортов на наружном кольце (ГОСТ 8328—75); *2* — без бортов на внутреннем кольце (ГОСТ 8328—75); *3* — с одним бортом на внутреннем кольце (ГОСТ 8328—75); *4* — закрытый, с плоской приставной шайбой (число их разновидностей больше десяти, не считая конструктивных модификаций сепараторов, ГОСТ 8328—75); *5* — конический роликоподшипник (ГОСТ 333—71); в двух- и четырехрядном исполнении (ГОСТ 6364—68 и 8419—75); *6* — радиальный сферический двухрядный роликоподшипник (ГОСТ 5721—75) с бочкообразными телами качения; *7* — игольчатый подшипник (ГОСТ 4657—71) комплектный без сепаратора (может быть и с сепаратором); *8* — то же, со штампованным наружным кольцом (ГОСТ 4060—60); *9* — упор-

ный, с цилиндрическими роликами; *10* — упорный сферический (ГОСТ 9942—75). Данные по изготовляемой в СССР номенклатуре ПК приведены в работе [8]. При возвратно-поступательном движении можно использовать шариковые или роликовые плоские направляющие, изготовляемые самими потребителями на базе стандартных тел качения (позиции *11* и *12* на рис. 2).

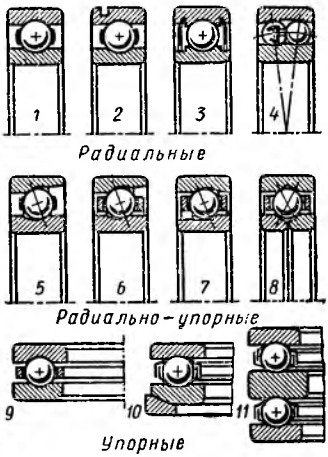


Рис. 1. Основные типы стандартных шарикоподшипников

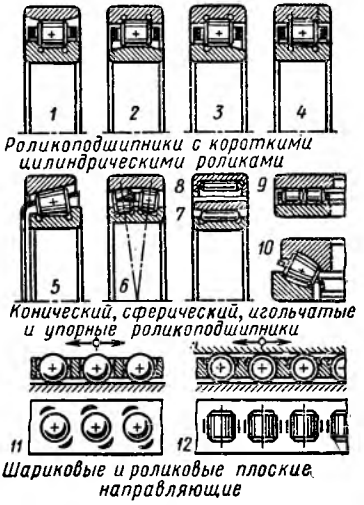


Рис. 2. Роликоподшипники

Классы точности ПК

ГОСТ 520—71* предусматривает пять классов точности ПК (в порядке возрастания точности): 0 (нормальной точности); 6 (повышенной); 5 (высокой); 4 (прецизионной); 2 (сверхпрецизионной). Подшипники по классам 4 и 2 контролируют в деталях. Класс 2 предназначен только для особоточных узлов станко- и приборостроения.

Кольца и тела качения ПК изготовляют из стали марок ШХ15, ШХ15СГ (ГОСТ 801—60*) или марок ШХ20СГ, 18ХГТ и 20Х2Н4А по техническим условиям, утвержденным в установленном порядке.

Кольца и ролики при температурах до 100° С должны быть термообработаны до твердости *HRC* 58—65 в зависимости от марки стали.

Для ПК класса 0 шероховатость посадочных и торцовых поверхностей $R_a = 0{,}32 \div 1{,}25$ мкм (по торцам иногда $R_a = 1{,}25 \div 2{,}5$ мкм), а для высоких классов точности допустима шероховатость $R_a = 0{,}16 \div 1{,}25$ мкм.

Выбор ПК

Кроме тех подшипников, которые работают в режиме статического нагружения, подавляющее большинство ПК выбирают исходя из желаемого срока службы (долговечности) по заданной радиальной и осевой

нагрузке и частоте вращения, с учетом условий эксплуатации (смазка, окружающая среда, динамичность нагружения, условия теплоотвода и пр.). Предельным состоянием ПК является возникновение усталостного выкрашивания на одной из его деталей.

Примем следующие обозначения [11]:

L — число миллионов оборотов за расчетный срок службы ПК;
P — эквивалентная (расчетная) нагрузка ПК, кгс;
C — каталожная динамическая грузоподъемность данного типоразмера ПК, кгс.

Указанные величины связаны эмпирическим уравнением

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha},$$

где для шарикоподшипников степенной показатель $\alpha = 3$, а для роликоподшипников $\alpha = 3{,}33$.

Данная формула справедлива при любой частоте вращения $n \geqslant 10$ об/мин. При $n = 1 \div 10$ об/мин расчет ведут по $n = 10$ об/мин или по статической нагрузке. При $n < 1$ об/мин действующую нагрузку рассматривают как статическую.

Номинальный срок службы, принимаемый за расчетный, можно также выразить в часах работы ПК:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}.$$

Задавшись L_h, из данной формулы определяют L, а затем, вычислив P (согласно изложенной ниже методике) и зная α, находят C. После этого, ориентируясь на желаемые габариты и прежде всего на диаметр шейки вала, где должен быть установлен ПК, подбирают по каталогу наиболее близкий по величине C типоразмер ПК. Начинать подбор надо с легкой и средней серий, и лишь в тех случаях, когда удовлетворительного решения не получается, следует переходить при малых нагрузках, к особолегкой и сверхлегкой сериям, а при очень больших нагрузках к тяжелой серии. Возможна замена одного типа ПК другим, например, шарикоподшипника роликоподшипником. Однако в таких случаях необходимо учитывать осевую грузоподъемность заменителя, условия монтажа и регулировки этого типа ПК.

Эквивалентная нагрузка шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Эквивалентной нагрузкой подшипника в реальных условиях работы при воздействии комбинированной нагрузки является такая условная постоянная нагрузка, которая обеспечивает ПК тот же срок службы, какой должен быть в действительных условиях. Эту нагрузку (кгс) определяют по формуле (2) [11]:

$$P = (XVF_r + YF_a)\, k_б k_т,$$

где F_r — радиальная нагрузка, кгс; F_a — осевая нагрузка, кгс; X — безразмерный коэффициент радиальной нагрузки; Y — безразмерный коэффициент осевой нагрузки; V — безразмерный коэффициент вращения; $k_б$ — безразмерный коэффициент безопасности; $k_т$ — безразмерный температурный коэффициент.

Значения коэффициентов X и Y приведены в работе [8], а также в табл. 1, 2, 3, 4. При вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки коэффициент $V = 1$, а при вращении наружного кольца $V = 1{,}2$.

1. Значения X и Y для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$\alpha°$	$\frac{F_a}{C_0}$	$i\frac{F_a}{C_0}$	Тип подшипника: однорядный, $\frac{F_a}{VF_r} > e$		двухрядный, $\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		двухрядный, $\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
			X	Y	X	Y	X	Y	
0	0,014		0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028			1,99				1,99	0,22
	0,056			1,71				1,71	0,26
	0,084			1,55				1,55	0,28
	0,11			1,45				1,45	0,30
	0,17			1,31				1,31	0,34
	0,28			1,15				1,15	0,38
	0,42			1,04				1,04	0,42
	0,56			1,00				1,00	0,44
12		0,014	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,60		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,11		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,17		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,29		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,43		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,57		1,00		1,16		1,62	0,54
15		0,015	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
		0,029		1,40		1,57		2,28	0,40
		0,058		1,30		1,46		2,11	0,43
		0,087		1,23		1,38		2,00	0,46
		0,12		1,19		1,34		1,93	0,47
		0,17		1,12		1,26		1,82	0,50
		0,29		1,02		1,14		1,66	0,55
		0,44		1,00		1,12		1,63	0,56
		0,58		1,00		1,12		1,63	0,56
18, 19, 20			0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
24, 25, 26			0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,44	0,68
30			0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
35, 36			0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
40			0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся			0,40	$0{,}4\times\operatorname{ctg}\alpha$	1	$0{,}42\times\operatorname{ctg}\alpha$	0,65	$0{,}65\times\operatorname{ctg}\alpha$	$1{,}5\times\operatorname{tg}\alpha$

Продолжение табл. 1

α°	$\frac{F_a}{C_0}$	$i\frac{F_a}{C_0}$	Тип подшипника						
			однорядный		двухрядный				
			$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Подшипники радиальные однорядные разъемные (магнетные)			0,50	2,50	—	—	—	—	0,20

Примечания: 1. e и C_0 — соответственно параметр осевого нагружения и статическая грузоподъемность (см. ниже).

2. Для однорядных подшипников при $F_a/VF_r \leqslant e$ принимают $X = 1$, $Y = 0$.

3. При расчете приведенной нагрузки для сдвоенных однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пара одинаковых шарикоподшипников рассматривается как один двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник.

4. При расчете приведенной нагрузки для узла, состоящего из двух или более однорядных радиальных или радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно, используют значения X и Y для однорядных шарикоподшипников.

2. Значения X и Y для радиально-упорных конических и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

Тип подшипника	$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
	X	Y	X	Y	
Однорядный	1	0	0,40	0,40 ctg α	1,5 tg α
Двухрядный	1	0,45 ctg α	0,67	0,67 ctg α	1,5 tg α

Примечания: 1. Предполагаем, что двухрядные подшипники имеют симметричную конструкцию.

2. При $\alpha = 0^\circ$ $F_a = 0$, $X = 1$.

Значения X и Y для упорно-радиальных шарикоподшипников

Угол контакта (номинальный) α°	Тип подшипника						e
	одинарный		двойной				
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
45	0,66	1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
60	0,92	1	1,90	0,54	0,92	1	2,17
75	1,66	1	3,89	0,52	1,66	1	4,67

Примечания: 1. Предполагаем, что двойные подшипники имеют симметричную конструкцию.
2. При $\alpha = 90^\circ$ $F_r = 0$, $Y = 1$.

4. Значения X и Y для упорных конических и упорно-радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

Тип подшипника						e
одинарный		двойной				
$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
X	Y	X	Y	X	Y	
tg α	1	1,5 tg α	0,67	tg α	1	1,5 tg α

Примечания: 1. Предполагаем, что двойные подшипники имеют симметричную конструкцию.
2. При $\alpha = 90^\circ$ $F_r = 0$, $Y = 1$.

5. Значения коэффициента безопасности $k_б$

Характер нагрузки на подшипник	Узлы машин	$k_б$
Спокойная, без толчков	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы; волновые передачи	1,0
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% от номинальной (расчетной) нагрузки	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных); блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки	1,0—1,2

Продолжение табл. 5

Характер нагрузки на подшипник	Узлы машин	$k_б$
Умеренные толчки; вибрация; кратковременная перегрузка до 150% от номинальной (расчетной) нагрузки	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности; редукторы всех конструкций	1,3—1,5
То же, в условиях повышенной надежности	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование	1,5—1,8
Значительные толчки и вибрация; кратковременные перегрузки до 200% от номинальной (расчетной) нагрузки	Зубчатые передачи 9-й степени точности; дробилки и копры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станов; мощные вентиляторы и эксгаустеры	1,8—2,5
Сильные удары и кратковременные перегрузки до 300% от номинальной (расчетной) нагрузки	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортных станов, блюмингов и слябингов	2,5—3,0

Примечание. В наиболее сложных случаях значения $k_б$ устанавливают на основе имеющегося опыта эксплуатации и согласовывают с ВНИПП.

Коэффициент $k_б$ учитывает влияние внешней динамики и все факторы, утяжеляющие эксплуатационный режим ПК; его значения принимают в большинстве случаев в пределах от 1 до 1,5; реже, при ударной нагрузке и очень тяжелых эксплуатационных условиях, — от 2 до 3. Подробные рекомендации по выбору $k_б$ даны в работе [8] и табл. 5.

При температуре до 100° С $k_т = 1{,}0$, а при дальнейшем повышении температуры его значение увеличивается [8]; так, при 125° С $k_т = 1{,}05$.

При температуре свыше 200° С необходимо применять подшипники из теплостойких сталей. Такие подшипники клеймят буквой «Ю» после цифрового обозначения.

Для роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами, не допускающих осевых усилий, и для всех упорных шарикоподшипников, не воспринимающих радиальных нагрузок, эквивалентная нагрузка

для роликоподшипников

$$P = F_r V k_б k_т;$$

для шарикоподшипников

$$P = F_a k_б k_т.$$

Осевые составляющие радиальной нагрузки в радиально-упорных подшипниках

Приложение к радиально-упорному ПК радиальной нагрузки вызывает появление дополнительной осевой составляющей S, величина которой зависит от угла контакта α (рис. 3) и от отношений F_a/F_r и F_r/C_0, где C_0 — статическая грузоподъемность ПК. В первом приближении

$$S \approx 1{,}3F_r \operatorname{tg} \alpha.$$

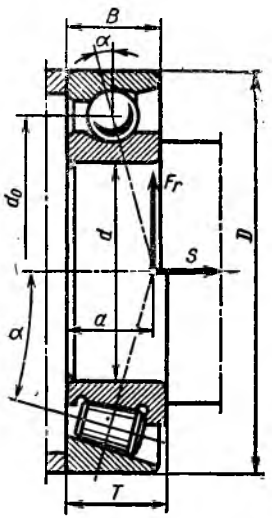


Рис. 3. Схема действия радиальной реакции на валу радиально-упорного подшипника

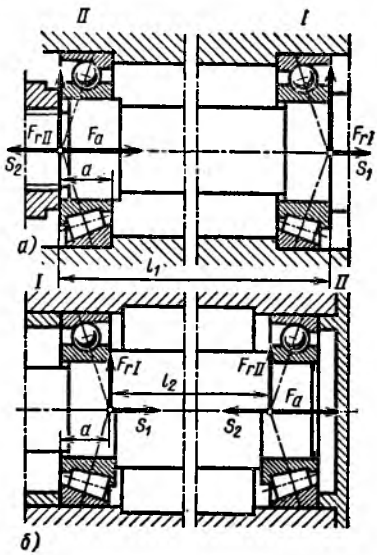


Рис. 4. Схема установки радиально-упорных подшипников:
а — с регулировкой по валу; *б* — враспор

В связи с неравномерным нагружением каждого тела качения под суммарным воздействием осевых и радиальных сил результирующая осевая составляющая существенно изменяется при разных углах α.

В международном стандарте принято понятие о параметре осевого нагружения $e = f(F_a/C_0)$ [8].

Значение S, выраженное через e, определяют по следующим формулам:

для шарикоподшипников

$$S_ш = eF_r;$$

для конических роликоподшипников

$$S_р = 0{,}83eP_р.$$

При уточненном расчете радиально-упорных подшипников положение радиальных реакций F_r следует предусматривать в точке пересечения с осью вала нормалей, проведенных через точки касания тел качения с наружными кольцами подшипников (см. рис. 3). При двух типовых вариантах установки радиально-упорных подшипников (рис. 4) плечи реакций получаются существенно различными ($l_1 \gg l_2$), что при нагрузке моментом предопределяет жесткость узла. При определении нагрузки на подшипник в случае парной установки учитывают осевую составляющую. На один из подшипников всегда действует результирующая осевая сила $F_a \pm (S_1 - S_2)$.

При условиях нагружения

$$S_1 \geqslant S_2;\ F_a \geqslant 0 \text{ или } S_1 < S_2;\ F_a \geqslant S_2 - S_1;$$
$$F_{a_1} = S_1;\ F_{a_2} = S_1 + F_a;$$

при

$$S_1 < S_2;\ F_a < S_2 - S_1;$$
$$F_{a_1} = S_2 - F_a;\ F_{a_2} = S_2,$$

где S_1, S_2 — соответственно осевые составляющие подшипников *I* и *II* (см. рис. 4).

Расстояние a от точки приложения к валу радиальной реакции F_r до клейменного торца наружного кольца ПК можно вычислить по следующим формулам:

для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников (см. рис. 3)

$$a = 0{,}5\left[B + \left(\frac{d+D}{2}\right)\operatorname{tg}\alpha\right];$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6},$$

где B — ширина колец ПК, мм; T — монтажная высота для конических роликоподшипников, мм; d — диаметр отверстия внутреннего кольца ПК, мм; D — наружный диаметр наружного кольца ПК, мм.

Осевая грузоподъемность подшипников с короткими цилиндрическими роликами

Некоторые типы подшипников с короткими цилиндрическими роликами оснащают бортами или приставными шайбами. Осевые усилия воспринимают торцы роликов с трением скольжения; в регламентированных пределах они не влияют на радиальную грузоподъемность этих подшипников. Допускаемые осевые усилия (кгс) для подшипников серий 2100; 2200; 2300 и 2400

$$[F_a] = k_A C_0\,[1{,}75 - 0{,}125 n k_B\,(D - d)];$$

для подшипников серий 2500 и 2600

$$[F_a] = k_A C_0\,[1{,}16 - 0{,}08 n k_B\,(D - d)],$$

где C_0 — статическая грузоподъемность подшипника, кгс; n — максимальная частота вращения внутреннего кольца подшипника; k_A, k_B — безразмерные коэффициенты, зависящие от режима смазки и конструкции подшипника.

Если осевая нагрузка действует постоянно или имеют место очень большие температурные перепады, особенно в сторону повышения температуры, то $k_A = 0$, т. е. подшипник использовать нельзя. В зависимости от качества и интенсивности подачи смазки, а также от конструкции узла $k_A = 0{,}02 \div 0{,}2$ (табл. 6).

6. Значения коэффициента k_A

Характер нагрузки на подшипник	Смазка	Узлы машин	k_A
Постоянная осевая нагрузка и высокая температура	—	Газовые турбины (применять радиальные подшипники с цилиндрическими роликами не рекомендуется)	0
Переменная осевая нагрузка и умеренная температура	Пластичная	Тяговые электродвигатели	0,02
Непродолжительная осевая нагрузка и низкая температура	Жидкая минеральная	Главная передача в коробках передач автомобилей	0,1
Случайная осевая нагрузка и низкая температура	Жидкая минеральная	Передача на задний ход в коробках автомобилей	0,2
То же	Пластичная	Блоки, электротали, кран-балки	0,2

Коэффициент $k_B = 8{,}5 \cdot 10^{-5} \div 6{,}0 \cdot 10^{-5}$ зависит от размерной серии подшипника.

Эквивалентная нагрузка при переменном режиме работы

Если нагрузка на ПК изменяется по линейному закону от $P_{\min}$ до $P_{\max}$, то эквивалентная нагрузка может быть определена по формуле [11]

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}.$$

При ступенчатом изменении нагрузок и частот вращения с заданными режимами

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \ldots + P_n^3 L_n}{L}},$$

где P_1, P_2, P_n — постоянные нагрузки, действующие соответственно в течение L_1, L_2, L_n миллионов оборотов; $L = L_1 + L_2 + \ldots + L_n$ — общее число миллионов оборотов, в течение которого на подшипник действуют нагрузки P_1, P_2, . . ., P_n.

Методические указания по использованию справочных данных при выборе ПК

При проектном расчете, когда определяют C и по нему, с учетом наиболее приемлемого диаметра цапфы d, выбирают типоразмер подшипника, необходимо предварительно определить (на основе изложенной выше методики) значения P. Кроме того, следует задаться расчетным сроком службы L или L_h. L_h зависит от типа машины и особенностей того узла, для которого подбирается подшипник.

Типы машин и оборудования	L_h,
Приборы и аппараты, используемые периодически (демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы)	~ 500
Неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов (механизмы с ручным приводом, сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры)	⩾4 000
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, не часто используемые металлообрабатывающие станки и червячные редукторы)	⩾8 000
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения; часто используемые металлорежущие станки; редукторы зубчатые для длительных режимов эксплуатации)	~12 000
Машины, работающие с полной загрузкой в одну смену (машины общего машиностроения, подъемные краны для режимов Т и ВТ, вентиляторы, распределительные валы)	⩾20 000
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы)	⩾40 000
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой (оборудование бумажных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов)	⩾100 000

Статическая и динамическая грузоподъемность ПК

Под допускаемой статической нагрузкой понимают усилие (радиальное для радиальных и радиально-упорных ПК и осевое для упорных), воспринимаемое невращающимся подшипником, под действием которого не возникает остаточных деформаций, превышающих значение

$$[\delta] = 0{,}0001 D_W,$$

где D_W — диаметр тел качения в подшипнике, мм.

Статическая грузоподъемность подшипников C_0 (кгс) зависит от конструкции подшипника, угла контакта α, диаметра D_W и числа тел качения z.

У упорных ПК, в которых нагружены все тела качения, осевая статическая грузоподъемность наиболее высока (при центральном нагружении без моментной нагрузки). При одновременном статическом нагружении ПК радиальной и осевой статической нагрузкой или при очень

медленном вращении ($n < 10$ об/мин) эквивалентную статическую нагрузку принимают как бóльшую из значений

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ и } P_0 = F_r,$$

где X_0 — коэффициент радиальной статической нагрузки; Y_0 — коэффициент осевой статической нагрузки.

Для радиальных шарикоподшипников $X_0 = 0{,}6 = \text{const}$ и $Y_0 = 0{,}5 = \text{const}$.

Для радиально-упорных шарикоподшипников при постоянном значении $X_0 = 0{,}5$ $Y_0 = f(\alpha)$. Так, при α, изменяющихся от 12° до 40°, значение Y_0 соответственно изменяется от 0,47 до 0,26.

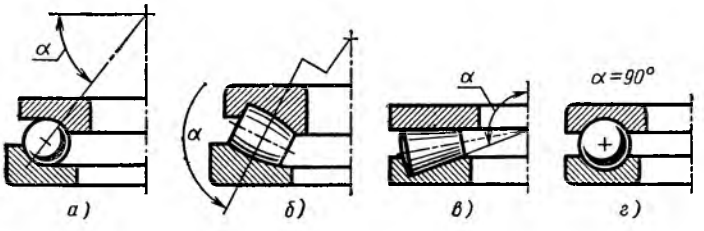


Рис. 5. Углы контакта подшипников:
а — упорно-радиального шарикового; *б* — упорного сферического роликового; *в* — упорного конического; *г* — упорного шарикового

Для радиальных самоустанавливающихся шариковых и роликовых подшипников, а также для конических роликоподшипников $X_0 = 0{,}5$, а $Y_0 = 0{,}22 \operatorname{ctg} \alpha$.

Для двухрядных ПК всех типов значения X_0 и Y_0 удваиваются.

Упорно-радиальные подшипники (рис. 5) можно рассматривать при расчете, а также при практическом использовании в качестве чисто-упорных, которые радиальными усилиями не нагружаются (рядом устанавливают радиальный ПК). Они допускают относительно большую частоту вращения, чем упорные подшипники.

При выборе подшипника по статической грузоподъемности (при $n < 10$ об/мин) следует принимать некоторый запас грузоподъемности по сравнению с величиной C_0 (кгс), что гарантирует большую надежность работы узла. При легких нагрузках, когда не лимитируют габариты и вес, можно довести запас грузоподъемности ξ до трехкратного. В случае же кратковременной работы и небольших пластических деформаций можно принять $\xi = 0{,}5 \div 0{,}75$, при этом необходима последующая экспериментальная проверка работоспособности узла. Итак,

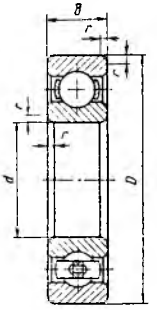
$$C_0 = P_0 \xi,$$

где $\xi = 0{,}5 \div 3$.

Динамическая грузоподъемность C (кгс) — это постоянная радиальная нагрузка, соответствующая расчетному сроку службы, равному 1 млн. оборотов внутреннего кольца.

Значения C_0 и C даны в табл. 7—13.

7. Шарикоподшипники радиальные однорядные



Легкая серия

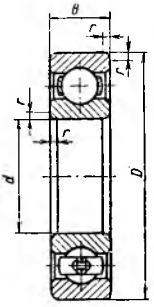
Стандартные
(ГОСТ 8338—75)

Условное обозначение подшипника	Размеры,				Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг
	d	*D*	*B*		динамическая *C*	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	
23	3	10	4	0,3	50	22	31 500	40 000	0,0016
24	4	13	5	0,4	92	43	31 500	40 000	0,003
25	5	16	5	0,5	150	76	31 500	40 000	0,005
26	6	19	6	0,5	221	118	25 000	31 500	0,008
27	7	22	7	0,5	256	138	25 000	31 500	0,013
29	9	26	8	1,0	397	200	25 000	31 500	0,019
200	10	30	9	1,0	469	266	20 000	25 000	0,03
201	12	32	10	1,0	478	270	20 000	25 000	0,037
202	15	35	11	1,0	597	354	16 000	20 000	0,045
203	17	40	12	1,0	752	447	16 000	20 000	0,06
204	20	47	14	1,5	1 000	630	12 500	16 000	0,10
205	25	52	15	1,5	1 100	709	10 000	12 500	0,12
206	30	62	16	1,5	1 530	1 020	10 000	12 500	0,20
207	35	72	17	2,0	2 010	1 390	8 000	10 000	0,29
208	40	80	18	2,0	2 560	1 810	6 300	8 000	0,36

Продолжение табл. 7

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг
	d	*D*	*B*		динамическая *C*	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	
209	45	85	19	2,0	2 570	1 810	6 300	8 000	0,41
210	50	90	20	2,0	2 750	2 020	6 300	8 000	0,47
211	55	100	21	2,5	3 400	2 560	5 000	6 300	0,60
212	60	110	22	2,5	4 110	3 150	5 000	6 300	0,80
213	65	120	23	2,5	4 490	3 470	5 000	6 300	0,98
214	70	125	24	2,5	4 880	3 810	4 000	5 000	1,08
215	75	130	25	2,5	5 190	4 190	4 000	5 000	1,18
216	80	140	26	3,0	5 700	4 450	4 000	5 000	1,4
217	85	150	28	3,0	6 540	5 410	4 000	5 000	1,8
218	90	160	30	3,0	7 530	6 170	3 150	4 000	2,2
219	95	170	32	3,5	8 530	7 090	3 150	4 000	2,7
220	100	180	34	3,5	9 580	8 060	3 150	4 000	3,2
221	105	190	36	3,5	10 400	9 100	3 150	4 000	3,6
222	110	200	38	3,5	11 900	10 200	2 500	3 150	4,5
224	120	215	40	3,5	12 200	11 400	2 500	3 150	5,2
226	130	230	40	4	12 000	11 200	2 500	3 150	7,5
228	140	250	42	4	12 600	12 200	2 000	2 500	9,8
230	150	270	45	4	14 900	15 300	2 000	2 500	12,3
232	160	290	48	4	15 800	16 800	1 600	2 000	15
234	170	310	52	5	18 900	21 300	1 600	2 000	16,5
236	180	320	52	5	17 800	20 000	1 600	2 000	17,5
244	220	400	65	5	22 000	27 200	1 000	1 250	32,4

8. Шарикоподшипники радиальные однорядные



Средняя серия

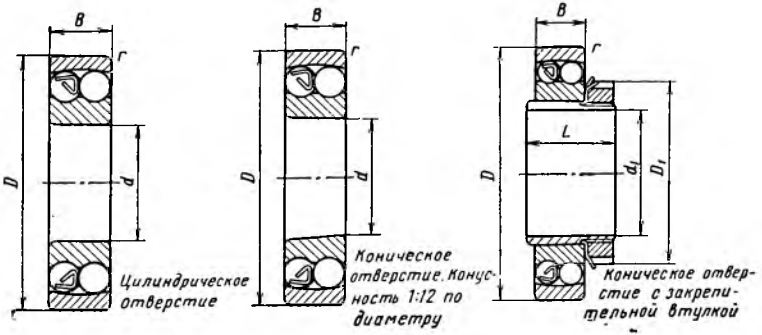
Стандартные
(ГОСТ 8338—75)

Условное обозначение подшипника	Размеры,				Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения, (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг
	d	*D*	*B*		динамическая *C*	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	
34	4	16	5	0,5	148	76	31 500	40 000	0,005
35	5	19	6	0,5	217	118	25 000	31 500	0,008
300	10	35	11	1,0	636	383	20 000	25 000	0,05
301	12	37	12	1,5	763	473	16 000	20 000	0,06
302	15	42	13	1,5	890	551	16 000	20 000	0,08
303	17	47	14	1,5	1 090	680	12 500	16 000	0,11
304	20	52	15	2,0	1 250	794	12 500	16 000	0,14
305	25	62	17	2,0	1 760	1 160	10 000	12 500	0,23
306	30	72	19	2,0	2 200	1 510	8 000	10 000	0,34
307	35	80	21	2,5	2 620	1 790	8 000	10 000	0,44
308	40	90	23	2,5	3 190	2 270	6 300	8 000	0,63
309	45	100	25	2,5	3 780	2 670	6 300	8 000	0,83
310	50	110	27	3,0	4 850	3 630	5 000	6 300	1,08
311	55	120	29	3,0	5 600	4 260	5 000	6 300	1,35
312	60	130	31	3,5	6 410	4 940	4 000	5 000	1,70
313	65	140	33	3,5	7 270	5 670	4 000	5 000	2,11
314	70	150	35	3,5	8 170	6 450	4 000	5 000	2,6
315	75	160	37	3,5	8 900	7 280	3 150	4 000	3,1
316	80	170	39	3,5	9 650	8 170	3 150	4 000	3,6
317	85	180	41	4,0	10 400	9 100	3 150	4 000	4,3
318	90	190	43	4,0	11 200	10 100	3 150	4 000	5,1
319	95	200	45	4,0	12 000	11 100	2 500	3 150	5,7
320	100	215	47	4,0	13 600	13 300	2 500	3 150	7,0
321	105	225	49	4,0	14 400	14 500	2 500	3 150	8,2
322	110	240	50	4,0	16 100	17 000	2 500	3 150	9,8
324	120	260	55	4,0	17 000	18 400	2 000	2 500	12,5
326	130	280	58	5,0	18 000	19 800	1 600	2 000	15,2
330	150	320	65	5,0	21 700	25 800	1 600	2 000	27,6

9. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные

Легкая серия

Стандартные



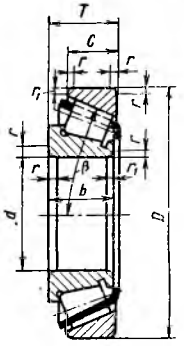
Условное обозначение подшипника			Размеры,						Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения, (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг	
тип 1000	тип 11000	тип 111000	d	d_1	D	B	L		динамическая G	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	тип 1000	тип 11000
1005	—	—	5	—	19	6	—	0,5	199	54	25 000	31 500	0,009	—
1006	—	—	6	—	19	6	—	0,5	195	54	25 000	31 500	0,009	—
1007	—	—	7	—	22	7	—	0,5	210	67	25 000	31 500	0,014	—
1008	—	—	8	—	22	7	—	0,5	206	67	25 000	31 500	0,014	—
1009	—	—	9	—	26	8	—	1,0	297	94	25 000	31 500	0,022	—

Условное обозначение подшипника			Размеры,						Грузоподъемность, кгс		Предварительная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг	
тип 1000	тип 11000	тип 111000	d	d_1	D	B	L		динамическая C	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	тип 1000	тип 11000
1200	—	—	10	—	30	9	—	1,0	424	136	20 000	25 000	0,033	—
1201	—	—	12	—	32	10	—	1,0	433	151	20 000	25 000	0,04	—
1202	—	—	15	—	35	11	—	1,0	579	205	16 000	20 000	0,05	—
1203	—	—	17	—	40	12	—	1,5	613	247	16 000	20 000	0,07	—
1204	—	—	20	—	47	14	—	1,5	772	324	12 500	16 000	0,12	—
1205	11204	111205	25	20	52	15	26	1,5	944	410	12 500	16 000	0,14	0,24
1206	11205	111206	30	25	62	16	27	1,5	1220	592	10 000	12 500	0,22	0,34
1207	11206	111207	35	30	72	17	29	2,0	1230	678	8 000	10 000	0,32	0,49
1208	11207	111208	40	35	80	18	31	2,0	1510	872	8 000	10 000	0,42	0,61
1209	11208	111209	45	40	85	19	33	2,0	1700	977	6 300	8 000	0,47	0,71
1210	11209	111210	50	45	90	20	35	2,0	1770	1100	6 300	8 000	0,53	0,81
1211	11210	111211	55	50	100	21	37	2,5	2100	1360	5 000	6 300	0,71	1,04
1212	11211	111212	60	55	110	22	38	2,5	2380	1580	5 000	6 300	0,88	1,29
1213	11212	111213	65	60	120	23	40	2,5	2440	1750	5 000	6 300	1,15	1,61
1214	—	—	70	—	125	24	—	2,5	2700	1910	4 000	5 000	1,26	—
1215	11213	111215	75	65	130	25	43	2,5	3050	2180	4 000	5 000	1,36	2,2
1216	11214	111216	80	70	140	26	46	3,0	3140	2400	4 000	5 000	1,67	2,7
1217	11215	111217	85	75	150	28	50	3,0	3870	2900	3 150	4 000	2,1	3,3
1218	11216	111218	90	80	160	30	52	3,0	4470	3240	3 150	4 000	2,5	3,9
—	11217	111219	95	85	170	32	55	3,5	5020	3750	3 150	4 000	3,1	4,6
1220	11218	111220	100	90	180	34	58	3,5	5440	4120	3 150	4 000	3,7	5,5
1221Л	—	—	105	—	190	36	—	3,5	5870	4500	2 500	3 150	4,4	6,3
1222Л	11220Л	111222Л	110	100	200	38	63	3,5	6940	5320	2 500	3 150	5,2	7,4
1224Л	—	—	120	—	215	42	—	3,5	9370	7150	2 000	2 500	6,8	—

10. Роликоподшипники конические однорядные

Легкая серия

Стандартные (ГОСТ 333—71)

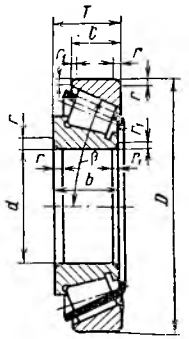


Условное обозначение подшипника	Размеры, d	D	T_{max}	T_{min}	b	c			Грузоподъемность, кгс: динамическая	статическая	Предельная частота вращения (об/мин) при: пластичной смазке	жидкой смазке	Масса (приблизительная), кг
7202	15	35	12,0	11,5	11	9	1,0	0,3	878	614	10 000	12 500	0,054
7203	17	40	13,5	13,0	12	11	1,5	0,5	1 380	930	8 000	12 500	0,074
7204	20	47	15,5	15,0	14	12	1,5	0,5	1 910	1 330	8 000	10 000	0,118
7205	25	52	16,5	16,0	15	13	1,5	0,5	2 390	1 790	6 300	10 000	0,150
7206	30	62	17,5	17,0	16	14	1,5	0,5	2 980	2 230	6 300	8 000	0,233
7207	35	72	18,5	18,0	17	15	2,0	0,8	3 520	2 630	5 000	6 300	0,327
7208	40	80	20,0	19,5	20	16	2,0	0,8	4 240	3 270	4 000	5 000	0,446
7209	45	85	20,5	20,0	19	16	2/2,5	1,2	4 270	3 340	4 000	5 000	0,485
7210	50	90	22,0	21,5	21	17	2,0	0,8	5 290	4 060	3 150	5 000	0,539
7211	55	100	23,0	22,5	21	18	2,5	0,8	5 790	4 610	3 150	4 000	0,709
7212	60	110	24,0	23,5	23	19	2,5	0,8	7 220	5 840	2 500	4 000	0,895
7214	70	125	26,5	26,0	26	21	2,5	0,8	9 590	8 210	2 500	3 150	1,33
7215	75	130	27,5	27,0	26	22	2,5	0,8	9 760	8 450	2 000	3 150	1,42
7216	80	140	28,5	28,0	26	22	3,0	1,0	10 600	9 520	2 000	3 150	1,67
7217	85	150	31,0	30,0	28	24	3,0	1,0	10 900	9 140	2 000	2 500	2,1
7218	90	160	33,0	32,0	31	26	3,0	1,0	14 100	12 500	1 600	2 500	2,52
7219	95	170	35,0	34,0	32	27	3,5	1,2	14 500	13 100	1 600	2 500	3,2
7220	100	180	37,5	36,5	34	29	3,5	1,2	16 200	14 600	1 600	2 000	3,81
7224	120	215	44,0	43,0	41	34	3,5	1,2	25 200	23 700	1 250	1 600	6,2
7230	150	270	50,0	48,0	45	38	4,0	1,5	33 000	30 000	1 250	1 600	10,3

11. Роликоподшипники конические однорядные

Средняя серия

Стандартные (ГОСТ 333—71)



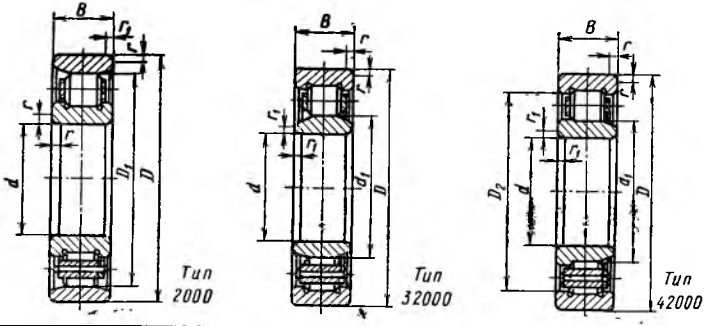
Условное обозначение подшипника	Размеры,										Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг
	d	D	T_{max}	T_{min}	b	c	D_1	d_2	r	r_1	динамическая C	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	
7304	20	52	16,5	16,0	16	13	42,8	36,0	2,0	0,8	2 500	1 770	8000	10 000	0,170
7305	25	62	18,5	18,0	17	15	51,8	42,8	2,0	0,8	2 960	2 090	6300	8 000	0,253
7306	30	72	21,0	20,5	19	17	59,8	50,0	2,0	0,8	4 000	2 990	5000	6 300	0,458
7307	35	80	23,0	22,5	21	18	67,1	54,7	2,5	0,8	4 810	3 530	5000	6 300	0,496
7308	40	90	25,5	25,0	23	20	75,7	61,1	2,5	0,8	6 100	4 600	4000	5 000	0,703
7309	45	100	27,5	27,0	26	22	84,9	69,2	2,5	0,8	7 610	5 930	4000	5 000	1,010
7309К*	45	100	27,5	27,0	26	22	77,0	72,0	2,5	0,8	6 930	6 330	4000	5 000	0,964
7310	50	110	29,5	29,0	29	23	93,9	74,8	3,0	1,0	9 660	7 590	3150	4 000	1,330
7310К*	50	110	29,5	29,0	29	23	87,5	77,3	3,0	1,0	8 740	7 630	3150	4 000	1,610
7311	55	120	32,0	31,0	29	25	99,4	82,2	3,0	1,0	10 200	8 150	3150	4 000	1,640
7312	60	130	34,0	33,0	31	27	110,0	91,6	3,5	1,2	11 800	9 630	2500	4 000	2,000
7313	65	140	36,5	35,5	33	28	118,6	99,4	3,5	1,2	13 400	11 100	2500	3 150	2,540
7314	70	150	38,5	37,5	37	30	128,1	103,2	3,5	1,2	16 800	13 700	2000	3 150	3,090
7315	75	160	40,5	39,5	37	31	134,5	110,3	3,5	1,2	17 800	14 800	2000	3 150	3,630
7317	85	180	45,0	44,0	41	35	151,6	127,5	4,0	1,5	22 100	19 500	1600	2 500	5,210
7318	90	190	47,0	46,0	43	36	160,5	128,8	4,0	1,5	24 000	20 100	1600	2 500	5,560

* Не вошел в ГОСТ.

12. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами

Легкая узкая серия

Стандартные (ГОСТ 8328—75)



Условное обозначение подшипника			Размеры, мм								Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг
Тип 2000	Тип 32000	Тип 42000	d	D	B	r	r_1	D_1	d_1	d_2	D_2	динамическая C	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	
—	—	42202	15	35	11	1,0	0,5	—	—	22,4	27,4	563	308	16 000	20 000	0,05
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1,0	—	27,0	29,9	36,8	1 190	738	12 500	16 000	0,13
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1,0	—	32,0	35,0	41,8	1 340	861	10 000	12 500	0,15
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1,0	53,5	38,5	42,1	49,9	1 730	1 140	10 000	12 500	0,24
2207	32207	42207	35	72	17	2,0	1,0	61,8	43,8	47,6	58,2	2 560	1 750	8 000	10 000	0,35
2208	32208	42208	40	80	18	2,0	2,0	70,0	50,0	54,8	65,6	3 370	2 400	8 000	10 000	0,40
2209	32209	42209	45	85	19	2,0	2,0	75,0	55,0	60,0	70,3	3 530	2 570	6 300	8 000	0,49
2210	32210	42210	50	90	20	2,0	2,0	80,4	60,4	64,6	76,2	3 870	2 920	6 300	8 000	0,57
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,0	88,5	66,5	71,8	83,3	4 370	3 290	6 300	8 000	0,76
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	97,5	73,5	79,2	91,9	5 480	4 280	5 000	6 300	0,95

Продолжение табл. 12

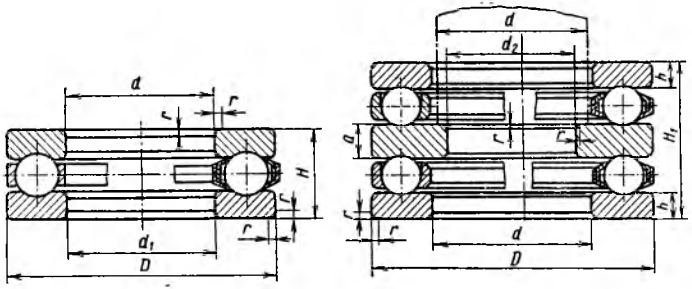
Условное обозначение подшипника			Размеры, мм									Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг
Тип 2000	Тип 32000	Тип 42000	d	D	B	r	r_1	D_1	d_1	d_2	D_2	динамическая C	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	105,6	79,6	84,8	100,0	6 210	4 860	5 000	6 300	1,20
2214	32214	—	70	125	24	2,5	2,5	110,5	84,5	89,6	104,4	6 180	4 860	4 000	5 000	1,30
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	116,5	88,5	94,0	110,4	7 540	6 100	4 000	5 000	1,40
2216	32216	42216	80	140	26	3,0	3,0	125,3	95,3	101,2	118,3	7 950	6 340	4 000	5 000	1,80
2217	—	42217	85	150	28	3,0	3,0	133,8	—	108,2	128,0	9 900	8 240	3 150	4 000	2,27
2218	32218	42218	90	160	30	3,0	3,0	143,0	107,0	115,4	134,5	12 100	10 100	3 150	4 000	2,80
—	32219	42219	95	170	32	3,5	3,5	—	113,5	120,7	145,0	13 200	11 100	3 150	4 000	2,90
2220	32220	—	100	180	34	3,5	3,5	160,0	120,0	129,5	152,0	13 500	11 100	2 500	3 150	4,00
—	32221	42221	105	190	36	3,5	3,5	—	128,5	137,0	161,0	16 300	14 000	2 500	3 150	5,00
2222	32222	—	110	200	38	3,5	3,5	178,5	132,5	143,0	168,0	18 800	16 200	2 500	3 150	6,00
2224	—	42224	120	215	40	3,5	3,5	191,5	—	154,5	182,5	21 300	18 800	2 500	3 150	6,60
2226	32226	42226	130	230	40	4,0	4,0	204,0	156,0	167,0	193,0	22 100	19 900	2 000	2 500	7,50
2228	32228	42228	140	250	42	4,0	4,0	221,0	169,0	181,0	209,0	25 900	23 700	2 000	2 500	9,60
2230	32230	42230	150	270	45	4,0	4,0	238,0	182,0	195,0	225,0	30 100	27 900	2 000	2 500	12,40
2232	—	—	160	290	48	4,0	4,0	255,0	—	208,8	—	34 100	30 600	1 600	2 000	14,50
2234	32234	42234	170	310	52	5,0	5,0	—	208,0	219,8	260,0	39 300	37 500	1 600	2 000	18,30
2236	—	—	180	320	52	5,0	5,0	282,0	—	233,0	—	36 200	33 700	1 600	2 000	18,50
—	32240	42240	200	360	58	5,0	5,0	316,0	244,0	258,0	300,0	49 600	48 500	1 250	1 600	28,00
—	32244	42244	220	400	65	5,0	5,0	—	270,0	286,0	332,0	62 800	63 000	1 250	1 600	39,00

Примечание. Подшипники этих конструкций могут выпускаться со стальными штампованными сепараторами.

13. Шарикоподшипники упорные стандартные

Легкая серия

Стандартные



Условное обозначение подшипника		Размеры, мм							Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг	
тип 8000	тип 38 000	d	d_2	D	H	H_1	a		динамическая C	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	тип 8000	тип 38000
8201	—	12	—	28	11	—	—	1,0	868	1 540	5000	6300	0,034	—
8202	—	15	—	32	12	—	—	1,0	987	1 860	5000	6300	0,041	—
8204	38204	20	15	40	14	26	6	1,0	1 580	3 060	4000	5000	0,08	0,15
8205	38205	25	20	47	15	28	7	1,0	2 040	4 100	3150	5000	0,12	0,23
8206	38206	30	25	52	16	29	7	1,0	2 300	4 720	3150	4000	0,14	0,27
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,5	3 160	6 800	3150	4000	0,22	0,42
8208	38208	40	30	68	19	36	9	1,5	3 750	7 990	2500	3150	0,27	0,54
8209	38209	45	35	73	20	37	9	1,5	3 950	9 050	2500	3150	0,32	0,62
8210	38210	50	40	78	22	39	9	1,5	4 600	10 500	2000	3150	0,39	0,71
8211	38211	55	45	90	25	45	10	1,5	5 660	12 900	2000	2500	0,61	1,12

Продолжение табл. 13

Условное обозначение подшипника		Размеры,							Грузоподъемность, кгс		Предельная частота вращения (об/мин) при		Масса (приблизительная), кг	
тип 8000	тип 38000	d	d_2	D	H	H_1	a		динамическая C	статическая C_0	пластичной смазке	жидкой смазке	тип 8000	тип 38000
8212	38212	60	50	95	26	46	10	1,5	6 580	15 500	2000	2500	0,69	1,25
8213	—	65	—	100	27	—	—	1,5	6 580	15 300	1600	2500	0,75	—
8214	38214	70	55	105	27	47	10	1,5	6 580	16 100	1600	2500	0,81	1,48
8215	—	75	—	110	27	—	—	1,5	6 840	16 900	1600	2000	0,86	—
8216	38216	80	—	115	28	—	—	1,5	7 630	19 100	1600	2000	0,95	1,7
8217	38217	85	70	125	31	55	12	1,5	9 470	23 900	1250	2000	1,3	2,3
8218	—	90	—	135	35	—	—	2,0	11 200	29 000	1250	1600	1,86	—
8220	—	100	—	150	38	—	—	2,0	13 200	33 500	1000	1600	2,4	—
8222	—	110	—	160	38	—	—	2,0	13 800	39 400	1000	1250	2,6	—
8224	38224	120	—	170	39	—	—	2,0	14 500	41 300	1000	1250	2,9	5,0
8226	—	130	—	190	45	—	—	2,5	17 800	56 700	800	1250	4,2	—
8228	—	140	—	200	46	—	—	2,5	19 100	59 500	800	1250	4,5	—
8230	—	150	—	215	50	—	—	2,5	21 700	64 500	800	1000	6,5	—
8236	—	180	—	250	56	—	—	2,5	26 300	81 000	630	800	8,9	—
8240	—	200	—	280	62	—	—	3,0	32 900	106 000	500	630	12,4	—
8244	—	220	—	300	63	—	—	3,0	33 600	111 000	500	630	13,7	—
8256	—	280	—	380	80	—	—	3,5	48 000	174 000	400	500	27,8	—
8260	—	300	—	420	95	—	—	4,0	56 600	217 000	315	400	44,2	—
8268	—	340	—	460	96	—	—	4,0	62 500	247 000	250	315	52,0	—
8272	—	360	—	500	110	—	—	5,0	75 600	320 000	250	315	67,75	—
8292	—	460	—	620	130	—	—	6,0	94 700	425 000	200	250	117,2	—

Предельная частота вращения ПК

Предельной частотой вращения для ПК является такое ее значение, после превышения которого расчетный срок службы подшипника не обеспечивается. При высоких скоростях ПК выходит из строя быстрее

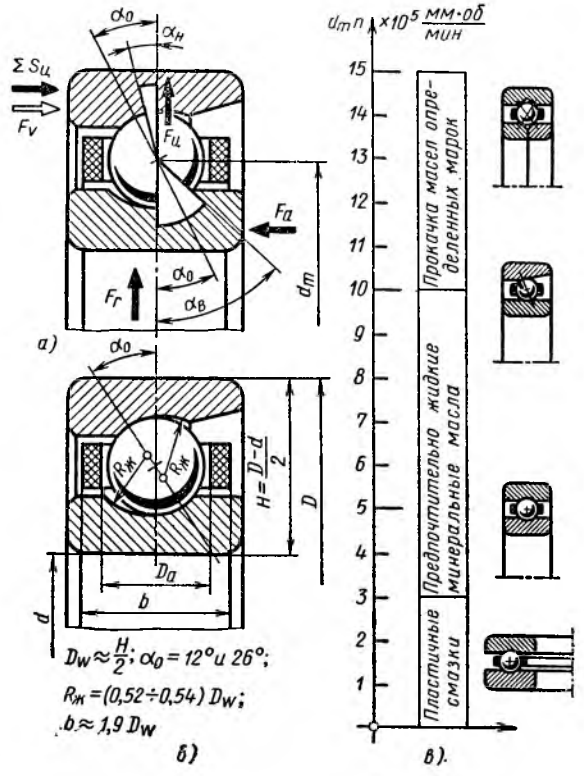


Рис. 6. Шарикоподшипники при высоких скоростях:
а — изменение углов контакта; *б* — конструктивные соотношения в скоростном шарикоподшипнике; *в* — значения $d_m n$ для некоторых типов шарикоподшипников

за счет контактной усталости колец и тел качения, за счет повышенного нагрева и теплового заклинивания, кроме того, возникает опасность аварийного разрушения или ускоренного износа сепаратора. В этих случаях желательно использовать текстолитовые или металлические (часто с покрытиями) массивные, но конструктивно облегченные сепараторы, а также особо интенсивной прокачки масла.

В каталогах указывают предельные ресурсные частоты вращения для всех серийных ПК ($n_{рес}$), при которых угловая скорость еще не лимитирует долговечности.

Однако для некоторых промышленных узлов, особенно в авиации, ракетной технике и т. п., важно знать то предельное число (об/мин) $n_{кратк}$, при котором может быть гарантирован ресурс при кратковременной работе. Значения $n_{кратк}$ в каталогах не указывают, а устанавливают экспериментально. Для малогабаритных подшипников ($d = 3 \div 5$ мм) $n_{кратк\ max} \leqslant 350\,000$ об/мин. Наиболее быстроходными являются радиально-упорные шарикоподшипники. Однако при высоких скоростях в них, так же как в упорных шарикоподшипниках, хотя и в меньшей степени, наблюдается гироскопическое верчение шариков, вызывающее нагрев и износ колец и шариков. Для его погашения необходимо приложение к подшипнику определенной осевой нагрузки. Наряду с этим угол контакта шариков с наружным кольцом подшипника уменьшается, а угол контакта с внутренним кольцом возрастает (рис. 6, *а*).

Предварительный натяг осуществляется группой цилиндрических пружин сжатия (обычно 6 шт.), установленных в гнездах цилиндрической втулки (например, одной или несколькими последовательно установленными тарельчатыми пружинами или распорными трубками с небольшой, строго рассчитанной разностью длин).

Оценка предельно допустимой подшипником скорости вращения производится с помощью скоростного параметра $d_m n$ (мм·об/мин), пропорционального условной линейной скорости центров тел качения. Ранее использовался аналогичный параметр dn, пропорциональный скорости на диаметре цапфы.

Оценка предельной быстроходности по скоростному параметру базируется на примерной пропорциональной зависимости тепловыделения и износа подшипников от линейной скорости вращения нагруженных элементов подшипника. Принимается, что $d_m n = \text{const}$ для каждого типа подшипника при определенной конструкции и материале сепаратора. В связи с тем, что для стандартных ПК эти факторы можно считать постоянными, появилась возможность определить примерные предельные значения $[d_m n]$, которые зависят от типа подшипника, материала и конструкции сепаратора:

Тип ПК	$[d_m n]$, мм·об/мин, не более
Шариковый:	
однорядный радиальный и радиально-упорный со стальным штампованным сепаратором	$5 \cdot 10^5$
двухрядный сферический (самоустанавливающийся) со стальным штампованным сепаратором	$4{,}5 \cdot 10^5$
упорный одинарный со стальным штампованны паратором	$1{,}5 \cdot 10^5$
радиально-упорный (шпиндельный) повышенной точности о массивным текстолитовым сепаратором	$10{,}0 \cdot 10^5$
трех- или четырехконтактный радиально-упорный с сепаратором из цветных сплавов (с прокачкой)	$15{,}0 \cdot 10^5$ и более
Роликовый:	
с короткими цилиндрическими роликами и стальным сепаратором	$4{,}5 \cdot 10^5$
конический однорядный со стальным (чашечным) штампованным сепаратором	$3{,}0 \cdot 10^5$

Повышение класса точности подшипников обычно несколько увеличивает их предельную быстроходность, но влияет на нее меньше, чем материал и конструкция сепаратора. У крупногабаритных тяжелых подшипников значение $[d_m n]$ существенно снижается. Конструктивные соотношения скоростного однорядного радиально-упорного шарикоподшипника приведены на рис. 6, *б*. Целесообразно уменьшать диаметр шариков D_w и их число в подшипнике z (на 1—2 шт.) при одновременном расширении сепаратора и утолщении поперечных перемычек в нем (между шариками). В качестве материала (если позволяет рабочая температура) надо применять трубчатый текстолит.

Посадки ПК

При монтаже ПК на валы и в корпуса необходимо обеспечивать жесткую связь между вращающимся элементом узла (валом или корпусом) и установленным на нем кольцом подшипника.

Вращающееся внутреннее кольцо должно быть напрессовано на вал с определенным натягом, предусмотренным посадками ПК (согласно ГОСТ 3325—55*), а именно $П_П$, $Н_П$, $Т_П$, $Г_П$. При этом надо учитывать, что до 80% посадочного натяга переходит на дорожку качения внутреннего кольца и до 30% — на дорожку качения наружного кольца (если последнее также смонтировано с натягом). Этот эффект оказывает влияние на величину монтажного радиального зазора в подшипнике. Если нулевой монтажный зазор является оптимальным с точки зрения распределения нагрузки между телами качения, то в условиях непредвиденных перекосов и нагрева ПК при работе дополнительный зазор, возникающий за счет контактных деформаций, может оказаться недостаточным для предотвращения защемления тел качения. Поэтому при малых нагрузках, в особенности для небольших подшипников, нежелательно применение значительных натягов, что также облегчает задачу монтажа и демонтажа ПК. Однако при больших и тем более ударных нагрузках посадочные натяги следует увеличивать во избежание проворачивания колец относительно посадочных мест. Проворачивание может вызвать задиры, риски от проворота и выход посадочных мест из установленных допусков. Накернивание цапф, как способ восстановления натяга, категорически воспрещается. Проворачивание колец в корпусах наблюдается реже. Оно менее опасно, но нежелательно по тем же соображениям.

Для распрессовки соединений со значительными натягами можно выполнить на цапфах небольшие канавки, в которые с помощью пресса нагнетается масло под очень большим давлением (~200 кгс/см^2).

Для неподвижных корпусов характерны легкие посадки $С_{3}П$, $С_П$ и $П_П$. Наиболее распространены для шарикоподшипников посадки на валы $П_П$ и $Н_П$, а в корпуса $С_П$. Для прецизионных узлов применимы посадки 1-го класса точности $П_{1}П$, $Н_{1}П$ и др.

При дисбалансном нагружении подшипника необходимо повышать посадочный натяг для наружных колец, поэтому следует применять посадки $П_П$ и $Н_П$. Отклонения посадочных мест на вал и в корпус, а также примеры использования различных посадок даны в ГОСТ 3325—55* «Посадки подшипников качения».

Смазка подшипников качения, характеристики смазочных материалов и методы выбора их для подшипников качения приведены в гл. 15.

Способы подвода смазки

В подшипники с двусторонними встроенными уплотнениями при сборке закладывается надежная пластичная смазка на литиевой или иной основе, обеспечивающая режим трения на весь ресурс подшипника (рис. 7, *а*), например используют смазки ВНИИ НП, а также ОКБ-122-7, ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-221 и ЦИАТИМ-221С.

Высокоскоростные тяжелонагруженные подшипники, для которых используется струйная форсуночная смазка под давлением, могут иметь специальные отверстия в кольцах для лучшего входа масла в зону трения (рис. 7, *б*). Форсунка может быть также установлена между двумя подшипниками, как на рис. 7, *в*.

Для коррозионностойких шарикоподшипников, работающих в химически активных средах, кольца и шарики которых изготовлены из хромистой стали 9Х18Ш или 11Х18Ш электрошлакового переплава, смазка обеспечивается массивным сепаратором из фторопласта 4 или с помощью заменяющих его сепарирующих втулок из поликарбонатов, содержащих графит и фторопласт (рис. 7, *г*).

В быстроходных машинах при относительно небольших нагрузках допустима фитильная смазка с маслоподъемными конусами (рис. 7, *д*).

Схема установки для смазки ПК масляным туманом, состоящая из водоотделителя *3*, дроссельного клапана *2*, манометра *1* и распылителя *4*, представлена на рис. 8. Использование пластичных смазок позволяет существенно упростить конструкцию подшипниковых узлов и уход за ними.

Уплотнения подшипниковых узлов

В целях герметизации корпусов подшипников, коробок редукторов и других узлов машин в местах выхода из них концов валов, опирающихся на ПК, используют различные виды уплотнений. Они защищают подшипники от попадания в них извне посторонних веществ (пыли, влаги, газов) при одновременном предотвращении утечки смазки сквозь уплотнения. Различают трущиеся (контактные) уплотнения, в которых герметизация обеспечивается манжетами из эластичных материалов, и нетрущиеся (бесконтактные) уплотнения, основанные на принципе газодинамического затвора. Контактные уплотнения требуют полировки цапф в местах их установки, лимитированы по скоростям и износу, вызывают нагрев и некоторую потерю энергии на трение в них. Их используют при невысоких скоростях. Основные, принципиально различные конструкции таких уплотнений приведены на рис. 9.

Бесконтактные уплотнения не всегда обеспечивают полную герметичность узлов, которая может быть достигнута усложнением их конструкции и повышением точности сборки (соблюдением жестких допусков на зазоры). По скоростям для этих уплотнений в условиях варьирования зазоров ограничений не дается. Однако в сложных лабиринтах при превышении скорости $v_{max} \approx 30$ м/с может сильно возрастать газодинамическое сопротивление, что ограничивает их применение по нагреву. При умеренных скоростях зазоры в проточках и лабиринтах заполняют пластичной смазкой для увеличения герметичности бесконтактных уплотнений.

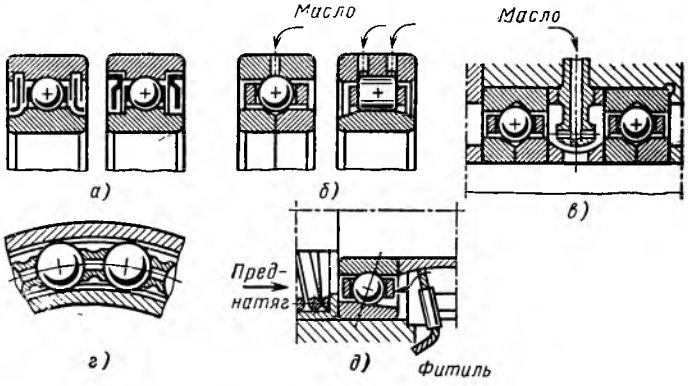


Рис. 7. Способы подвода смазки:

а—по ветроенным уплотнениям; *б*—по канавкам и отверстиям в кольцах; *в* — форсуночный; *г* — по самосмазывающим втулкам; *д*—фитильный

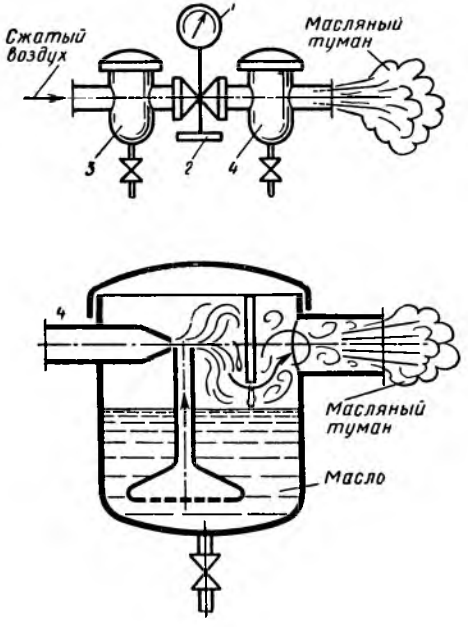


Рис. 8. Схема установки для получения масляного тумана

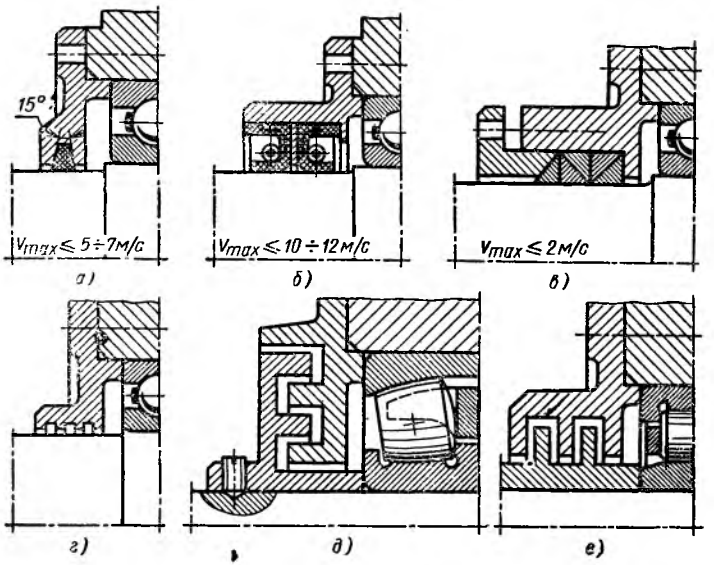


Рис. 9. Типовые конструкции уплотнений подшипниковых узлов:
а — фетровое; *б* — манжетное; *в* — фторопластовые или металлические кольца; *г* — проточки; *д* — радиальный лабиринт; *е* — осевой лабиринт (для разъемных корпусов)

Коэффициент газодинамического сопротивления бесконтактного уплотнения можно приближенно оценить по формуле

$$\xi \approx 0{,}03 \frac{S}{b_0},$$

где S — длина проточки или лабиринтной камеры; b_0 — зазор на входе в камеру.

На рис. 10 показано расширение газового потока до величины $b_{гр}$ (граничного значения при данной длине S). Этот эффект связан с потерей давления в газовой струе, которое за счет последовательной установки нескольких камер падает до нуля. Суммарное значение коэффициента газодинамического сопротивления в этом случае

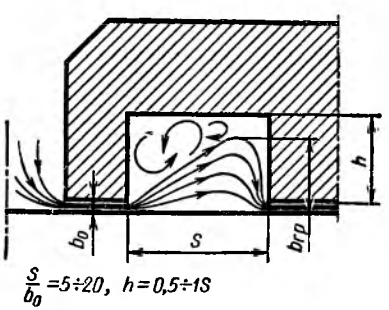


Рис. 10. Газодинамический эффект в камере расширения

$$\xi_{общ} = \xi_1 + \xi_2 + \ldots + \xi_i.$$

Значения $\xi_{общ}$ выбирают в зависимости от необходимой степени герметизации.

Для повышения надежности возможно сочетание трущихся уплотнений с лабиринтными.

Узлы машин и приборов, работающие в вакууме, дистиллате и спецсредах, изготовляют без уплотнений.

Моменты трения в ПК

Сопротивление вращению, качанию на определенные углы и возвратно-поступательному движению при использовании опор качения значительно ниже, чем при использовании подшипников и направляющих скольжения, особенно в моменты разгона и реверса.

Для шарико- и роликоподшипников сопротивление вращению оценивается величиной статического момента трения («момента трогания») или момента, меньшего на 30—50% динамического момента трения.

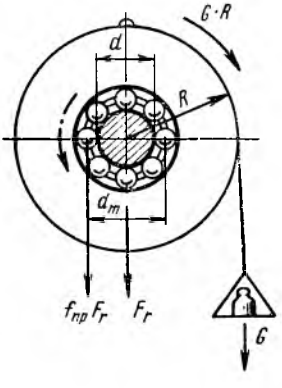


Рис. 11. Схема измерения момента трогания

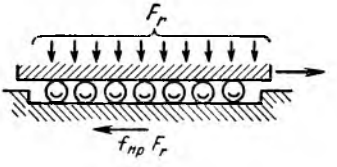


Рис. 12. Схема сил трения в плоской направляющей качения

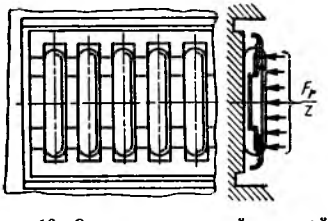


Рис. 13. Схема игольчатой плоской направляющей

Величина обоих моментов зависит от типа подшипника, его геометрии, шероховатости поверхностей качения, сорта и способа подвода смазки, величины приложенной нагрузки, частоты вращения или ускорения разгона. Примерно те же факторы определяют сопротивление перемещению и реверсу плоских и иных направляющих качения.

Моменты сопротивления при установившемся движении относительно постоянны, хотя и испытывают дискретные высокочастотные флуктуации, особенно характерные для легконагруженных приборных шарикоподшипников. Существуют приборы для оценки статического и динамического моментов трения. Принцип действия простейшего из них показан на рис. 11. «Моменту трогания», равному GR, противодействует момент внутренних сил трения в подшипнике, который может быть представлен как произведение некоторой приведенной силы трения $f_{пр}F_r$ (рис. 12, 13) на средний радиус подшипника $d_m/2$ (иногда приве-

денную силу трения считают приложенной к шейке вала, т. е. на плече $d/2$, тогда $f'_{пр} > f_{пр}$ в отношении d_m/d).

Для плоских направляющих качения (см. рис. 12) сила трения равна $f_{пр}F_r$, а касательное усилие, необходимое для перемещения объекта (бабки, тележки и т. п.) по этим направляющим, $Q \geqslant f_{пр}F_r$, где F_r — нагрузка на опорную поверхность, $f_{пр}$ — комплексно учитывающий все эффекты трения в направляющих экспериментальный коэффициент трения скольжения. Его значения для разных типов направляющих приведены ниже:

	$f_{пр}$
шариковые направляющие (см. рис. 2, позиция *11*)	0,0015—0,0020
роликовые направляющие (см. рис. 2, позиция *12*)	0,0025—0,0030
игольчатые направляющие (см. рис. 13)	0,0025—0,0030

Мощность, расходуемая на преодоление трения $N_{тр}$ (Вт) в любом подшипнике качения, может быть оценена средним моментом трения

$$M_{тр}^{(m)} = f_{пр}P\frac{d_m}{2},$$

где $f_{пр}$ — приведенный к диаметру центровой окружности усредненный динамический коэффициент трения; P — эквивалентная нагрузка на подшипник, вычисляемая по формулам, приведенным выше (кгс).

Значения усредненного динамического коэффициента трения зависят от типа ПК:

Тип ПК	$f_{пр}$
Шариковый:	
радиальный и сферический . .	0,0015—0,0020
радиально-упорный	0,0020—0,0025
упорный и упорно-радиальный	0,0025—0,0035
Роликовый:	
радиальный с короткими цилиндрическими роликами	0,0020—0,0030
конический и сферический . .	0,0035—0,0050
упорный	0,005—0,008
Игольчатый	0,05—0,010

В случае необходимости учета дополнительного трения в контактных уплотнениях и его увеличения за счет перекосов посадочных мест и за счет загрязнения смазки значение $N_{тр}$ следует принимать на 20—50% бо́льшим.

Эффекты трения многообразны и включают потери от упругого гистерезиса, от дифференциального скольжения на площадках контакта, от трения тел качения в гнездах сепаратора и сепаратора о направляющие борты колец, от трения верчения, трения в самой смазке, дополнительного трения от инерционных явлений и т. п. Некоторые из этих факторов взаимосвязаны. Рост частоты вращения приводит к значительному увеличению моментов трения после определенного числа (об/мин), соответствующего минимуму момента трения для данного узла. Снижение вязкости масел при повышении температуры и давления способствует уменьшению потерь на трение.

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Трение в подшипниках скольжения

Работоспособность и долговечность опор скольжения зависят от возникающего в них трения; оно характеризуется величиной коэффициента трения

$$f = \frac{T}{P},$$

где T — сила трения; P — нормальное давление на опору.

График изменения f от вида смазки представлен на рис. 14. При малой скорости скольжения и тонком смазочном слое (порядка 0,1 мкм) трение называется *граничным*. С возрастанием скорости значение f быстро уменьшается (участок *1—2*), толщина смазочного слоя увеличивается, но отдельные выступы поверхностей еще соприкасаются; такое трение называют *полужидкостным* или *смешанным*. Точка *2* соответствует тому моменту, когда все выступы покрыты слоем смазки и непосредственно не соприкасаются, коэффициент трения минимален. При дальнейшем увеличении скорости график изменения f строят в зависимости от безразмерной величины $\lambda = \mu\omega/p$, где μ — динамическая вязкость; ω — угловая скорость вала; p — среднее давление на единицу проекции опорной поверхности.

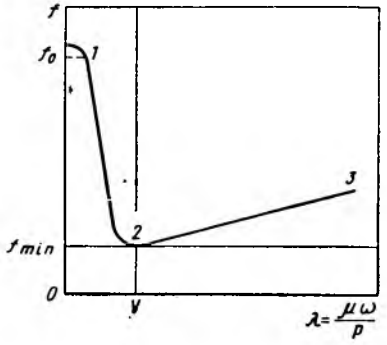


Рис. 14. Изменение коэффициента трения в зависимости от вида смазки (диаграмма Герси—Штрибека)

С возрастанием λ увеличивается толщина смазочного слоя, шероховатости поверхностей перекрываются с избытком; сопротивление движению обусловлено вязкостью жидкости; такое трение называют жидкостным (участок *2—3*); оно характерно для быстроходных валов при установившемся режиме работы. Однако в периоды пуска и останова и в этих опорах трение переходит в граничное. Для уменьшения износа рабочих поверхностей трущихся деталей необходимо подбирать материалы так, чтобы коэффициент трения был минимальным. О смазочных материалах см. в гл. 15.

Расчет ПС

Так как основные размеры трущихся поверхностей подшипников скольжения (ПС) определяют конструктивно в соответствии с диаметром вала d, принимая ширину вкладыша $b = (0{,}5 \div 2)\,d$, то практически расчет подшипников выполняют как проверочный.

В условиях граничного трения проверяют два показателя. Первый показатель — среднее давление:

$$p = \frac{P}{F},$$

где P — нагрузка на опору; F — ее расчетная поверхность (для цилиндрических радиальных подшипников $F = bd$).

Для ограничения износа расчетное значение p не должно превышать допускаемого, т. е.

$$p \leqslant [p].$$

Второй показатель — произведение среднего давления на скорость скольжения — косвенно связан с расчетным значением интенсивности нагрева; значение этого произведения не должно превышать допускаемого:

$$pv \leqslant [pv].$$

Значения $[p]$ и $[pv]$ см. в табл. 14—19.

Допускаемая нагрузка на опору

$$[P] \leqslant [p] F.$$

Момент трения шипа в подшипнике

$$M_т = 0{,}5fPd = 0{,}5fpbd^2.$$

Средние значения коэффициента трения f при слабой смазке в условиях, близких к граничному трению:

для стали	
по чугуну и пластмассе	0,15—0,20
по антифрикционному чугуну, бронзе, сплаву АСМ	0,10—0,15
по баббиту, металлокерамике	0,06—0,10

Проверка подшипников по показателю pv имеет физический смысл в условиях, когда трение близко к граничному и величина f постоянна. С увеличением v и при достаточной смазке значение f быстро падает, поэтому произведение pv не может характеризовать работоспособность опор скольжения в условиях полужидкостного и жидкостного трения.

Материалы для ПС

Материалы, рекомендуемые для изготовления ПС, а также их характеристики при ведены в табл. 14—19.

Неметаллические подшипниковые материалы. *Пластические массы* — термореактивные типа текстолита и термопластичные, в основном полиамидные, широко используют для изготовления втулок и вкладышей подшипников; их физико-механические свойства приведены в табл. 19. Коэффициент теплопроводности пластмасс в 200 раз меньше, чем коэффициент теплопроводности стали, что затрудняет теплоотвод из рабочей зоны подшипника. Для уменьшения нагрева вкладышей следует изготовлять их с малой толщиной стенок или же применять облицовку на металлической основе из тонкого слоя полиамидной смолы.

14. Чугун для ПС

Марка	Твердость *НВ*, не ниже	Область применения	v, м/с	$[p]$, кгс/см²	$[pv]$, кгс·м/см²·с
СЧ 15-32	140—170	Для вкладышей при спокойной нагрузке и малой скорости	1 0,2	1 60	1 12
		Антифрикционный чугун			
АЧС-1	180—229	Для закаленных или нормализованных валов	2 0,2	0,5 90	1 18
АЧС-2	190—229	То же	3 0,75	1 60	3 45
АЧС-3	160—190	Для незакаленных валов	3 0,75	1 60	3 45
АЧВ-1	210—260	Для закаленных или нормализованных валов	5 1	5 120	25 120
АЧВ-2	167—197	Для незакаленных валов	5 1	5 120	25 120
АЧК-1	197—217	Для закаленных или нормализованных валов	5 1	5 120	25 120
АЧК-2	167—197	Для незакаленных валов	5 1	5 120	25 120

Примечания: 1. Для промежуточных значений v допускаемые значения $[pv]$ и $[p]$ определяют интерполированием, например, для чугуна АВЧ-1 при $v = 3$ м/с

$$[pv] = 25 + \frac{120 - 25}{5 - 1}(5 - 3) \approx 72 \text{ кгс·м/см}^2\text{·с};$$

$$[p] = \frac{[pv]}{v} = \frac{72}{3} = 24 \text{ кгс/см}^2.$$

2. Для подшипников с вкладышами из антифрикционного чугуна требуется соблюдение специальных технических условий; тщательный монтаж, непрерывная смазка, приработка без искрения на холостом ходу с постепенным доведением нагрузки до расчетной; зазор на 30—50% больше, чем в сопряжении шипа с бронзовой втулкой.

15. Бронза для вкладышей ПС

Марка	Характеристика и область применения	$[p]$, кгс/см²	$[pv]$, кгс·м/см²·с
Бр.ОЦС 5-5-5 Бр.ОЦС 6-6-3 Бр.ОЦС 4-4-17	Высокие антифрикционные свойства, допускает ударную нагрузку	100	120

Продолжение табл 15

Марка	Характеристика и область применения	$[p]$, кгс/см²	$[pv]$, кгс·м/см²·с
Бр.ОФ 10-1 Бр.ОФ 6,5-0,15	Высокие антифрикционные свойства, предназначается для машин с относительно постоянной нагрузкой и длительным сроком службы	100	150
Бр.АЖ 9-4 Бр.АЖ 9-4Л Бр.АЖМц Бр.АЖС 7-1 Бр.АЖС 5-1,5	По антифрикционным свойствам не уступает предыдущим, прочность высокая	150	200
Бр.С30	Для вкладышей подшипников, испытывающих значительную ударную нагрузку; твердость шипа — не менее *HB* 250	200	250
Сплав АСМ (сурьма — 4%, магний 0,3—0,7%, остальное алюминий)	Для вкладышей, штампуемых из биметаллической ленты, получаемой прокатом полос сплава АСМ с низкоуглеродистой сталью	200	250

16. Баббит для вкладышей ПС

Марка	Область применения	$[p]$, кгс/см²	$[pv]$, кгс·м/см²·с
Б89 Б83	С высоким содержанием олова (соответственно 89 и 83%), применяют для подшипников турбин, генераторов, двигателей внутреннего сгорания	150	150
Б16 Б6 БН	Для подшипников электрических машин, тракторов, компрессоров	150	100

Продолжение табл. 16

Марка	Область применения	$[p]$, кгс/см²	$[pv]$, кгс·м/см²·с
БК БК2	Для подшипников прокатных станов, металлообрабатывающих станков, редукторов, поршневых двигателей	100	60

Примечания: 1. При предварительных расчетах принимают средние значения p и pv для номинального режима работы в 1,5—2 раза ниже.

2. Заменители баббита — сплавы ЦАМ 10-5 и ЦАМ 10-1,5.

17. Металлокерамические материалы для ПС

Материал	Значения $[p]$ (кгс/см²) при v (м/с)				
	0,2	0,6	1,0	2,0	3,0
Бронзографит (на медной основе), пористость 25%	40	15	10	4	3
Железографит (на железной основе) пористость 25%	30	10	7	3	2

Примечания: 1. При запрессовке втулок внутренний диаметр их уменьшается на 0,6—0,9 величины натяга.

2. Смазка осуществляется маслом, выделяющимся из пор.

3. Для пропитки пор применяют жидкие масла, пластичные смазки и маслографитную эмульсию.

18. Графит для втулок ПС

Марка	Характеристика графита	Значения $[p]$ (кгс/см²) при скорости скольжения до 1 м/с и смазке	
		периодической	непрерывной
—	Чистый	7—10	—
СВ	С пропиткой свинцом	10—15	40—50
БН	С пропиткой баббитом	15—25	50—60

Примечание. Графитовые втулки стойки в кислотах и щелочах, могут работать без смазки в диапазоне температур от —100 до +600° С. Коэффициент трения без смазки $f = 0{,}15$; с водяной смазкой $f = 0{,}06 \div 0{,}09$. Втулки, пропитанные баббитом, применяются в опорах быстроходных валов с воздушной смазкой.

19. Синтетические подшипниковые материалы

Материал	γ, кгс/дм³	λ, кал/(м·с·°С)	$\alpha \cdot 10^5$, 1/°С	T, °С	f по стали	$[p]$, кгс/см² при v, м/с		$[pv]$, кгс·м/см²·с
						0,2	6	
Текстолит	1,3	0,25	10	80	0,1—0,2	250—300	8—10	50—60
Капрон	1,13			90		120—150	3—5	25—30
Полиамидные смолы:		0,25—0,29			0,05—0,20			
68	1,10		11	100—110		140—160	4—6	30—40
АК7	1,14					160—180	6—8	40—50

Примечания: 1. Обозначения: γ — удельный вес; λ — коэффициент теплопроводности; α — температурный коэффициент линейного расширения; T — допускаемая рабочая температура; f — коэффициент трения по стали при слабой смазке; $[p]$ — допускаемое среднее давление при смазке водой или минеральным маслом.

2. Для повышения антифрикционных свойств и прочности в полиамиды вводят присадки талька, графита, придающие подшипникам свойства самосмазываемости.

3. Для повышения теплоотвода применяют полиамидные материалы с металлическими наполнителями в виде тонких коротких отрезков латунной, медной или алюминиевой проволоки.

Древеснослоистые пластики ДСП используют для подшипников с водяной смазкой, например, в гидротурбинах, насосах.

Пластифицированную древесину (лигностон) применяют в опорах транспортеров и других машин при умеренной удельной нагрузке (40—80 кгс/см²) и малой скорости ($v \approx 1 \div 2$ м/с).

Резину рекомендуется применять в узлах трения, омываемых загрязненной водой, при средних давлениях 20—40 кгс/см².

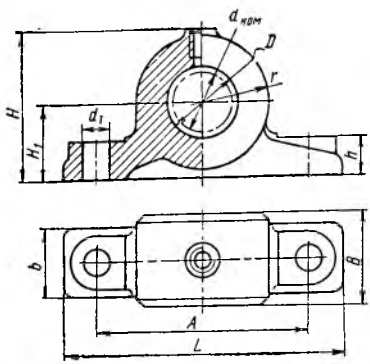
Фторопласт отличается низким коэффициентом трения при работе без смазки ($f \approx 0{,}04$); из-за малой механической прочности его используют в виде облицовочной пленки или для заполнения пор металлокерамических втулок.

Конструкции ПС

Конструкции и основные размеры стандартных корпусов подшипников, втулок и вкладышей приведены в табл. 20—28.

Редукторные подшипники скольжения применяют значительно реже, чем подшипники качения. Типичные конструкции их показаны на рис. 15—17.

20. Корпуса неразъемные с двумя крепежными отверстиями (ГОСТ 11521—65*)

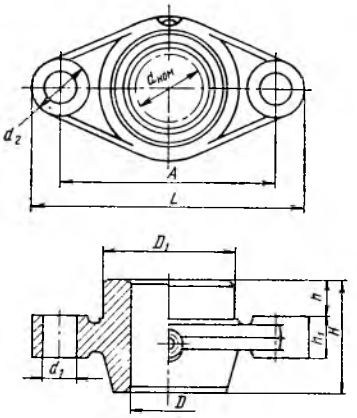


Размеры, мм

Диаметр вала $d_{ном}$	Диаметр расточки D	d_1	B	b	b_1	H	H_1	h	A	L
10	16	9	20	18	80	40	20	10	60	18
11	18									
12										
14	20		20	20	85	45	22	12	65	20
16	22									
18	25	11	30	24	105	58	28	14	80	26
20	28									
22	30		34	28						
25	32	13	38	32	125	68	34	16	95	34
28	36		42	36						
30	38	17	48	40	160	84	42	20	120	38
32	40									
36	45		55	45						
40	50		60	50	165	88	45		125	40
45	55	22	70	60	185	98	55	25	140	45
50	60		75	65		105				
55	65		80	70	195	108			150	50
60	70	26	90	80	225	120	60	30	170	55
70	85		100		245	138	70		190	63
80	95				255	155	80		200	70
90	105	33	120	90	285	165	85	40	220	75
100	115				305	185	95		240	85
110	125		140	100	315	195	100		250	90
125	140	39	150	110	380	235	120	45	300	110
130	150		170	130	400	245	115		320	115
140	160									

Примечание. Материал корпуса — чугун с механическими свойствами не ниже, чем у СЧ 15-32.

21. Корпуса фланцевые с двумя крепежными отверстиями (ГОСТ 11522—65*)

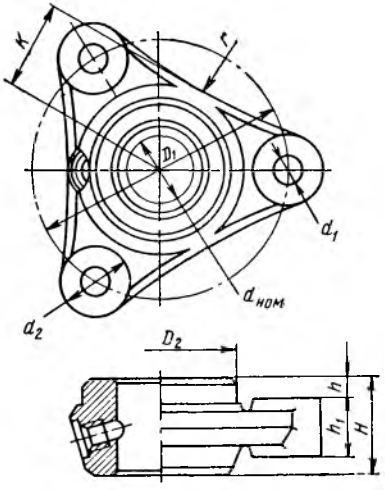


Размеры,

Диаметры вала $d_{ном}$	Диаметры расточки D	D_1	L	H	h	h_1	A	d_1	d_2
10	16	36	85	20	4	12	65	2	20
11	18								
12									
14	20	42	90	24	5	14	70		
16	22								
18	25	50	110	30	6	18	85	11	25
20	28								
22	30	55	115	34	7	20	90		
25	32	60	120	38	8		95	13	
28	36	65	130	42	10		105		
30	38	70	155	48	12	22	120	17	35
32	40								
36	45	75	165	55	14	25	130		
40	50	80		60	18				
45	55	85	180	70	22		140	22	40
50	60	90	190	75	25		150		
55	65	100	200	80		30	160		
60	70	110	225	90	30		180	26	45
70	85	130	245	100	34	32	200		
80	95	140	255				210		

Примечание. Материал корпуса — чугун с механическими свойствами, не ниже, чем у СЧ 15-32.

22. Корпуса фланцевые с тремя крепежными отверстиями (ГОСТ 11523—65*)

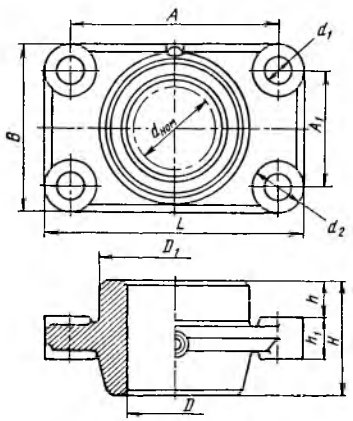


Размеры,

Диаметр вала $d_{ном}$	Диаметр расточки D	D_1	D_2	d_1	d_2	H	h	h_1	r	K
16	22	70	42	11	20	24	5	14	80	22
18	25	85	50		25	30	6	18	90	28
20	28									
22	30	90	55			34	7	20	100	30
25	32	95	60			38	8		150	32
28	36	105	65			42	10		240	35
32	40	110	70	13		48	12	22	—	38
36	45		75			55	14	25		40
40	50	120	80			60	18			42
45	55	130	85	17	35	70	22			50

Примечание. Материал корпусов — чугун с механическими свойствами не ниже, чем у СЧ 15-32.

23. Корпуса фланцевые с четырьмя крепежными отверстиями (ГОСТ 11524—65*)

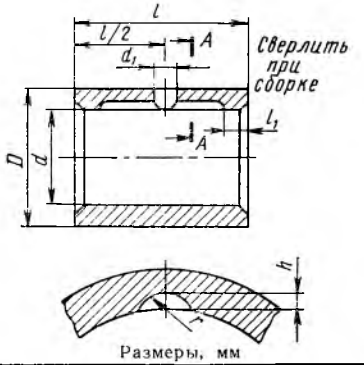


Размеры, мм

Диаметр вала $d_{ном}$	Диаметр расточки D	d_1	d_2	B	L	H	h	h_1	A	A_1	D_1
28	36	11	25	70	120	42	10	20	95	45	65
30	38	13		75	125	48	12	22	100	50	70
32	40										
36	45			80	135	55	14	25	110	55	75
40	50			85	145	60	18		120	60	80
45	55			95	165	70	22		130		85
50	60	17	35	100	175	75	25		140	65	90
55	65			110	185	80		30		75	100
60	70			120	190	90	30		150	80	110
70	85	22	40	140	220	100	34	32	180	100	130
80	95			150	230				190	110	140
90	105	26	50	170	260	120	40	35	210	120	160
100	115			190	280				230	140	180
110	125			200	290	140			240	150	190
125	140	33	60	230	330	150			270	170	210
130	150										
140	160			240	340	170		40	280	180	230
150	170										
160	180			250	360	190			300	190	240
180	200			270	380	200			320	210	260

Примечание. Материал корпусов — чугун с механическими свойствами не ниже, чем у СЧ 15-32.

24. Втулки чугунные для неразъемных и фланцевых корпусов (ГОСТ 11525—65*)



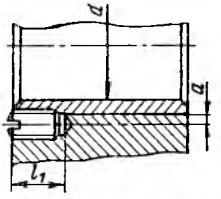
Размеры, мм

d	D	d_1	l	l_1	h	r
10	16	5	20	3	0,5	1
11						
12	18					
14	20		24		1	2
16	22					
18	25		30			
20	28					
22	30		34			
25	32		38	4		
28	36		42		1,5	3
30	38		48			
32	40					
36	45		55			
40	50		60			
45	55		70			
50	60		75			
55	65	8	80	6	2,5	5
60	70		90			
70	85		100			
80	95					
90	105		120			
100	115			8		
110	125		140			
125	140		150			
130	150					
140	160		170			
150	170					
160	180		190			
180	200		200			

Примечания: 1. Внутренние диаметры втулок d указаны после запрессовки.

2. Материал втулок — чугун антифрикционный АСЧ-1 или АКЧ-2.

25. Фиксация втулок в неразъемных и фланцевых корпусах (по приложению к ГОСТ 11525—65)

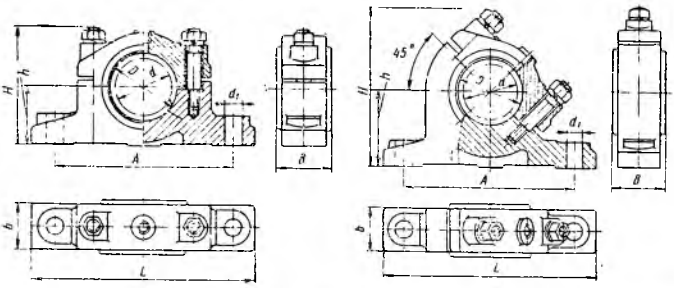


Размеры, мм

Диаметр вала d	Винт	l_1
10	M3×6	8
11		
12		
14	M4×8	10
16		
18		
20		
22		
25	M5×12	15
28		
30		
32		
36		
40		
45		
50	M6×15	19
55		
60		
70		
80		
90		
100	M8×20	24
110		
125		
130		
140		
150		
160	M10×25	30
180		

Примечание. Для $d = 10 \div 130$ мм $a = 1{,}0$ мм; для $d = 140 \div 180$ мм $a = 1{,}5$ мм.

26. Корпуса разъемные с двумя крепежными отверстиями

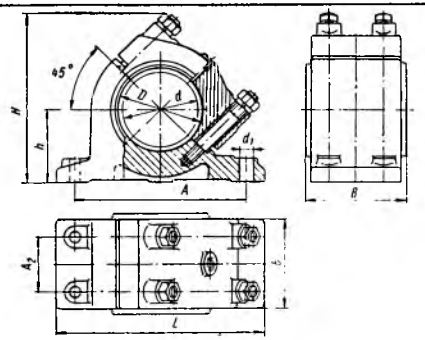


(горизонтальные по ГОСТ 11607—65) (наклонные по ГОСТ 11609—65)

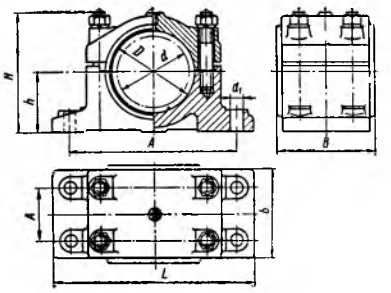
Размеры, мм

d	D	d_1	B	b	L	A	Для корпусов горизонтальных H	Для корпусов горизонтальных h	Для корпусов наклонных H	Для корпусов наклонных h	Шпильки
25	34										
28	36	11	26	22	140	115	67	32	102	50	M8×35
30	38								—	—	
32	40								123	60	
35	45	13	32	28	165	135	85	42	—	—	M10×45
36	45								123	60	
40	50		40	35	170	140	89	45	130	65	
45	55	17	45	40	175	145	94		135		M10×50
50	60		50		200	160	104	50	145	70	M12×55
55	65		55	45	210	170	115	55	158	75	M12×60
60	70		60	50	230	190	125	60	170	80	M16×65
65	75	22	65	55	240	200	135	65	—	—	
70	85		70	60	250	210	140	70	195	95	M16×70
75	90		75	65	260	220	145	75	—	—	
80	95	26	80	70	290	240	160	80	222	105	M20×80
90	105		90	80	300	250	170	85	233	110	M20×85
100	115		100	90	340	280	185	90	255	120	M24×95
110	125		110	100	350	290	190	95	265	125	M24×95
125	140		125	110	370	310	205	105	285	135	
130	145	32	130	115	380	320	210	110	—	—	M24×100
140	160		140	120	390	330	230	120	310	145	M24×110
150	170		150	130	400	340	245	125	—	—	
160	180		160	140	430	360	250	130	335	155	M24×120

27. Корпуса разъемные с четырьмя крепежными отверстиями



(горизонтальные по ГОСТ 11608—65)



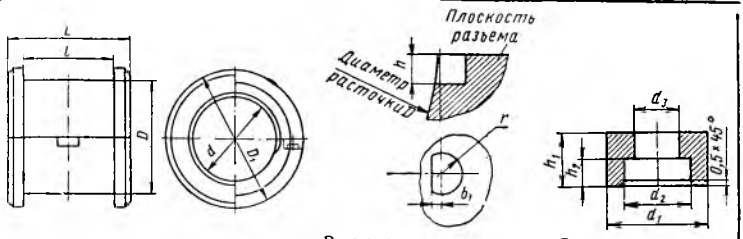
наклонные по ГОСТ 11610—65)

Размеры, мм

d	D	d_1	B	b	L	A	A_1	Для корпусов				Шпильки
								горизонтальных		наклонных		
								H	h	H	h	
50	60	13	65	60	200	160	30	102	50	144	70	М10×50
60	70	17	80	75	230	190	40	120	60	165	80	М12×60
70	85		95	90	250	210	45	135	70	190	95	М12×65
80	95	22	105	100	290	240	55	155	80	215	105	М16×75
90	105		120	115	300	250	70	165	85	228	110	М16×80
100	115		135	130	340	280	80	175	90	245	120	М16×85
110	125		150	140	350	290	85	180	95	254	125	
125	140	26	165	155	370	310	90	200	105	280	135	М20×95
140	160	32	190	170	390	330	100	230	120	308	145	М24×110
160	180		220	200	430	360	120	250	130	333	155	М24×120
180	200		250	220	480	400	140	260	140	360	170	
200	230		280	245	530	450	160	290	160	405	190	М30×130
220	250		300	265	560	480	180	300	170	430	205	

Примечания: 1. Материал основания и крышки — чугун марки СЧ 15-32. 2. Материал шпильки — сталь марки 45. 3. Допускаемые отклонения: D — по A_3, B — по C_3.

28. Вкладыши чугунные для разъемных корпусов



Выемка под закрепительную втулку

Закрепительная втулка

Размеры, мм

d	D	D_1	L_1	l	Выемка			Втулка				
					b_1	r	h	d_1	d_2	d_3	h_1	h_2
25	34	42	34	26	1,0	3,5	3,6	6,5	2,5	1,5	3,5	2,0
28	36	45										
30	38	48										
32	40	52										
35	45	55	42	32								
36				32								
40	50	60	50	40	1,8							
45	55	65	55	45								
50	60	70	60	50								
			75	65								
55	65	75	75	55								
60	70	80	70	60								
			90	80								
65	75	85	75	65								
70	85	95	80	70	2,5	5	4,2	9,5	4,0	2,5	5,0	3,0
			105	95								
75	90	100	85	75								
80	95	110	95	80								
			120	105								
90	105	120	105	90								
			135	120								
100	115	130	115	100								
			150	135								
110	125	140	125	110								
			165	150								
125	140	155	145	125								
			185	165								
130	145	160	150	130								
140	160	175	160	140	2,8	6	5,2	11,5	6,0	4,0	5,0	3,0
			210	190								
150	170	185	170	150								
160	180	200	180	160								
			240	220								
180	200	220	270	250	3,0	8	6,2	15,5	8,0	6,0	6,0	3,5
200	230	250	300	280								
220	250	270	330	300								

Примечания: 1. Материал вкладышей — чугун марок АЧС-1 или АЧК-2. 2. Закрепительные втулки из стали марки Ст3. 3. Допускаемые отклонения d и l — по A_3. 4. Допускаемые отклонения D — по $ПР1_{2а}$.

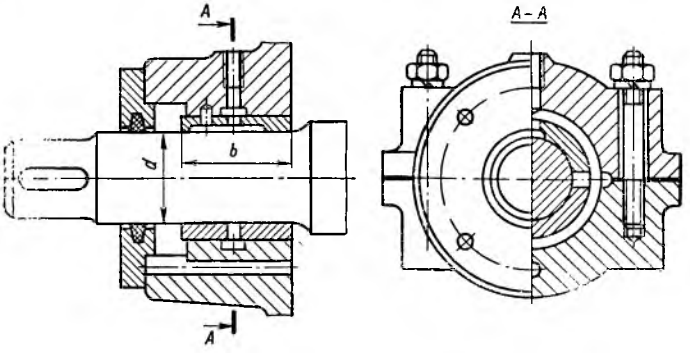


Рис. 15. Подшипник редуктора, воспринимающий радиальную нагрузку

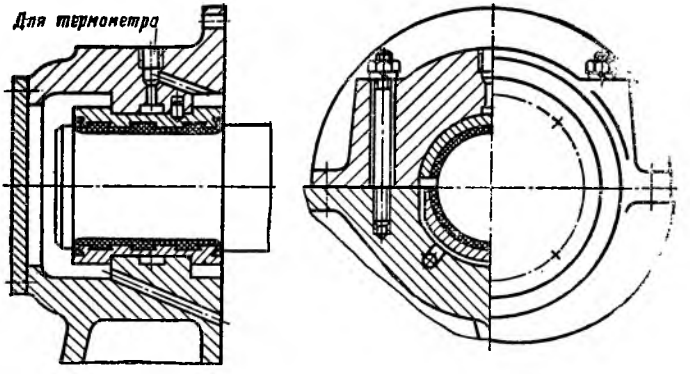


Рис. 16. Подшипник редуктора для восприятия нагрузок радиальной осевой переменного направления

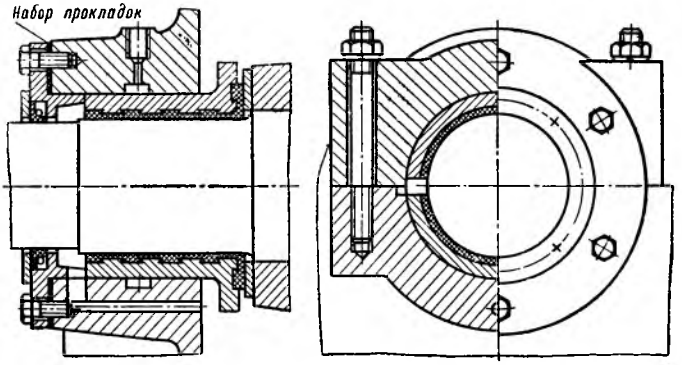


Рис. 17. Подшипник редуктора, предназначенный для комбинированной нагрузки (радиальной в сочетании со значительной осевой)

Втулки из полиамидных материалов (рис. 18). Втулки запрессовывают в посадочные гнезда с натягом h_D порядка (0,010—0,013) D, при этом внутренний диаметр уменьшается на величину $\Delta d \approx h_D \frac{D}{d}$. Для более надежного соединения втулки с гнездом и устранения проворачивания на внутреннюю поверхность гнезда наносят продольные и круговые канавки глубиной 0,5—1 мм на расстоянии 20—40 мм. Примерные соотношения размеров втулок: толщина стенки (0,04÷0,05) d (здесь и ниже меньшие значения приведены для втулок из смолы 68, бо́льшие — для втулок из капрона); внутренний диаметр (по диаметру вала) с учетом теплового зазора (0,003÷0,004) d и с учетом зазора для компенсации изменения размера от изменения влажности (0,001÷0,002) d. Обработка втулок — по 6-му классу шероховатости ($R_a = 2{,}5$ мкм). Расчет подшипников из полиамидных материалов см. в работе [10].

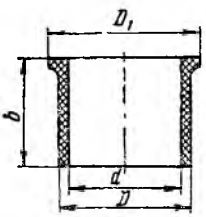


Рис. 18. Втулка из полиамидного материала

Упорные подшипники (*подпятники*). Простейшие упорные подшипники с плоскими рабочими поверхностями показаны на рис. 19 и 20. Их рассчитывают так же, как и радиальные опоры в условиях граничного трения, по среднему давлению:

$$p = \frac{P}{F},$$

где $F = \pi d^2/4$ для подшипника с плоской сплошной пятой и $F = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)$ для опоры с кольцевой пятой.

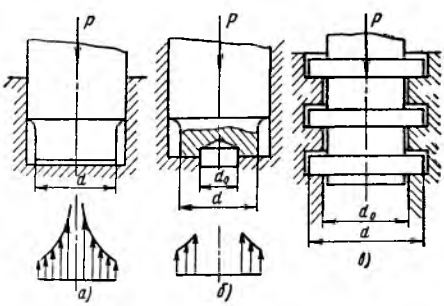


Рис. 19. Схемы упорных подшипников: *а* — со сплошной пятой; *б* — с кольцевой пятой; *в* — гребенчатый

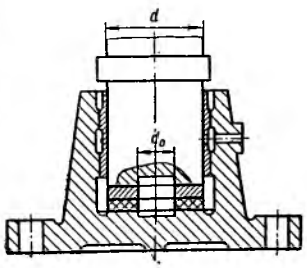


Рис. 20. Нижняя опора вертикального вала с податливой прокладкой, способствующей самоустановке

Проверяют также значение произведения pv, где $v = \omega R_{пр}$, здесь приведенный радиус $R_{пр} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2}$.

Для обеспечения жидкостного трения рабочую поверхность выполняют в виде отдельных секторов, скошенных под определенным углом или же применяют самоустанавливающиеся колодки.

Конструирование и расчет таких опор см. в работах [7, 17].

Гидродинамический расчет ПС

При вращении цапфы в подшипнике с непрерывной смазкой может быть реализован режим жидкостного трения, при котором несущая сила смазочного слоя должна уравновешивать внешнюю нагрузку, а толщина этого слоя должна обеспечивать разделение трущихся поверхностей; при определенной угловой скорости цапфа всплывает в смазочном слое, смещаясь в сторону вращения. Типичный вид эпюры давлений в слое смазки представлен на рис. 21: начало эпюры совпадает с местом ввода смазки (чаще всего его располагают в плоскости, перпендикулярной к вектору внешней нагрузки P). В общем случае начало несущей зоны отмечают углом φ_1, а конец — углом φ_2.

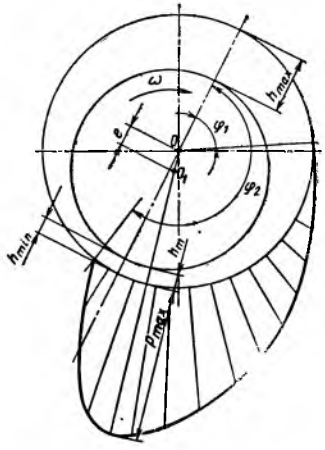


Рис. 21. Положение шипа в подшипнике при жидкостном трении и эпюра давлений

Наименьшую толщину смазочный слой имеет в сечении, проходящем по линии центров:

$$h_{\min} = \delta - e = \delta(1 - \chi), \quad (1)$$

где δ — радиальный зазор между цапфой и подшипником; e — расстояние между центрами шипа и подшипника; $\chi = e/\delta$ — относительный эксцентриситет.

Для обеспечения жидкостного трения необходимо, чтобы значение $h_{\min}$ было больше критического значения толщины слоя:

$$h_{\text{кр}} = R_{z_1} + R_{z_2} + y_0, \quad (2)$$

где R_{z_1} и R_{z_2} — значения шероховатости поверхностей шипа и подшипника (по ГОСТ 2789—73); y_0 — прогиб шипа в подшипнике.

Для вала на двух опорах с нагрузкой, расположенной между ними,

$$y_0 = 16 y_{\max} \frac{b}{L}, \quad (3)$$

где $y_{\max}$ — максимальный прогиб вала; b — ширина подшипника; L — расстояние между серединами опор.

В случае монтажа вала на самоустанавливающихся подшипниках

$$y_0 = 0.$$

Внешняя нагрузка (кгс), уравновешивающая несущую силу смазочного слоя,

$$P = \frac{\mu\omega bd}{\psi^2} C_P, \qquad (4)$$

где μ — динамическая вязкость, кгс·с/м²; ω—угловая скорость, рад/с; b — ширина подшипника, м; d — диаметр шипа, м; $\psi = \delta/r = \Delta/d$ — относительный зазор; C_P — безразмерный коэффициент несущей силы смазочного слоя, его значения даны в табл. 29.

29. Значения коэффициента C_P несущей силы смазочного слоя подшипника

Угол обхвата, град.	$\frac{b}{d}$	Значения C_P при относительном эксцентриситете χ									
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,90	0,95	0,975
180	0,5	0,21	0,32	0,49	0,82	1,10	1,52	2,43	4,26	10,7	25,6
	0,6	0,28	0,43	0,66	1,07	1,42	2,00	3,04	5,21	12,6	29,2
	0,8	0,44	0,65	0,97	1,54	1,96	2,75	4,05	6,72	15,4	34,0
	1,0	0,59	0,86	1,26	1,93	2,47	3,37	4,81	7,77	17,2	37,0
	1,2	0,72	1,03	1,49	2,25	2,84	3,79	5,36	8,53	18,4	39,0
	1,5	0,89	1,25	1,76	2,60	3,24	4,27	5,95	9,30	19,7	106,8
120	0,5	0,19	0,26	0,46	0,83	1,14	1,68	2,67	4,72	12,6	29,3
	0,6	0,24	0,36	0,59	0,98	1,42	2,05	3,21	5,56	13,6	32,7
	0,8	0,35	0,51	0,82	1,38	1,86	2,63	4,01	6,75	15,8	35,9
	1,0	0,44	0,63	0,99	1,64	2,18	3,04	4,54	7,51	17,2	33,1
	1,2	0,51	0,72	1,13	1,84	2,42	3,34	4,94	8,08	18,1	39,6
	1,5	0,58	0,83	1,27	2,04	2,66	3,67	5,33	8,62	19,1	110,0

Практически расчет подшипника выполняют как проверочный по заданной внешней нагрузке P и угловой скорости ω; размеры b и d назначают конструктивно в соответствии с размерами вала, а величину μ определяют в зависимости от марки масла (с последующим уточнением влияния температуры смазочного слоя). Из формулы (4) определяют значение коэффициента несущей силы, при котором должно выполняться условие жидкостного трения

$$C_P = \frac{P\psi^2}{bd\mu\omega} = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}, \qquad (5)$$

где p в кгс/м², μ в кгс·с/м², ω в рад/с.

Далее по табл. 29 при заданном или выбранном отношении b/d находят значение относительного эксцентриситета χ, вычисляют по формуле (1) h_{min} и сравнивают с $h_{кр}$.

Если $h_{min} > h_{кр}$, то режим жидкостного трения осуществляется. Последующее уточнение расчета связано с учетом трения и тепловыделения в процессе работы опорного узла.

Сопротивление смазочного слоя вращению шипа или сила трения

$$T = \frac{\mu\omega}{\psi} bdC_T, \qquad (6)$$

где μ, ω, ψ, b и d имеют тот же смысл, что и в формуле (4); $C_т$ — безразмерный коэффициент сопротивления вращению.

Условный коэффициент трения на основании формул (4) и (6)

$$f = \frac{T}{P} = \frac{C_T}{C_P}\psi. \tag{7}$$

При расчетах удобнее использовать значения отношения

$$\frac{f}{\psi} = \frac{C_T}{C_P},$$

приведенные в табл. 30.

30. Значения отношения коэффициента трения f к относительному зазору ψ (f/ψ)

Угол обхвата, град.	$\frac{b}{d}$	Значения f/ψ при относительном эксцентриситете χ									
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,90	0,95	0,975
180	0,5	16,6	11,6	8,18	5,59	4,54	3,55	2,67	1,88	1,09	0,67
	0,6	12,2	8,69	6,21	4,32	3,57	2,83	2,18	1,57	0,95	0,61
	0,8	7,97	5,79	4,25	3,08	2,64	2,12	1,68	1,27	0,81	0,54
	1,0	5,97	4,44	3,28	2,49	2,14	1,71	1,45	1,12	0,74	0,50
	1,2	4,98	3,70	2,84	2,17	1,89	1,60	1,32	1,04	0,70	0,48
	1,5	4,01	3,09	2,44	1,97	1,69	1,44	1,21	0,97	0,67	0,47
120	0,5	18,4	14,0	8,63	5,51	4,33	3,29	2,40	1,69	0,93	0,59
	0,6	14,1	10,1	6,79	4,68	3,52	2,73	2,03	1,46	0,88	0,53
	0,8	9,95	7,23	4,98	3,35	2,73	2,17	1,66	1,23	0,78	0,50
	1,0	7,98	5,87	4,12	2,86	2,35	1,90	1,49	1,12	0,72	0,47
	1,2	6,90	5,17	3,65	2,57	2,14	1,75	1,38	1,06	0,69	0,46
	1,5	6,01	4,52	3,25	2,33	1,96	1,60	1,30	1,00	0,67	0,45

С достаточной точностью можно вычислять это отношение по формуле Орлова

$$\frac{f}{\psi} = \frac{\pi}{C_P} + 0{,}55\left(\frac{d}{b}\right)^{1{,}5} \tag{8}$$

Если $d/b < 1$, то принимают отношение равным 1. Количество тепла (ккал/с), выделяющегося в подшипнике вследствие преодоления сопротивления вращению,

$$W_T = 0{,}00235 f P v. \tag{9}$$

При установившемся процессе температура подшипника остается постоянной, так как все выделяющееся в нем тепло отводится: от корпуса подшипника в окружающую среду ($W_п$), протекающей через подшипник смазкой ($W_м$) и непосредственно самим валом ($W_в$).

Значение $W_в$ обычно значительно меньше первых двух и его часто не учитывают. Тогда

$$W_т = W_п + W_м. \tag{10}$$

Тепло (ккал/с), отводимое от корпуса подшипника,

$$W_{\text{п}} = kF(t_{\text{м}} - t_{\text{в}}), \tag{11}$$

где k — коэффициент теплопередачи, ккал/м^2·ч·К; F — наружная поверхность подшипника, омываемая воздухом, м^2; $t_{\text{м}}$ — средняя температура смазочного слоя в подшипнике; $t_{\text{в}}$ — температура воздуха, омывающего подшипник.

Для подшипников без принудительного обдува $k = 8 \div 14$; с обдувом воздушной струей со скоростью v_0 $k = 14\sqrt{v_0}$.

Тепло (ккал/с), отводимое смазкой,

$$W_{\text{м}} = c\gamma Q(t_2 - t_1), \tag{12}$$

где c — удельная теплоемкость масла, ккал/кг·К; γ — удельный вес масла, кгс/дм^3 (для масел с кинематической вязкостью порядка 20—50 сСт при средней температуре 40—80° С произведение $c\gamma \approx \approx 0{,}42$ ккал/дм^3·К); t_1 и t_2 — соответственно температура масла, поступающего в подшипник и вытекающего из него; Q — объем масла, проходящего через подшипник, дм^3/с;

$$Q = 0{,}5\psi\omega b d^2 q, \tag{13}$$

здесь ψ, ω, b, d имеют тот же смысл, что и в формулах (4), (5), но b и d выражены в дм; $q = q_1 + q_2 + q_3$ — полный коэффициент расхода смазки.

Коэффициенты q_1 и q_2 учитывают расход смазки через торцы нагруженной и ненагруженной зон; q_3 — дополнительную утечку смазки при наличии канавок. Значения q_1 приведены в табл. 31.

Коэффициент q_2 определяют по формуле

$$q_2 = \beta\left(\frac{d}{b}\right)^2 \frac{p_{\text{м}}}{p} C_P, \tag{14}$$

31. Значения коэффициента торцового истечения смазки q_1

Угол обхвата, град.	$\frac{b}{d}$	Значения q_1 при относительном эксцентриситете χ									
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,90	0,95	0,975
180	0,5	0,135	0,166	0,194	0,217	0,22	0,22	0,22	0,21	0,18	0,14
	0,6	0,13	0,16	0,18	0,20	0,20	0,20	0,20	0,18	0,15	0,12
	0,8	0,12	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17	0,16	0,15	0,12	0,10
	1,0	0,10	0,12	0,14	0,14	0,14	0,14	0 13	0,12	0,10	0,08
	1,2	0,09	0,11	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,10	0,08	0,06
	1,5	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,08	0,06	0,05
120	0,5	0,09	0,10	0,11	0,12	0,12	0,12	0,11	0,10	0,09	0,06
	0,6	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,07	0,05
	0,8	0,07	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06	0,04	0,03
	1,0	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,03
	1,2	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03
	1,5	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03	0,02

где β — коэффициент, значения которого приведены в табл. 32; $p_м$ — давление масла на входе в подшипник; p — среднее давление в подшипнике.

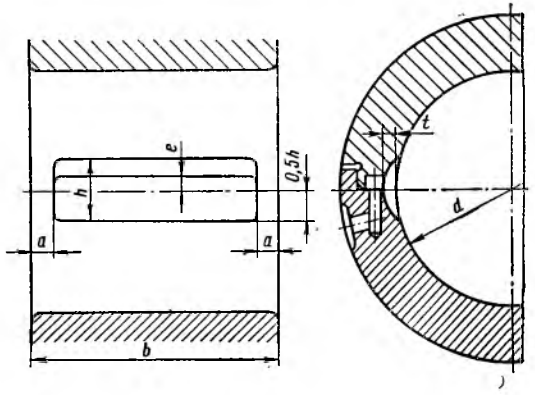


Рис. 22. Схема вкладыша со смазочными канавками:

соотношение размеров: $a = (0{,}06 \div 0{,}10)\ b$; $h = (0{,}20 \div 0{,}25)\ d$; $e = (0{,}3 \div 0{,}4)\ h$; $t = (0{,}08 \div 0{,}10)\ b$

Коэффициент q_3 зависит от числа и расположения смазочных канавок; для конструкции вкладыша, показанной на рис. 22, с двумя канавками, расположенными в плоскости разъема.

$$q_3 = \vartheta \left(\frac{d}{b}\right)^2 \frac{h}{d} \left(\frac{b}{a} - 2\right) \frac{p_м}{p}, \qquad (15)$$

где ϑ — коэффициент, значения которого приведены в табл. 32.

32. Значения коэффициен ов β и ϑ

Подшипник	Коэффициенты	Относительный эксцентриситет χ									
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	0,975
С углом обхвата 180°	β	0,23	0,27	0,32	0,38	0,42	0,45	0,49	0,54	0,58	0,61
С углом обхвата 120°		0,28	0,33	0,38	0,44	0,47	0,50	0,54	0,57	0,61	0,63
С двумя продольными канавками	ϑ	0,11	0,11	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,12	0,11	0,10

Порядок гидродинамического расчета. При проектировании опор валов размеры d и b подшипника выбирают конструктивно на основании опытных данных и в соответствии с результатами расчета вала.

Нагрузка на опору P, угловая скорость вала ω задаются в качестве исходных параметров.

Относительный зазор определяется выбранной посадкой шипа в подшипнике. Средние значения ψ для редукторов общего назначения $\sim$0,001—0,002; для подшипников с большой нагрузкой при относительно малой скорости скольжения принимают ψ примерно в 2 раза меньше, а для легконагруженных быстроходных валов $\psi \approx 0{,}003 \div 0{,}005$.

Динамическая вязкость масла μ зависит от марки масла и рабочей температуры смазочного слоя. В справочных таблицах приведены значе-

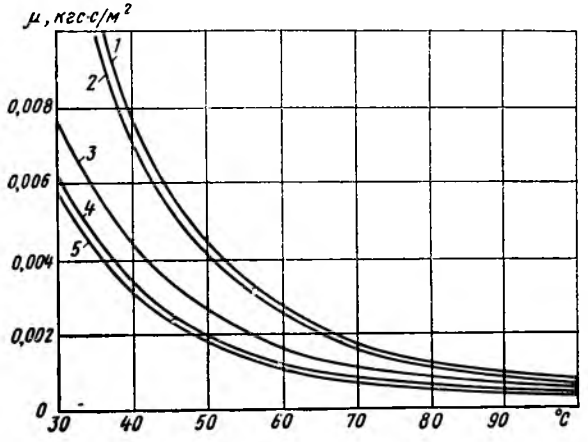


Рис. 23. Зависимость динамической вязкости жидких масел от температуры:

1 — турбинного 46; *2* — индустриального 45; *3* — индустриального 30; *4* — турбинного 22; *5* — индустриального 20

ния кинематической вязкости ν в сСт (см. гл. 15). Кинематическая вязкость связана с динамической (кгс·с/м^2) формулой

$$\mu \approx \nu\gamma \cdot 10^{-4}, \qquad (16)$$

где γ — удельный вес масла (для минеральных масел типа индустриальных $\gamma \approx 0{,}9$ кгс/дм^3).

С повышением температуры вязкость быстро уменьшается (рис. 23).

Так как в начале расчета температура масла в рабочей зоне t неизвестна, то ею предварительно задаются в интервале 50—60° С; температуру масла на входе в подшипник (t_1) рекомендуется поддерживать около 40° С; разность температур на выходе и входе $\Delta t = t_2 - t_1 \approx$ $\approx$ 10—20° С.

Способ подвода смазки подшипникам зависит от общей системы: в редукторах с картерной ванной, в которую частично погружены зубчатые колеса, подшипники смазываются благодаря разбрызгиванию; в машинах, имеющих систему циркуляционной смазки, подшипники включаются в эту систему. Для отдельно стоящих подшипников, если

$\sqrt{pv^3} < 50$, допустима кольцевая смазка; если $\sqrt{pv^3} \approx 50 \div 100$, то смазка осуществляется кольцами или закрепленными на валу дисками и применяется искусственное охлаждение масла в резервуаре или обдув подшипника; если $\sqrt{pv^3} > 100$, то необходима циркуляционная смазка под давлением (p — среднее давление, кгс/см^2, v — скорость скольжения, м/с).

Пример. Нагрузка на подшипник $P = 2200$ кгс, частота вращения $n = 500$ об/мин, диаметр шипа $d = 150$ мм, ширина вкладыша $b = 150$ мм, расстояние между опорами $L = 750$ мм, максимальный прогиб вала $y_{max} = 0{,}05$ мм.

Расчет начинают с определения среднего давления:

$$p = \frac{P}{bd} = \frac{2200}{15 \cdot 15} = 9{,}8 \text{ кгс/см}^2 = 9{,}8 \cdot 10^4 \text{ кгс/м}^2;$$

затем вычисляют скорость скольжения

$$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 150 \cdot 500}{60 \cdot 1000} = 3{,}93 \text{ м/с};$$

угловую скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 500}{30} = 52{,}3 \text{ рад/с}.$$

Для выбора системы смазки определяют значение $\sqrt{pv^3} = \sqrt{9{,}8 \cdot 3{,}93^3} = 25$; следовательно, допустима кольцевая смазка. Одна из типичных конструкций подшипника показана на рис. 24, где представлена также схема расположения кольца и даны его примерные размеры: для подшипников с $d = 20 \div 120$ мм $D \approx (2 \div 1{,}5)\, d$; $h = (6 \div 15)$ мм; $H = h + (2 \div 3)$ мм; $S = (2 \div 5)$ мм; $t = (0{,}25 \div 0{,}15)\, D$ (первое значение указанных размеров относится к валу меньшего диаметра).

Далее выбирают стандартную посадку с таким расчетом, чтобы относительный зазор ψ лежал в интервале 0,001—0,002. Этому условию соответствует посадка $\frac{A}{Ш}$, для которой размеры сопрягаемых деталей с допускаемыми отклонениями: отверстия $\varnothing\, 150^{+0{,}040}$; вала $\varnothing\, 150^{-0{,}150}_{-0{,}210}$; наибольший зазор $s_{max} = 0{,}040 - (-0{,}210) = 0{,}250$ мм; наименьший зазор $s_{min} = 0{,}150$ мм.

Соответствующие значения относительного зазора

$$\psi_{max} = \frac{s_{max}}{d} = \frac{0{,}250}{150} = 0{,}00167;$$

$$\psi_{min} = \frac{s_{min}}{d} = \frac{0{,}150}{150} = 0{,}001.$$

При шероховатости рабочих поверхностей по 8-му классу

$$R_z = 2{,}5 \text{ мкм} = 2{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Прогиб шипа в подшипнике по формуле (3)

$$y_0 = 1{,}6 \frac{b}{L} y_{max} = 1{,}6 \frac{150}{750} 0{,}05 = 0{,}016 \text{ мм}.$$

Критическая толщина смазочного слоя

$$h_{кр} = R_{z_1} + R_{z_2} + y_0 = 2{,}5 + 2{,}5 + 16 = 21 \text{ мкм}.$$

Выбрав марку масла, например индустриальное 45 с кинематической вязкостью при 50° С $\nu_{50} = 45$ сСт, находят динамическую вязкость при той же температуре по формуле (16) или по рис. 23: $\mu_{50} = 0{,}004$ кгс·с/м^2. Истинную вязкость при рабочей температуре определяют на основе теплового баланса, однако величины, входящие в уравнение (10), тоже зависят от температуры. Подобные задачи решают методом последовательных приближений.

В подшипниках с кольцевой смазкой все выделяющееся тепло отводится маслом, поступающим в рабочую зону; такое же количество тепла должно передаваться от корпуса в окружающую среду, поэтому условие теплового баланса примет вид

$$W_т = W_м = W_п. \qquad (17)$$

Для определения температуры масла, при которой это уравнение справедливо, выполняют серию расчетов для ряда значений температуры смазочного слоя через определенные интервалы порядка 5° С. Результаты расчета рассматриваемого подшипника при минимальном зазоре представлены в табл. 33.

33. Результаты расчета подшипника при $S_{min} = 150$ мкм, $\psi_{min} = 0{,}001$

Определяемые величины	Результаты вычислений			
Средняя температура смазки $t_с$, °С	50	55	60	65
Динамическая вязкость по формуле (16), кгс·с/м²	0,004	0,0032	0,0025	0,002
Коэффициент нагрузки C_p по формуле (5)	0,47	0,58	0,75	0,93
Относительный эксцентриситет χ по табл. 29 (подшипник с углом охвата 180°)	0,35	0,40	0,46	0,52
Минимальная толщина слоя h_{min} по формуле (1), мкм	49	45	40	36
Отношение h_{min} $h_{кр}$	2,33	2,14	1,9	1,7
Характеристика трения f/ψ по табл. 30	7,25	5,97	5,10	4,2
Коэффициент трения $f = \left(\frac{f}{\psi}\right)\psi$	0,007	0,006	0,005	0,004
Количество тепла $W_т$ по формуле (9), ккал/с	0,141	0,121	0,101	0,080
Коэффициенты расхода смазки:				
q_1 по табл. 31	0,094	0,102	0,112	0,120
β по табл. 32	0,210	0,227	0,250	0,280
q_2 по формуле (14)	0,011	0,013	0,019	0,027
$q = q_1 + q_2$	0,105	0,115	0,131	0,146
Расход смазки Q по формуле (13), дм³/с	0,009	0,010	0,012	0,013
Перепад температур $\Delta t = t_2 - t_1 =$ $= \frac{W_т}{c\gamma Q}$ (при $c\gamma = 0{,}41$ ккал/дм³·К)	35	30	20	14
Температура масла $t_м = t_с - 0{,}5\Delta t$	33	40	50	58
Количество тепла, отводимого от подшипника в окружающую среду, ккал/с, $W_п =$ $= \frac{kF\,(t_м - t_в)}{3600}$, где $k = 14$ ккал/м²·ч·К, $F \approx 0{,}54$ м² (определяется приближенно по чертежу), $t_в = 20°$ С	0,03	0,04	0,06	0,08

Из анализа табл. 33 следует, что уравнение теплового баланса удовлетворяется при средней температуре смазки $t_с = 65°$ С; при этой температуре $W_т = W_м = 0{,}08$ ккал/с, относительный эксцентриситет $\chi = 0{,}52$, и минимальная толщина смазочного слоя $h_{min} = 36$ мкм; запас надежности (в смысле обеспечения жидкостного трения) $h_{min}: h_{кр} = 1{,}7$ достаточный.

При расчете такого же подшипника при максимальном зазоре $s = 250$ мкм получаем: $t_с = 62°$ С, $\chi = 0{,}73$, $h_{min} = 34$ мкм, $h_{min}: h_{кр} \approx 1{,}6$, что тоже вполне достаточно.

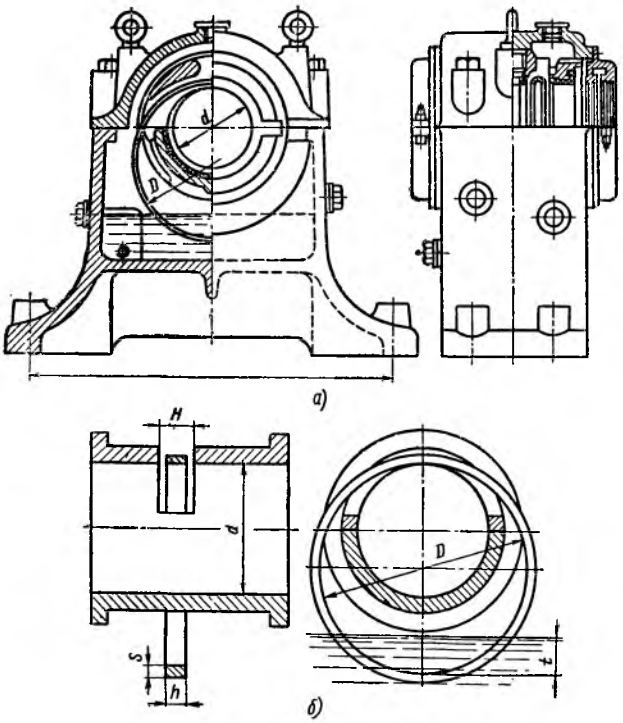


Рис. 24. Конструкция подшипника с кольцевой смазкой:
а — корпус; *б* — вкладыш с кольцом

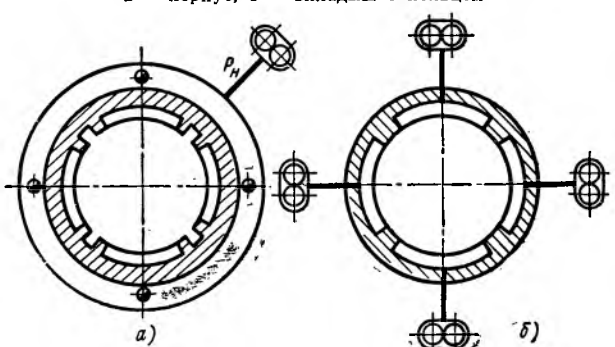


Рис. 25. Радиальные подшипники с гидростатической смазкой:
а — с подачей масла от одного насоса; *б* — с подачей масла от отдельного насоса в каждый карман

Гидростатические опоры скольжения. В опорах, несущих значительную нагрузку при сравнительно малой скорости скольжения, жидкостный режим трения обеспечивается подачей смазки под давлением. Необходимая величина давления определяется из условия всплывания вала при пуске, начиная от нулевой скорости, и поддержания его в таком состоянии при полной нагрузке. Нагнетаемая насосом смазка разделяет поверхности цапфы и подшипника и обеспечивает длительную работу практически без износа. Одна из конструкций гидростатических

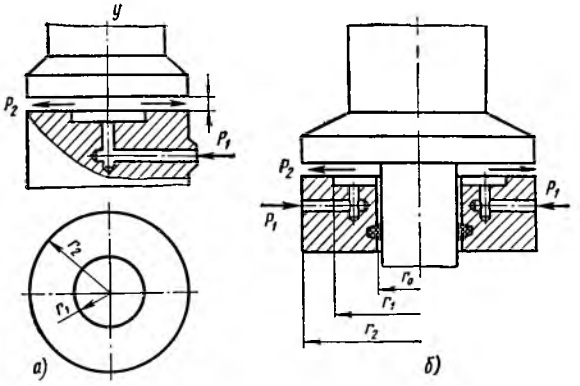


Рис. 26. Схемы гидростатических упорных подшипников:
а — с центральной камерой; *б* — с кольцевой камерой

радиальных подшипников представлена на рис. 25; принципиальные схемы упорных подшипников (подпятников) — на рис. 26.

Конструирование и расчет гидростатических опор см. в работах [2, 7, 13].

Подшипники быстроходных валов, несущие малую нагрузку, например опоры шлифовальных шпинделей, выполняют с газовой смазкой; конструкции и расчет таких опор приведены в работе [18].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.** Подшипники качения. Справочник. М., «Машиностроение», 1974, 574 с.

2. **Исследование** гидростатических подшипников. Сборник статей. Под ред. Г. С. Скубачевского. М., «Машиностроение», 1972.

3. **Коднир Д. С.,** Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М., «Машиностроение», 1975, 304 с.

4. **Коровчинский М. В.** Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., Машгиз, 1959, 404 с.

5. **Мошков А. Д.** Пористые антифрикционные материалы. М., «Машиностроение», 1968, 207 с.

6. **Опоры** осей, валов машин и приборов. Л., «Машиностроение», 1970, 519 с. Авт.: Н. А. Спицын, М. М. Машнев, Е. Я. Красновский, А. С. Саверский, Е. А. Панфилов, В. А. Лейман.

7. **Орлов П. И.** Основы конструирования. В 2-х т. Т. 2. М., «Машиностроение», 1972, с. 307—416.

8. **Подшипники** качения. Каталог-справочник. М., изд. НИИНавтопрома, 1972, 469 с.
9. **Подшипники** качения. Справочное пособие. Под ред. Н. А. Спицына и А. И. Спришевского. М., Машгиз, 1961, 828 с.
10. **Раевский А. Н.** Полиамидные подшипники. М., «Машиностроение», 1967, 139 с.
11. **Расчет** и выбор подшипников качения. М., «Машиностроение», 1974, 56 с. Авт.: Н. А. Спицын, Б. А. Яхин, В. Н. Перегудов, И. М. Забулонов.
12. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М., «Машиностроение», 1974, 655 с.
13. **Решетов Д. Н.** Работоспособность и надежность деталей машин. М., «Высшая школа», 1974, 206 с.
14. **Соколов Ю. Н.** Шпиндельные опоры жидкостного трения. — В кн.: Детали и механизмы станков. Под ред. Д. Н. Решетова. М., «Машиностроение», 1972, с. 91—191.
15. **Справочник** по пластмассам. В 2-х т. Под ред. В. М. Катаева, В. А. Попова, Б. И. Сажина. М., «Химия», 1975, т. 1, 447 с., т. 2, 566 с.
16. **Спришевский А. И.** Подшипники качения. М., «Машиностроение», 1969, 632 с.
17. **Чернавский С. А.** Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963, 243 с.
18. **Шейнберг С. А., Жедь В. П., Шишеев М. Д.** Опоры скольжения с газовой смазкой. М., «Машиностроение», 1969, 334 с.
19. **Tedric A.** Harris. Rolling Bearing Analysis. John Wiley Sons, Jnc., New York—London—Sydney, 1966, 481 p.

Глава 10

МУФТЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Муфты служат для соединения валов или вала с сидящей на нем деталью. По функциональному признаку и назначению различают следующие типы муфт.

1. Постоянные соединительные (нерасцепляемые) муфты:

жесткие некомпенсирующие (глухие) — для соединения строго соосно расположенных валов (втулочные, поперечно- и продольно-свертные);

жесткие компенсирующие — допускают небольшие отклонения взаимного расположения валов из-за неточности изготовления и монтажа (зубчатые и цепные муфты);

жесткие подвижные — благодаря подвижности в кинематических парах допускают значительные смещения валов или подвижность их во время работы в продольном (раздвижные муфты), поперечном (плавающие муфты) направлениях, относительные повороты геометрических осей валов (шарнирные муфты), а также различные сочетания этих смещений;

упругие — имеют деформируемые детали с малым (упругие муфты) или с большим (упруго-демпфирующие муфты) рассеиванием энергии, ослабляют толчки и вибрации при пуске и работе машины.

2. Управляемые (сцепные) муфты — позволяют соединять и разъединять валы между собой или с сидящими на них деталями: при остановке и медленном вращении (кулачковые и зубчатые муфты), на холостом ходу (зубчатые муфты с синхронизаторами), на ходу под рабочей нагрузкой (фрикционные и другие муфты).

3. Самодействующие сцепные муфты — автоматически соединяют и разобщают валы при изменении направления вращения (муфты обгона или свободного хода), при достижении определенной угловой скорости (центробежные муфты) или в зависимости от пройденного пути (однооборотные муфты).

4. Муфты скольжения — передают вращающий момент только при отставании ведомого вала от ведущего (при скольжении), обеспечивают плавный разгон машины и облегчают работу двигателя при пуске (пусковые гидродинамические и электроиндукционные асинхронные муфты); позволяют изменять угловую скорость ведомого вала за счет скольжения (порошковые электромагнитные и электроиндукционные асинхронные муфты).

5. Предохранительные муфты — защищают машину от поломок при перегрузках (муфты предельного момента) или при превышении допустимой скорости вращения (центробежные предохранительные муфты).

Важнейшими характеристиками первой группы муфт являются их компенсирующая способность и упругие свойства.

Компенсирующая способность. Несоосность соединяемых валов характеризуется линейным поперечным Δ и угловым δ относительными смещениями геометрических осей валов. Допускаемые значения смещений при разных условиях монтажа даны в табл. 1.

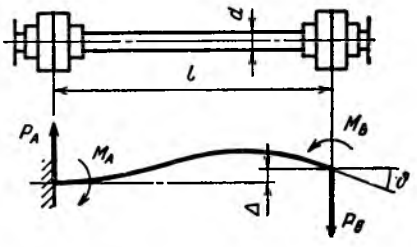


Рис. 1. Расчетная схема деформации промежуточного вала в одной плоскости

Для соединения далеко отстоящих один от другого валов жесткими некомпенсирующими муфтами нередко применяют промежуточный вал малой жесткости. Худший случай, когда смещения Δ и δ лежат в одной плоскости, показан на рис. 1. Эти смещения вызывают добавочные напряжения изгиба (кгс/см²) [1]:

$$\sigma_{max} = \left(3\frac{\Delta}{l} + 2\delta\right)\frac{dE}{l}.$$

Поперечная сила (кгс), действующая на каждую муфту,

$$P_B = -P_A = \left(12 + \frac{\Delta}{l} + 6\delta\right)\frac{JE}{l^2}.$$

Опрокидывающий момент (кгс·см), действующий на муфту, расположенную в месте измерения смещения Δ,

$$M_B = \left(6\frac{\Delta}{l} + 4\delta\right)\frac{JE}{l}.$$

Момент (кгс·см), действующий на другую муфту,

$$M_A = \left(6\frac{\Delta}{l} + 2\delta\right)\frac{JE}{l}.$$

1. Наибольшие допускаемые поперечные смещения Δ и перекосы δ осей валов при монтаже машины (по МН 5023—63)

Способы установки соединяемых механизмов	Δ, мм	δ		A
		мм на 1 м	мин и ϕ	для зубчатых муфт не менее, мм
На одной плите или станине	0,25	0,3	1′ 02″	40 *
На одном фундаменте	0,5	0,5	1′ 43″	60
На разных фундаментах	0,7	0,7	2′ 25″	84

* Подсчитаны для случая смещений в одной плоскости и $\psi_{max} = 30'$

В формулах: E — модуль упругости материала вала; $J = 0{,}05d^4$ — осевой момент инерции сечения вала; δ — угловое смещение, рад.

Пример 1. $l = 1000$ мм; $d = 40$ мм; $\Delta = 0{,}5$ мм; $\delta = 0{,}0005$ рад (0,5 мм на 1 м длины вала):

$$\sigma_{max} = \left(3\,\frac{0{,}05}{100} + 2 \cdot 0{,}0005\right)\frac{4 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{100} = 210 \text{ кгс/см}^2;$$

$$P_B = -P_A = 24 \text{ кгс}; \quad M_B = 1350 \text{ кгс·см}; \quad M_A = 1080 \text{ кгс·см}.$$

При использовании *зубчатых муфт* (рис. 2) смещения Δ и δ в одной плоскости связаны зависимостями (Δ измеряют в середине муфты)

$$\frac{\Delta}{A} + \frac{\delta}{2} \leqslant \psi_{max} \text{ и } \Delta_{max} = A\left(\psi_{max} - \frac{\delta}{2}\right),$$

а при измерении Δ в середине венца одной из зубчатых втулок

$$\frac{\Delta}{A} + \delta \leqslant \psi_{max} \text{ и } \Delta_{max} = A\,(\psi_{max} - \delta),$$

где δ—угловое смещение, рад; ψ_{max} — наибольшие допускаемые перекосы в зубчатых парах муфты, рад; A — расстояние между серединами венцов зубчатых втулок, мм.

Допускаемые значения смещений даны в табл. 1.

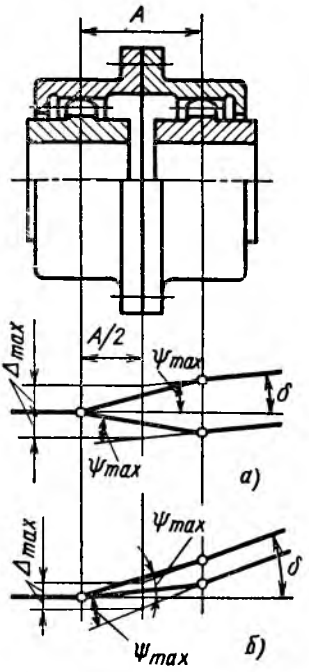


Рис. 2. Расчетная схема смещений Δ и δ, допускаемых зубчатой муфтой в одной плоскости: *а* — при $\delta < \psi_{max}$; *б* — при $\delta > \psi_{max}$

Упругие свойства муфт и выбор типа муфты. Упругие муфты имеют деформируемые элементы в виде стальных пружин разного исполнения или резиновых деталей. Муфты характеризуются: а) *жесткостью* $c = \frac{dM}{d\varphi}$, постоянной у линейных муфт, переменной у нелинейных (рис. 3, *а*); последняя обеспечивает лучшее смягчение резких изменений нагрузки и препятствует появлению резонансных крутильных колебаний; б) *энергоемкостью*, равной механической работе, затрачиваемой при закручивании муфты на полный угол φ_{max} (бóльшая энергоемкость способствует лучшему смягчению толчков крутящего момента за счет аккумулирования энергии и замедляет развитие колебательных процессов); в) *коэффициентом относительного рассеивания энергии* $\psi = \frac{2A_д}{A_у}$ (рис. 3, *б*) за счет внутреннего трения в неметаллических упру-

*

гих элементах и внешнего трения между деталями муфты; значение ψ определяют как отношение площадей вертикально и горизонтально заштрихованных участков на рис. 3, *б*.

Для установившегося движения при *циклически изменяющемся вращающем моменте* в качестве расчетной схемы обычно принимают двухмассовую систему (рис. 4) с приведенными к муфте моментами инерции масс J_1 и J_2. Если на одну из кинематических цепей, например J_1,

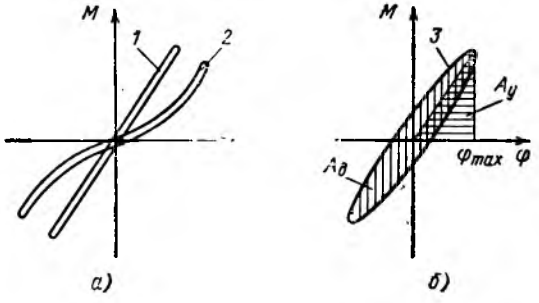


Рис. 3. Характеристики упругих муфт:

1 — линейной; *2* — нелинейной; *3* — с большим рассеиванием энергии

действует приведенный к муфте момент $M_1 = M'_1 + M''_1 \sin \omega t$, а на другую M_2, то муфта будет передавать момент

$$M_0 = M'_1 + M''_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \mu,$$

где $\mu = \sqrt{\dfrac{1 + \left(\dfrac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1 - \dfrac{\omega^2}{p^2}\right) + \left(\dfrac{\psi}{2\pi}\right)^2}}$ — резонансный фактор или коэффициент динамичности; ω — круговая частота возмущающего момента; $p = \sqrt{c\left(\dfrac{1}{J_1} + \dfrac{1}{J_2}\right)}$ — круговая частота собственных колебаний системы.

Характер изменения коэффициента динамичности μ показан на рис. 5.

В *дорезонансной зоне* $\omega < p$ и $\mu > 1$. Малые значения μ получаются при малой угловой скорости ω и высокой жесткости муфты c.

В *зоне резонанса* $\omega \approx p$ и $\mu \approx \dfrac{2\pi}{\psi}$. При $\psi \to 0$ $\mu \to \infty$; при сравнительно большом $\psi = 0{,}8$ $\mu \approx 8$. Поэтому работа в зоне резонанса, например при большом диапазоне скоростей, допускается лишь при малых колебаниях момента и достаточно большом J_1 (часто применяют маховик). Муфта при этом должна иметь большой коэффициент ψ (обычно $\psi = 0{,}3 \div 0{,}8$).

В *зарезонансной зоне* желательно работать в наиболее выгодной области с $\omega > \sqrt{2}p$ и $\mu < 1$. При $\psi \to 0$ $\mu \approx \dfrac{1}{\left(\dfrac{\omega}{p}\right)^2 - 1}$. Для этого выбирают муфту с малой жесткостью c, чтобы снизить p, и с малым коэффициентом ψ, чтобы уменьшить μ. Работу в зарезонансной зоне можно обеспечить при сравнительно большой угловой скорости. При этом

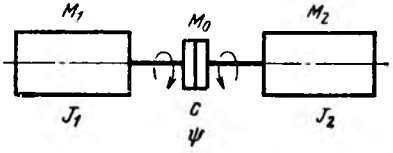


Рис. 4. Расчетная схема двухмассовой системы с соединительной муфтой

стремятся к быстрому прохождению зоны резонанса при разгоне с тем, чтобы не успели развиться опасные резонансные колебания.

Учет инерционных нагрузок при неустановившемся режиме [2]. Принята расчетная схема, изображенная на рис. 4, но с абсолютно жесткими кинематическими цепями, включая муфту, и циклически не-

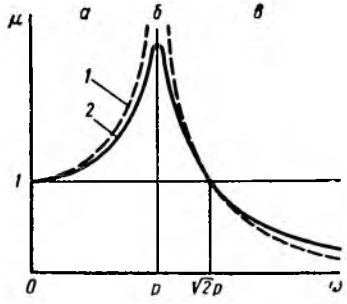


Рис. 5. Резонансные характеристики упругих муфт:
а — дорезонансная зона; *б* — зона резонанса; *в*—зарезонансная зона; *1* — муфта с малым рассеиванием энергии ($\psi \approx 0$); *2*—муфта с большим рассеиванием энергии ($\psi > 0$)

изменяемыми моментами $M_1 = M_д - M_{c1}$ и $M_2 = M_{c2}$, где $M_д$— приведенный к муфте движущий момент; M_{c1} и M_{c2}— приведенные к муфте моменты сопротивления вращению соответствующих кинематических цепей.

Коэффициент повышения передаваемого муфтой момента M_o против $M_{он}$, подсчитанного по номинальному моменту электродвигателя,

$$k_o = \frac{M_o}{M_{он}} = \frac{k_и (k_д - k_{c1}) + k_{c2}}{k_и + 1},$$

где

$$k_и = \frac{J_2}{J_1}; \quad k_д = \frac{M_д}{M_{эн}}; \quad k_{c1} = \frac{M_{c1}}{M_{эн}}; \quad k_{c2} = \frac{M_{c2}}{M_{эн}};$$

$M_{эн}$ — номинальный момент электродвигателя, приведенный к муфте.

По формуле для k_0 производят оценочные расчеты для пускового, тормозного и перегрузочного режимов.

Пример 2. Определить k_0 для предельного момента предохранительной муфты со срезными штифтами, обеспечив несрабатывание ее на пусковом режиме и срабатывание в начале четырехкратной перегрузки машины без остановки электродвигателя. Задано: $k_и = 1$; $k_{c1} \approx 0$; $k_{c2} = 1$ (при пуске и работе под полной нагрузкой); $k_{c2\,max} = 4$ (при четырехкратной перегрузке машины); $k_д = 1$ (при номинальном моменте электродвигателя); $k_{д\,max} = 2$ (кратность максимального момента электродвигателя).

Пусковой режим:

$$k_0 = \frac{k_и k_{д\,max} + k_{c2}}{k_и + 1} = \frac{1 \cdot 2 + 1}{1 + 1} = 1{,}5.$$

Начало перегрузки:

$$k_0 = \frac{k_и k_д + k_{c2\,max}}{k_и + 1} = \frac{1 \cdot 1 + 4}{1 + 1} = 2{,}5.$$

После снижения угловой скорости и повышения момента электродвигателя до максимального

$$k_0 = \frac{k_и k_{д\,max} + k_{c2\,max}}{k_и + 1} = \frac{1 \cdot 2 + 4}{1 + 1} = 3{,}0.$$

Принимаем $k_0 = 2{,}5$.

Размеры муфты часто выбирают по заданным диаметрам концов валов электродвигателя, редуктора и т. д. После этого муфту проверяют по передаваемому моменту.

При отсутствии достоверных исходных данных расчетный момент $M_{кр}$ определяется по номинальному моменту $M_{он}$:

$$M_{кр} = kM_{он},$$

где k — коэффициент запаса, выбираемый на основании опыта эксплуатации машин различных типов (табл. 2).

2. Ориентировочные значения коэффициента запаса k при определении $M_{кр}$ по номинальному моменту $M_{он}$

Приводимая машина	k
Динамомашины	1—1,75
Металлорежущие станки с вращательным главным движением; ленточные и цепные транспортеры; центробежные насосы; компрессоры и воздуходувки	1,25—2
Металлорежущие станки с возвратно-поступательным главным движением; деревообрабатывающие станки	1,5—2,5
Поршневые насосы и компрессоры	1,75—3
Молоты; прессы; подъемные краны и элеваторы	2,5—4

Примечание. Значения k даны для случая привода машины от электродвигателя или турбины. Если применен поршневой двигатель внутреннего сгорания, то табличные значения дополнительно умножают на 1,25—1,5; меньшие значения при четырехтактных многоцилиндровых двигателях, бо́льшие при двухтактных с малым числом цилиндров

При более точных расчетах $M_{кр}$ определяют по $M_о$, найденному с учетом нагрузок от крутильных колебаний при установившемся движении и от инерционных явлений при неустановившемся движении (стр. 452—454). Тогда

$$M_{кр} = kM_о,$$

где $k = 1$ или $1 \div 1{,}5$ при наличии неучтенных факторов (переменный режим, толчки).

ПРИМЕНЕНИЕ МУФТ

1. Нерасцепляемые или постоянные соединительные муфты. *Жесткие некомпенсирующие* (глухие) муфты (табл. 3, 4 и 5) применяют при строго соосном расположении соединяемых валов или при малой изгибной жесткости одного из них. Муфты

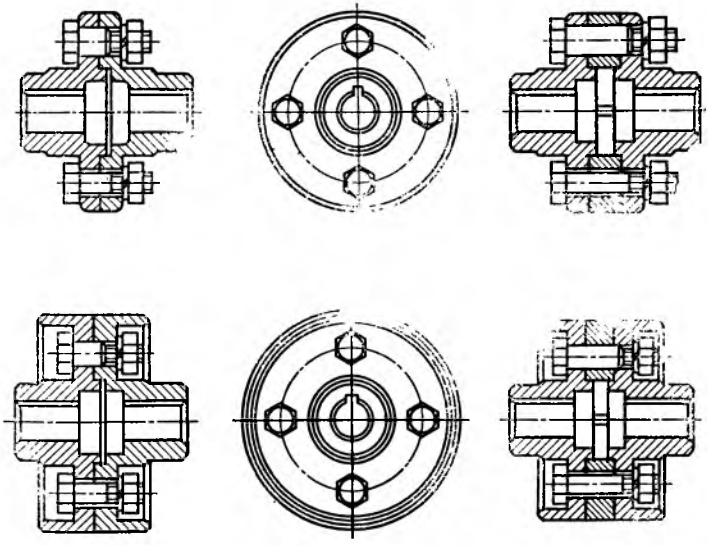


Рис. 6. Примеры исполнений фланцевых муфт

(табл. 3 и 4) имеют малый диаметр, простую конструкцию, но неудобны при монтаже. Муфты, размеры которых даны в табл. 5, особенно с промежуточными полукольцами, облегчают монтаж, так как не требуют больших осевых перемещений соединяемых валов. Примеры конструкций фланцевых муфт по нормалям МН 2726—61 — 2729—61 приведены на рис. 6.

Жесткие компенсирующие муфты применяют в основном в тяжелом машиностроении. В табл. 6 приведены данные для 10 типоразмеров муфт по ГОСТ 5006—55*; всего в стандарте предусмотрено 19 типоразмеров на моменты до 100 000 кгс·м и диаметры d до 560 мм.

По формуле для k_0 производят оценочные расчеты для пускового, тормозного и перегрузочного режимов.

Пример 2. Определить k_0 для предельного момента предохранительной муфты со срезными штифтами, обеспечив несрабатывание ее на пусковом режиме и срабатывание в начале четырехкратной перегрузки машины без остановки электродвигателя. Задано: $k_и = 1$; $k_{c1} \approx 0$; $k_{c2} = 1$ (при пуске и работе под полной нагрузкой); $k_{c2\,max} = 4$ (при четырехкратной перегрузке машины); $k_д = 1$ (при номинальном моменте электродвигателя); $k_{д\,max} = 2$ (кратность максимального момента электродвигателя).

Пусковой режим:

$$k_0 = \frac{k_и k_{д\,max} + k_{c2}}{k_и + 1} = \frac{1 \cdot 2 + 1}{1 + 1} = 1{,}5.$$

Начало перегрузки:

$$k_0 = \frac{k_и k_д + k_{c2\,max}}{k_и + 1} = \frac{1 \cdot 1 + 4}{1 + 1} = 2{,}5.$$

После снижения угловой скорости и повышения момента электродвигателя до максимального

$$k_0 = \frac{k_и k_{д\,max} + k_{c2\,max}}{k_и + 1} = \frac{1 \cdot 2 + 4}{1 + 1} = 3{,}0.$$

Принимаем $k_0 = 2{,}5$.

Размеры муфты часто выбирают по заданным диаметрам концов валов электродвигателя, редуктора и т. д. После этого муфту проверяют по передаваемому моменту.

При отсутствии достоверных исходных данных расчетный момент $M_{кр}$ определяется по номинальному моменту $M_{он}$:

$$M_{кр} = kM_{он},$$

где k — коэффициент запаса, выбираемый на основании опыта эксплуатации машин различных типов (табл. 2).

2. Ориентировочные значения коэффициента запаса k при определении $M_{кр}$ по номинальному моменту $M_{он}$

Приводимая машина	k
Динамомашины	1—1,75
Металлорежущие станки с вращательным главным движением; ленточные и цепные транспортеры; центробежные насосы; компрессоры и воздуходувки	1,25—2
Металлорежущие станки с возвратно-поступательным главным движением; деревообрабатывающие станки	1,5—2,5
Поршневые насосы и компрессоры	1,75—3
Молоты; прессы; подъемные краны и элеваторы	2,5—4

Примечание. Значения k даны для случая привода машины от электродвигателя или турбины. Если применен поршневой двигатель внутреннего сгорания, то табличные значения дополнительно умножают на 1,25—1,5; меньшие значения при четырехтактных многоцилиндровых двигателях, бо́льшие при двухтактных с малым числом цилиндров

При более точных расчетах $M_{кр}$ определяют по $M_о$, найденному с учетом нагрузок от крутильных колебаний при установившемся движении и от инерционных явлений при неустановившемся движении (стр. 452—454). Тогда

$$M_{кр} = kM_о,$$

где $k = 1$ или $1 \div 1{,}5$ при наличии неучтенных факторов (переменный режим, толчки).

ПРИМЕНЕНИЕ МУФТ

1. Нерасцепляемые или постоянные соединительные муфты. *Жесткие некомпенсирующие* (глухие) муфты (табл. 3, 4 и 5) применяют при строго соосном расположении соединяемых валов или при малой изгибной жесткости одного из них. Муфты

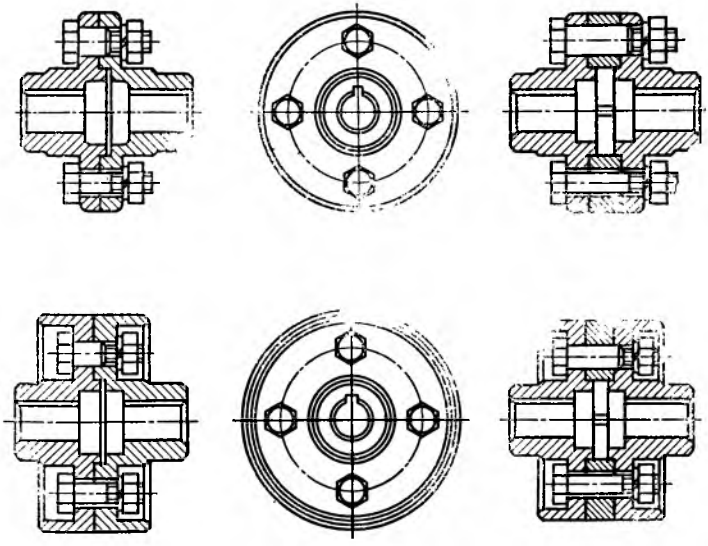


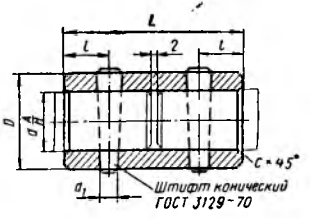
Рис. 6. Примеры исполнений фланцевых муфт

(табл. 3 и 4) имеют малый диаметр, простую конструкцию, но неудобны при монтаже. Муфты, размеры которых даны в табл. 5, особенно с промежуточными полукольцами, облегчают монтаж, так как не требуют больших осевых перемещений соединяемых валов. Примеры конструкций фланцевых муфт по нормалям МН 2726—61 — 2729—61 приведены на рис. 6.

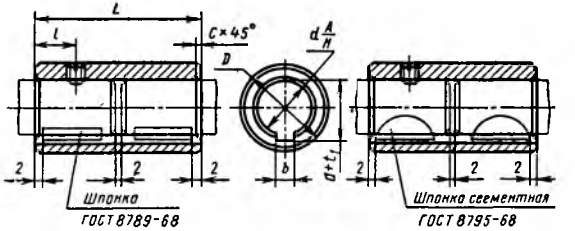
Жесткие компенсирующие муфты применяют в основном в тяжелом машиностроении. В табл. 6 приведены данные для 10 типоразмеров муфт по ГОСТ 5006—55*; всего в стандарте предусмотрено 19 типоразмеров на моменты до 100 000 кгс·м и диаметры d до 560 мм.

3. Муфты втулочные со штифтами и шпонками (по МН 1067—60 и МН 1068—60)

МН 1067—60



МН 1068—60, исполнение I (для $d = 20 \div 100$ мм)
МН 1068—60, исполнение II (для $d = 10 \div 35$ мм)



Размеры, мм

d (предельные отклонения по A и A_3)	Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м для муфт			D	b	l		d_1
	МН 1067—60	МН 1068—60						
		Исполнение I	Исполнение II					
4	0,03	—	—	8	15	3	0,3	1
5	0,08	—	—	10	20	5	0,3	1,5
6	0,10	—	—	12	25	6	0,3	1,5
8	0,22	—	—	15	30	6	0,3	2
10	0,45	—	0,8	18	35	8	0,5	2,5
12	0,75	—	2,0	22	40	8	0,5	3
(14)	1,6	—	2,8	25	45	10	0,5	4
16	2,8	—	4,0	28	45	10	0,5	5
(18)	3,2	—	5,6	32	55	12	0,5	5
20	5,0	7,1	9	35	60	15	1	6

Продолжение табл. 3

d (предельные отклонения по A и A_3)	Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м для муфт			D	L	l		d_1
	МН 1067—60	МН 1068—60						
		Исполнение I	Исполнение II					
(22)	5,6	9,0	11	35	65	15	1	6
25	11,2	12,5	16	40	75	20	1	8
(28)	12,7	17,0	22	45	80	20	1	8
30	13,2	21,2	28	45	90	20	1	8
(35)	25	35,5	45	50	105	25	1,2	10
40	28	45	—	60	120	25	1,2	10
(45)	53	71	—	70	140	35	1,2	12
50	60	85	—	80	150	35	1,2	12
(55)	63	106	—	90	160	35	1,8	12
60	106	150	—	100	180	45	1,8	16
(70)	125	224	—	110	200	45	1,8	16
80	224	315	—	120	220	50	1,8	20
(90)	250	400	—	130	240	50	1,8	20
100	400	560	—	140	280	60	1,8	25

Примечания: 1. Нормали распространяются на муфты, в которых отсутствуют ударные нагрузки, без ограничения угловой скорости.

2. Материал втулок и штифтов — сталь 45 по ГОСТ 1050—74.

3. Размеры b (предельные отклонения по $ПШ_1$) и $d + t_1$ см ГОСТ 8788—68* для исполнения I ГОСТ 8794—68* для исполнения II.

4. Пример обозначения муфты исполнения II с $d = 25$ мм:

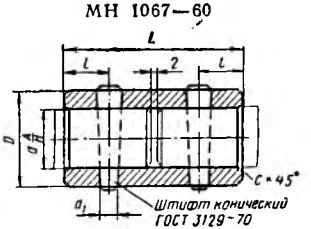
Муфта II—25 МН 1068—60.

Обозначение втулки этой муфты:

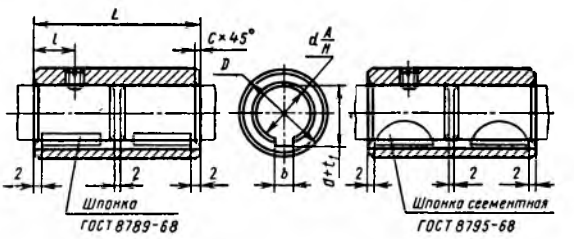
Втулка 25/1 МН 1068—60.

3. Муфты втулочные со штифтами и шпонками (по МН 1067—60 и МН 1068—60)

МН 1067—60



МН 1068—60, исполнение I (для $d = 20 \div 100$ мм)
МН 1068—60, исполнение II (для $d = 10 \div 35$ мм)



Размеры, мм

d (предельные отклонения по A и A_3)	Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м для муфт			D	b	l		d_1
	МН 1067—60	МН 1068—60						
		Исполнение I	Исполнение II					
4	0,03	—	—	8	15	3	0,3	1
5	0,08	—	—	10	20	5	0,3	1,5
6	0,10	—	—	12	25	6	0,3	1,5
8	0,22	—	—	15	30	6	0,3	2
10	0,45	—	0,8	18	35	8	0,5	2,5
12	0,75	—	2,0	22	40	8	0,5	3
(14)	1,6	—	2,8	25	45	10	0,5	4
16	2,8	—	4,0	28	45	10	0,5	5
(18)	3,2	—	5,6	32	55	12	0,5	5
20	5,0	7,1	9	35	60	15	1	6

Продолжение табл. 3

d (предельные отклонения по A и A_3)	Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м для муфт			D	L	l		d_1
	МН 1067—60	МН 1068—60						
		Исполнение I	Исполнение II					
(22)	5,6	9,0	11	35	65	15	1	6
25	11,2	12,5	16	40	75	20	1	8
(28)	12,7	17,0	22	45	80	20	1	8
30	13,2	21,2	28	45	90	20	1	8
(35)	25	35,5	45	50	105	25	1,2	10
40	28	45	—	60	120	25	1,2	10
(45)	53	71	—	70	140	35	1,2	12
50	60	85	—	80	150	35	1,2	12
(55)	63	106	—	90	160	35	1,8	12
60	106	150	—	100	180	45	1,8	16
(70)	125	224	—	110	200	45	1,8	16
80	224	315	—	120	220	50	1,8	20
(90)	250	400	—	130	240	50	1,8	20
100	400	560	—	140	280	60	1,8	25

Примечания: 1. Нормали распространяются на муфты, в которых отсутствуют ударные нагрузки, без ограничения угловой скорости.

2. Материал втулок и штифтов — сталь 45 по ГОСТ 1050—74.

3. Размеры b (предельные отклонения по $ПШ_1$) и $d + t_1$ см ГОСТ 8788—68* для исполнения I ГОСТ 8794—68* для исполнения II.

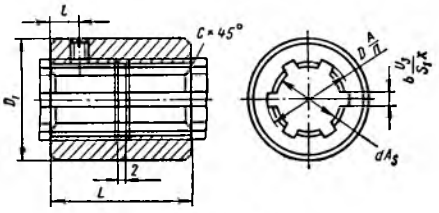
4. Пример обозначения муфты исполнения II с $d = 25$ мм:

Муфта II—25 МН 1068—60.

Обозначение втулки этой муфты:

Втулка 25/1 МН 1068—60.

4. Муфты втулочные со шлицами (по МН 1069—60)



Размеры, мм

$z \times d \times D$	Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м	D_1	L	l		b
6×21×25	15	35	45	10	1	5
6×23×28	25	40	50	12	1	6
6×26×32	36	45	55	12	1,2	6
6×28×34	42	45	60	12	1,2	7
8×32×38	65	50	70	15	1,2	6
8×36×42	90	55	80	15	1,2	7
8×42×48	125	60	90	20	1,2	8
8×46×54	200	70	100	20	1,8	9
8×52×60	250	80	110	25	1,8	10
8×56×65	325	90	120	30	1,8	10
8×62×72	475	100	130	30	1,8	12
10×72×82	750	110	150	35	1,8	12
10×82×92	1000	120	170	40	1,8	12
10×92×102	1250	130	190	45	1,8	14

Примечания: 1. Втулка относительно вала центрируется по наружному диаметру шлицев.

2. z — число зубьев.

3. Материал втулки — сталь 45 по ГОСТ 1050—74, улучшенная до твердости *HRC* 24—30.

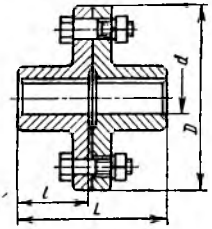
4. Пример обозначения муфты со шлицами 6×26×32 (D = 32 мм):

Муфта 82 МН 1069—60;

Обозначение втулки этой муфты:

Втулка 32/1 МН 1069—60.

5. **Муфты фланцевые** (по ГОСТ 20761—75)



Размеры, мм

Номинальный $M_{кр}$, кгс·м	d (предельные отклонения по A)	D не более	l не более		L не более	
			Исполнения			
			1	2	1	2
1,6	12; 14	80	—	25	—	53
1,6	16; 18	80	—	28	—	60
3,15	16—19	90	—	28	—	60
3,15	20; 22	90	—	36	—	76
6,3	20—24	100	—	36	—	76
6,3	25; 28	100	—	42	—	88
12,5	25; 28	110	—	42	—	88
12,5	30; 35	110	80	58	170	120
25	32—38	140	80	58	170	120
25	40—45	140	110	82	230	170
40	35; 38	150	80	58	170	120
40	40—50	150	110	82	230	170
63	45—56	170	110	82	230	170
63	60	170	140	105	290	220
100	50—56	180	110	82	230	170
100	60—70	180	140	105	290	220
160	55; 56	190	110	82	230	170

Продолжение табл. 5

Номинальный $M_{кр}$, кгс·м	d (предельные отклонения по A)	D не более	l не более		L не более	
			Исполнения			
			1	2	1	2
160	60—80	190	140	105	290	220
250	70—75	220	140	105	290	220
250	80—95	220	170	130	350	270
250	100	220	210	165	430	340
400	80—95	240	170	130	350	270
400	100; 110	240	210	165	430	340
630	95	280	170	130	350	270
630	100—125	280	210	165	430	340
630	130	280	250	200	510	410

Размеры d выбирают из ряда: 12; 14; 16; 18; (19); 20; 22; (24); 25; 28; (30); 32; (35); (38); 40; (42); 45; (48); 50; 55; (56); 60; (63); (65); 70; (71); (75); 80; (85); 90; (95); 100; 110; (120); 125; (130); предпочтение следует отдавать первому ряду размеров, не заключенных в скобки.

Примечания: 1. $M_{кр}$ указаны для муфт из сталей 40 или 35Л, для муфт из чугуна СЧ 21-40 табличное значение $M_{кр}$ уменьшают в 2 раза.

2. При переменной нагрузке, периодически достигающей двукратного увеличения, табличное значение $M_{кр}$ должно быть уменьшено в 1,4 раза; при реверсивном вращении и переменной нагрузке — в 1,96 раза.

3. Стальные муфты допускают окружную скорость на наружном диаметре до 70 м/с, чугунные — до 35 м/с.

4. Исполнения 1 и 2 соответствуют исполнениям концов валов по ГОСТ 12080—66*. Размеры шпоночных пазов по ГОСТ 8788—68*, но для исполнения 2 с $d > 30$ мм — по ГОСТ 10748—68*.

5. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с различными d в пределах, предусмотренных для данного $M_{кр}$.

6. Пример условного обозначения муфты с $M_{кр} = 1{,}6$ кгс·м = = 16 Н·м, $d = 18$ мм, исполнения 2, материал 1 — сталь:

Муфта фланцевая 16—18—21 ГОСТ 20761—75

Допускаемые значения

$$[M_{кр}] \leqslant k_1 k_2 M_o; \quad M_{o\,max} \leqslant 2M_{кр},$$

где $k_1 = 1{,}0$, если поломка муфты вызывает остановку машины 1,2 — если аварию машины, 1,5 — если аварию ряда машин, 1,8 — если создает опасность травматизма; $k_2 = 1{,}0$ при спокойной работе равномерно нагруженных механизмов, 1,1—1,3 — то же, неравномерно нагруженных механизмов, 1,3—1,5 — при тяжелой работе с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов.

Цепные муфты (табл. 7) удобны в монтаже и обладают некоторой упругостью при передаче вращающего момента.

Подвижные муфты (табл. 8 и 9) Кулачково-дисковые муфты (табл. 8)

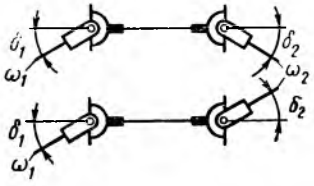


Рис. 7. Схема установки шарнирных муфт с валами в одной плоскости, обеспечивающая постоянство передаточного отношения

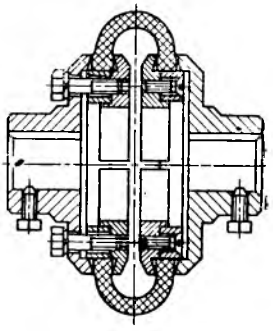
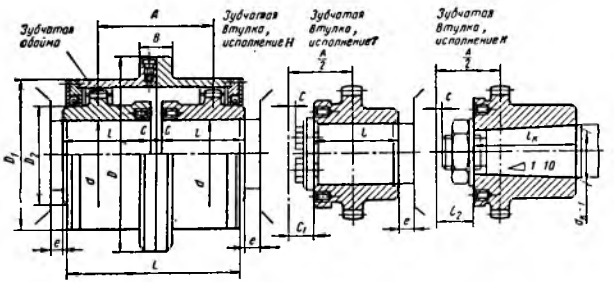


Рис. 8. Пример конструкции муфты с целой торообразной оболочкой

обычно используют в качестве компенсирующих, но они допускают значительные поперечные смещения Δ. Для уменьшения износа, вызываемого скольжением деталей, для этих муфт необходимы смазка и защита от загрязнения. Шарнирная муфта (табл. 9) допускает только угловое смещение осей соединяемых валов δ и характеризуется колебанием передаточного отношения ω_1/ω_2 за один оборот в пределах от $\cos\delta$ до $1/\cos\delta$. Сдвоенная муфта с промежуточным валом при условии размещения всех валов в одной плоскости, равенства углов $\delta_1 = \delta_2$ и параллельности осей шарниров на промежуточном звене обеспечивает постоянство передаточного отношения (рис. 7).

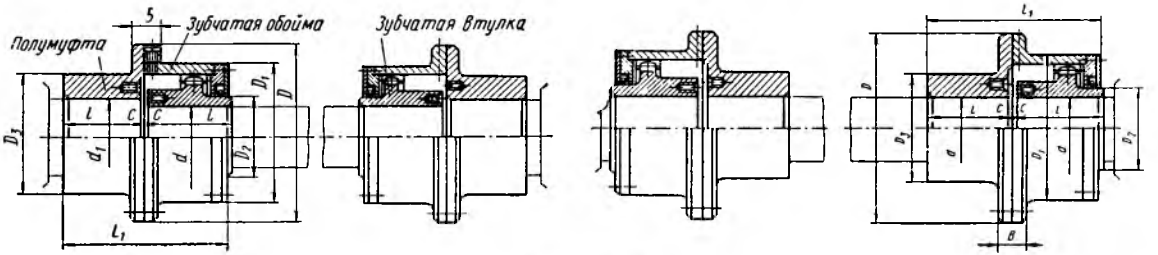
Упругие муфты (табл. 10, 11 и 12) обладают как упругими, так и компенсирующими свойствами. Муфта, размеры которой даны в табл. 10, широко распространена, проста, удобна в монтаже и эксплуатации, но обладает ограниченными компенсирующими способностями и требует частой замены резиновых втулок из-за износа. Муфта, хорошо компенсирующая продольные λ и угловые δ, но хуже поперечные Δ смещения валов, представлена в табл. 11. Пример конструкции муфты с целой оболочкой показан на рис. 8. Применение разрезной оболочки упрощает конструкцию и монтаж муфты, но ухудшает ее эксплуатационные качества, особенно при большой угловой скорости.

6. Муфты зубчатые (по ГОСТ 5006—55*)



Муфты типа МЗ для непосредственного соединения валов.
Для муфт № 1—4 $C = 2{,}5$ мм.
Для муфт № 5—10 $C = 5{,}0$ мм.

Муфты типа МЗП для соединения валов с применением промежуточного вала.



Размеры, мм

№ муфты	Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м	n_{max}, об/мин	d	$d_к$	d_1	A не менее	D	D_1	D_2	D_3	L	B	l	$l_к$	C_1	C_2	
			не более				не более										
1	71	6300	40	38	60	49	170	110	55	95	115	34	55	55	11	18	12
2	140	5000	50	55	70	75	185	125	70	110	145	34	70	80	13	22	12
3	315	4000	60	55	90	95	220	150	90	145	170	40	85	80	15	25	18
4	560	3350	75	75	100	125	250	175	110	170	215	40	105	105	17	28	18
5	800	2800	90	95	120	145	290	200	130	190	235	50	115	130	22	35	25
6	1180	2500	105	—	130	160	320	230	140	210	255	50	125	—	25	—	25
7	1900	2120	120	120	150	185	350	260	170	240	285	50	140	165	25	40	30
8	2360	1900	140	150	170	210	380	290	190	270	325	50	160	200	30	45	30
9	3000	1700	160	—	190	220	430	330	210	280	335	50	165	—	30	—	30
10	5000	1400	180	—	210	245	490	390	260	320	365	50	180	—	30	—	30

Примечания: 1. При зубчатых (шлицевых) прямобочных соединениях по ГОСТ 1139—58 наибольший диаметр соединения не должен превышать $d + 2h$, где d — по таблице; h — высота шлица; при эвольвентных соединениях по ГОСТ 6033—51 наибольший диаметр не должен превышать $d + 0{,}4m$, где m — модуль зубьев; мм.

2. Для муфт номеров 1—4 $L_1 = L$; для 5—10 $L_1 = L + 5$ мм.

3. Муфты могут иметь зубчатые втулки различных исполнений в зависимости от конструкций концов соединяемых валов.

4. Втулки и обоймы кованые из стали не ниже марки 40 по ГОСТ 1050—74 или литые из стали не ниже марки 45Л группы II по ГОСТ 977—75. Зубья термически обработаны.

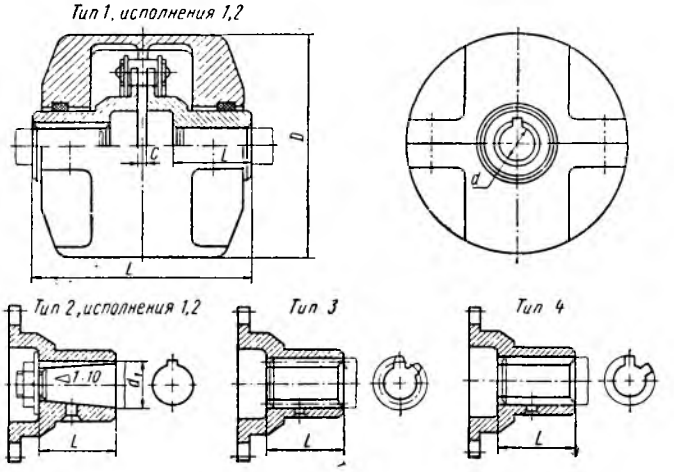
5. Перекос оси каждой втулки относительно оси обоймы, вызываемый при работе несоосностью соединяемых муфтой валов, не должен быть более 0° 30′.

6. Зубчатые обоймы могут выполняться неразъемными.

7. Пример обозначения муфты типа МЗ номер 8 с зубчатыми втулками исполнения Н и диамстрами отверстий $d = 120$ и 130 мм:

*Муфта М38—Н120—Н130 ГОСТ 5006—55**.

7. Муфты цепные однорядные (по ГОСТ 20742—75)



Чертеж не определяет конструкции муфты

Размеры, мм

Номинальный $M_{кр}$, кгс·м	d (предельные отклонения по A), d_1 (предельные отклонения по A_3)	D не более	L не более					l не более					n_{max}, об/мин	Число зубьев z	C
			Типы					Типы							
			1		2		3, 4	1		2		3; 4			
			Исполнения					Исполнения							
			1	2	1	2		1	2	1	2				
6,3	20—24	110	—	102	108	80	102	—	36	39	25	36	1600	12	1,3

6,3	25; 28	110	—	122	128	92	122	—	42	45	27	42	1600	12	1,3
12,5	25; 28	125	—	122	128	92	122	—	42	45	27	42	1400	10	1,8
12,5	30—36	125	206*	162	168	124	162	80 *	58	61	39	58	1400	10	1,8
25	32—38	140	206	162	168	124	162	80	58	61	39	58	1200	12	1,8
25	40—45	140	278	222	228	172	222	110	82	85	57	82	1200	12	1,8
50	40—56	200	278	222	228	172	222	110	82	85	57	82	1000	14	2,0
100	50—56	210	280	224	230	174	224	110	82	85	54	82	800	12	3,5
100	60—71	210	354	284	290	220	284	140	105	108	73	105	800	12	3,5
200	63—75	280	354	284	290	220	284	140	105	108	73	105	700	12	3,8
200	80—90	280	424	344	352	272	344	170	130	134	94	130	700	12	3,8
400	80—95	310	424	344	352	272	344	170	130	134	94	130	700	12	3,8
400	100; 110	310	514	424	432	342	424	210	165	169	124	165	700	14	3,8
800	100—125	350	514	424	432	342	424	210	165	169	124	165	500	16	3,8
800	130; 140	350	604	504	512	408	504	250	200	204	154	200	500	16	3,8

Примечания: 1. Стандарт не распространяется на муфты, применяемые при реверсивном вращении.

2. Угловое смещение валов не более 1°. Радиальное смещение Δ. При $M_{кр}$ = 6,3; 12,5 и 25; 50; 100; 200—800. $\Delta \leqslant 0{,}15$; 0,2; 0,3; 0,4; 0,6

3. Цепи по ГОСТ 10947—64*[1] при: $M_{кр}$=6,3 кгс·м цепь ПР-19,05-2500; $M_{кр}$ = 12,5 и 25 кгс·м цепь ПР-25,4-5000; $M_{кр}$ = 50кгс·м цепь ПР-31,75-7000; $M_{кр}$ = 100 кгс·м цепь ПР-38,1-10000; $M_{кр}$ = 200—800 кгс·м цепь ПР-50,8-16000.

4. Полумуфты типа 1 на цилиндрические концы валов по ГОСТ 12080—66*, типа 2 на конические по ГОСТ 12081—72; типа 3 с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033—51, типа 4 с прямобочными по ГОСТ 1139—58.

5. Материал полумуфт — сталь 45 или 45Л с *HRC* 40 . . . 45.

6. При переменной нагрузке, периодически достигающей двукратного увеличения, табличное значение $M_{кр}$ должно быть уменьшено в 1,4 раза.

7. Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными d и d_1 в пределах одного $M_{кр}$.

8. Пример условного обозначения муфты с $M_{кр}$ = 100 кгс·м = 1000 Н·м, d = 56 мм, типа 1, исполнения 1:

Муфта цепная 1000—56—1. 1 ГОСТ 20742—75.

То же, но с второй полумуфтой со шлицами Эв. 55×3,5×14, типа 3:

Муфта цепная 1000—56—1.1×55—3 ГОСТ 20742—75.

См. также примечание 3 к табл. 8.

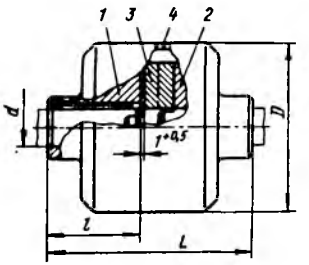
---

* При d и d_1 = 30 мм муфта типа 1, исполнения 1 не предусмотрена. Размеры d и d_1 выбирают из следующего ряда: 20; 22; (24); 25; 28; (30); 32; (35); 36; (38); 40; (42); 45; (48); 50; (55); 56; (60); 63; (65); (70); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; 110; (120); 125; (130); 140. Значения, не заключенные в скобки, предпочтительнее.

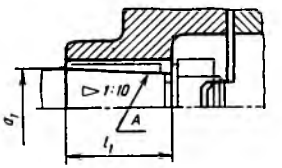
*[1] С 1.7. 1977 г. вводится ГОСТ 13568—75.

8. Муфты кулачково-дисковые (по ГОСТ 20720—75)

Тип 1



Тип 2



1, *2* — полумуфты; *3* — диск; *4* — кожух

Размеры, мм

Номинальный $M_{кр}$, кгс·м	d (предельные отклонения по A), d_1 (предельные отклонения по A_3)	D не более	L		l		l_1		Радиальное смещение валов, не более
			Тип						
			1; 2		1		2		
			Исполнение						
			1	2	1	2	1	2	
1,6	16; 18	120	—	75	—	30	—	16	0,6
3,15	16—19	130	—	75	—	30	—	16	0,6
3,15	20; 22	130	—	90	—	38	—	22	0,6
6,3	20—24	140	—	90	—	38	—	22	1,0
6,3	25; 28	140	—	105	—	44	—	24	1,0
12,5	25; 28	150	—	105	—	44	—	24	1,0
12,5	30; 35	150	185	140	82	60	58	36	1,0

25	32—38	190	185	140	82	60	58	36	1,6
25	40—45	190	245	190	112	84	82	54	1,6
40	38	190	185	140	82	60	58	36	2,0
40	40—48	190	245	190	112	84	82	54	2,0
63	45—56	235	245	190	112	84	82	54	2,0
63	60	235	305	235	142	107	105	70	2,0
63	63	235	315	245	142	107	105	70	2,0
100	50—56	265	245	190	112	84	82	54	2,6
100	60	265	305	235	142	107	105	70	2,6
100	63—71	265	315	245	142	107	105	70	2,6
160	60	305	305	235	142	107	105	70	3,0
160	63—75	305	315	245	142	107	105	70	3,0
160	80—85	305	380	300	172	132	130	90	3,0
250	70—75	320	315	245	142	107	105	70	3,6
250	80—95	320	380	300	172	132	130	90	3,6
250	100	320	460	350	212	167	165	120	3,6
400	80—95	380	380	300	172	132	130	90	3,6
400	100; 110	380	460	350	212	167	165	120	3,6

Размеры d и d_1 выбирают из следующего ряда: 16; 18; (19); 20; 22; (24); 25; 28; (30); 32; (35); 36; (38); 40; (42); 45; (48); 50; (52); (55); 56; (60); 63; (65); (70); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; 110. Значения, не заключенные в скобки, предпочтительнее.

Примечания: 1. Максимальная частота вращения для муфт с D до 300 мм — 250 об/мин, свыше 300 мм — 100 об/мин при угловом смещении осей валов до 30′.

2. Полумуфты типа 1 — под цилиндрические концы валов по ГОСТ 12080—66*, типа 2 — под конические по ГОСТ 12081—72. Исполнения 1 и 2 соответственно для длинных и коротких концов валов.

3. Размеры шпоночных пазов: для полумуфт типа 1 по ГОСТ 8788—68*, но для исполнения 2 с $d > 30$ мм — по ГОСТ 10748—68*; для полумуфт типа 2 — по ГОСТ 12081—72.

4. Допускается применять сочетания полумуфт разных типов и исполнений с различными d и d_1 в пределах одного $M_{кр}$, а в технически обоснованных случаях — различных $M_{кр}$.

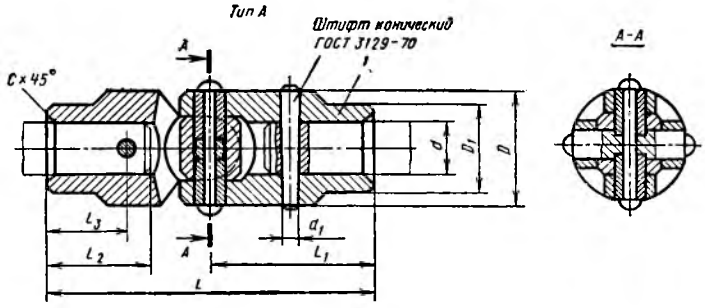
5. Пример условного обозначения муфты с $M_{кр} = 25$ кгс·м = 250 Н·м; $d = 32$ мм, типа 1, исполн. 1;

Муфта кулачково-дисковая 250—32—1.1 ГОСТ 20720—75.

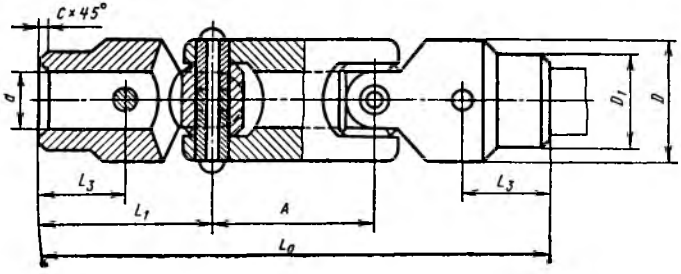
То же, при одной полумуфте с $d = 36$ мм, типа 1, исполнения 1, другой с $d = 32$ мм, типа 1, исполнения 2:
Муфта кулачково-дисковая 250—36—1.1—32—1.2 ГОСТ 20720—75.

9. Муфты шарнирные (по ГОСТ 5147—69)

Тип А. Муфта одинарная



Тип Б. Муфта сдвоенная

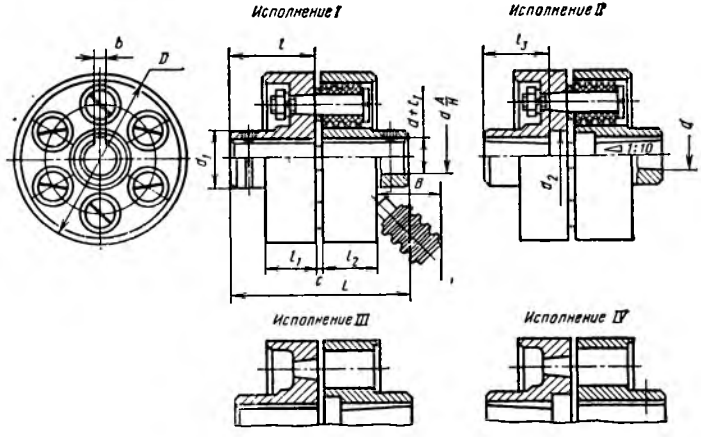


d	D	D_1	L	L_0	L_1	L_2	L_3	A	d_1		Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м
8	16	12	58	78	29	20	14	20	3	0,5	1,25
10	20	16	62	88	31	20	14	26	4	0,5	2,5
12	25	20	76	108	38	25	18	32	4	1	4
16	32	25	88	126	44	28	23	38	5	1	8
20	40	32	112	160	56	36	31	48	6	1,6	16
25	50	40	136	194	68	42	37	58	8	1,6	32
32	60	50	170	240	85	58	50	70	10	1,6	64
40	75	60	224	316	112	82	74	92	12	1,6	128

Примечания: 1. Одинарная муфта допускает угол между осями валов γ до 45°.
2. Значения $M_{кр}$ допустимы при $n \leqslant 200$ об/мин и $\gamma = 0$. При $\gamma \neq 0$ табличные значения $M_{кр}$ умножают на $\cos \gamma$. При $n > 200$ об/мин муфты подбирают по условию нагрева [4].
3. Обозначение муфты типа А с $d = 12$ мм:

Муфта А 12 ГОСТ 5147—69.

10. Муфты втулочно-пальцевые МУВП (по МН 2096—64)



Размеры, мм

d	Допускаемый $M_{кр}$, кгс·м	n_{max}, об/мин	D	L наибольший	d_1	d_2	l	l_1	l_2	l_3	C	B не менее
16; 18	3,2	6300	90	84	30	28	40	25	22	30	1—4	28
20; 22	5,5	5600	100	104	40	32	50	25	22	38	1—4	28
25; 28	13	4750	120	125	52	40	60	32	35	44	1—5	42

(30); 32; (35); 36; (38)	24	4000	140	165	70	52	80	32	35	60	1—5	42
40; (42); 45	45	3350	170	226	80	62	110	42	45	85	2—6	55
(48); 50; 55	70	3000	190	226	100	75	110	42	45	85	2—6	55
60; (65)	110	2650	220	286	120	95	140	42	45	108	2—6	55
70; (75)	200	2240	250	288	135	110	140	58	55	108	2—8	70
80; (85); 90; (95)	400	1700	320	350	175	130	170	75	70	135	2—10	85
100; 110; (120)	800	1400	400	432	220	165	210	90	90	170	2—12	110
125; (130)	1500	1120	500	515	240	200	250	110	110	205	2—15	130
140; (150)	1500	1120	500	515	270	200	250	110	110	205	2—15	130

Примечания: 1. Размеры ряда d, заключенные в скобки, по возможности не применять.

2. Размеры b (предельные отклонения по $ПШ_1$) и $d + t_1$ для муфт исполнения 1 при $d \leqslant 75$ мм — по ГОСТ 8788—68*, при $d > 75$ мм — по ГОСТ 10748—68*.

3. Допускается соединение валов разных диаметров d. Если перепад диаметров d выходит за пределы муфты одного диаметра D, то типоразмер муфты выбирают по большему диаметру вала; полумуфта с меньшим диаметром расточки берется с укороченной длиной и уменьшенным диаметром ступицы — до 1,6—1,8 диаметра расточки.

4. Допускается изготовление полумуфт без буртов, закрывающих гайки, а также под торцовое крепление с цилиндрической расточкой.

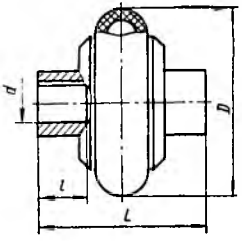
5. Упругие втулки из резины могут работать в среде бензина, керосина, воды и масла при температуре от −40 до +50° С. Муфты допускают кратковременную двукратную перегрузку.

6. Пример обозначения муфты исполнения 1 с $d = 25$ и 28 мм:

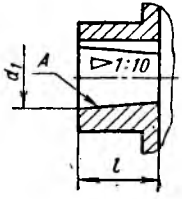
Муфта МУВП 1—25—28 МН 2096—64.

11. Муфты с торообразной оболочкой (по ГОСТ 20884—75)

Тип 1
Исполнение 1 (на длинные концы валов)
Исполнение 2 (на короткие концы валов)



Тип 2
Исполнение 1 (на длинные концы валов)
Исполнение 2 (на короткие концы валов)



Размеры, мм

Номинальный $M_{кр}$, кгс·м	d (предельные отклонения по A), d_1 (предельные отклонения по $A_{за}$)	D не более	L не более, Тип и исполнение				l не более, Тип и исполнение				$M_{кр\ max}$ при перегрузках, кгс·м	n_{max}, об/мин	Допускаемое смещение полумуфт	
			1.1	1.2	2.1	2.2	1.1	1.2	2.1	2.2				радиальное
2	14	100	125	125	105	—	32	28	22	—	6,3	3000	1,0	1,0
2	16—19	100	150	130	125	100	42	30	32	20	6,3	3000	1,0	1,0
4	18; 19	125	160	140	140	110	42	30	32	20	12,5	3000	1,0	1,0
4	20; 24	125	180	150	160	125	52	38	40	26	12,5	3000	1,0	1,0
4	25	125	200	160	170	140	63	44	46	28	12,5	3000	1,0	1,0
8	**22; 24**	**160**	**200**	**160**	**170**	**140**	**52**	**38**	**40**	**26**	**25**	***3000***	***2,0***	***1,6***

8	25; 28	160	220	180	190	150	63	44	48	28	25	3000	2,0	1,6
8	30	160	260	220	230	190	82	60	63	40	25	3000	2,0	1,6
12,5	25; 28	180	220	180	200	160	63	44	46	28	40	2500	2,0	1,6
12,5	30—36	180	270	220	240	200	82	60	63	40	40	2500	2,0	1,6
20	30—38	200	270	220	240	200	82	60	63	40	63	2500	2,5	2,0
20	40	200	340	280	300	250	112	84	88	60	63	2500	2,5	2,0
25	32—40	220	280	230	250	210	82	60	63	40	80	2000	3,0	2,5
25	42—48	220	340	290	320	250	112	84	88	60	80	2000	3,0	2,5
31,5	36—40	250	280	240	260	220	82	60	63	40	100	2000	3,0	2,5
31,5	42—50	250	350	300	320	270	112	84	88	60	100	2000	3,0	2,5
50	42—56	280	360	300	330	280	112	84	88	60	160	1600	3,6	3,0
80	48—60	320	370	310	340	290	112	84	88	60	250	1600	3,6	3,0
80	63	320	440	370	380	320	143	108	110	75	250	1600	3,6	3,0
125	55; 56	360	380	320	360	310	112	84	88	60	315	1600	4,0	3,6
125	60—75	360	460	390	450	360	143	108	110	75	315	1600	4,0	3,6
200	63—75	400	460	390	450	360	143	108	110	75	500	1600	4,5	4,0
200	80—90	400	530	450	500	420	172	132	135	96	500	1600	4,5	4,0
315	75	450	480	410	450	360	143	108	110	75	800	1600	4,5	4,0
315	80—95	450	550	470	530	450	172	132	135	96	800	1600	4,5	4,0
315	100	450	630	545	600	500	214	168	170	126	800	1600	4,5	4,0
500	90; 95	500	560	480	530	450	172	132	135	96	1250	1250	5,0	4,0
500	100—120	500	650	560	600	515	214	168	170	126	1250	1250	5,0	4,0
500	125	500	650	560	600	515	214	168	172	128	1250	1250	5,0	4,0

Размеры d и d_1 выбирают из ряда: 14; 16; 18; (19) и далее по табл. 7.

Примечания: 1. Допускаются фланцевые и другие виды бесшпоночных соединений полумуфт с валами, а также допускается изготовлять полумуфты с коническим отверстием на концы валов по ГОСТ 8838—74.

2. Пример условного обозначения муфты с $M_{кр}$ = 80 кгс·м = 800 Н·м, d = 60 мм, типа 1, исполнения 1:

Муфта упругая с торообразной оболочкой 800—60—1.1 ГОСТ 20884—75.

То же, с второй полумуфтой типа 2:

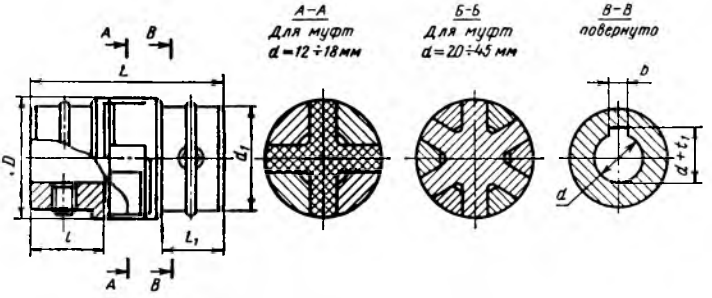
Муфта упругая с торообразной оболочкой 800—60—1.1—60—2.1 ГОСТ 20884—75.

См. также примечания 2, 3 и 4 к табл. 8.

Муфты со звездочкой (см. табл. 12) отличаются малыми габаритами и относительно низкой компенсирующей способностью, часто применяются в станкостроении.

2. Предохранительные муфты со срезным штифтом (табл. 13) пригодны при маловероятных аварийных перегрузках. Муфты, представленные в табл. 14, при срабатывании вызывают прощелкивание шариков и кулачков или проскальзывание фрикционных дисков. Поэтому эти муфты следует применять при режиме работы с кратковременными самоустраняющимися перегрузками (например, при пуске машины) или снабжать системой отключения электродвигателя при срабатывании муфты, например, с помощью конечного выключателя, на который воздействует подвижная кулачковая полумуфта.

12. Муфты со звездочкой (по ГОСТ 14084—68)



d (предельные отклонения по A)	Допускаемый момент $M_{кр}$, кгс·м	Частота вращения n_{max}	D	d_1	b	L_1	l
12; 14	0,3	6300	32	28	62	20	24
16; 18	0,6	5000	40	34	70	24	28
20; 22	1,5	4500	50	40	89	30	34
25; 28	2,5	4000	60	48	101	36	40
32; 36	6,0	3500	80	60	138	50	55
40; 45	12,0	3000	100	75	188	75	80

Примечания: 1. Наибольшее допускаемое радиальное смещение осей валов 0,2 мм, наибольший угол перекоса осей 1° 30′.

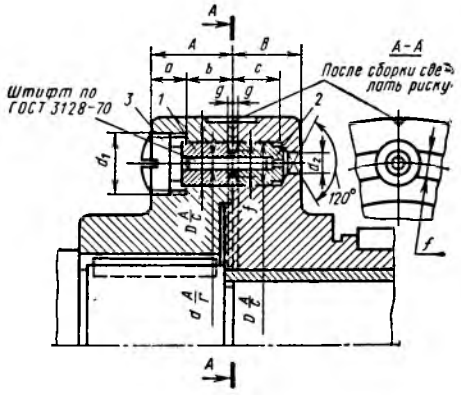
2. Размеры b (предельное отклонение по A_3) и $d + t_1$ (предельное отклонение по A_3) — по ГОСТ 8788—68*.

3. Материал полумуфт — Ст3 по ГОСТ 380—71, материал звездочки — маслостойкая резина.

4. Обозначение муфты с d = 16 и 18 мм, D = 40 мм:

Муфта 16—18—40 ГОСТ 14084—76.

13. Муфты со срезным штифтом (по нормали станкостроения)

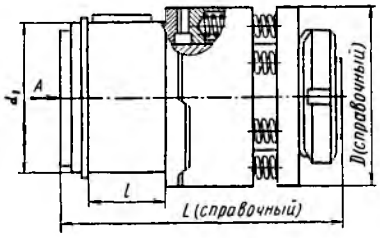


Размеры, мм

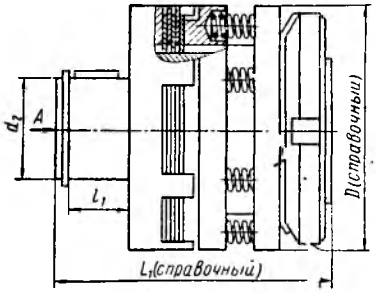
Срезающая сила (наименьшая), кгс	d	d_1	d_2	D	A	B	a	b		f	g
69 128	1,5 2	М16	5	10	22	16	10	12	11	8	1
285 520 810	3 4 5	М20	8	15	30	25	12	18	17	10	1,5
1 180 2 060 3 240	6 8 10	М30	12	25	50	45	22	28	26	16	2
5 500 8 340 13 000	13 16 20	М48	18	40	75	64	33	42	39	28	3

Примечание. Материал штифта — сталь 45; пробки 3 — сталь 35, *HRC* 35; втулок 1,2 — сталь 40Х, *HRC* 48 53.

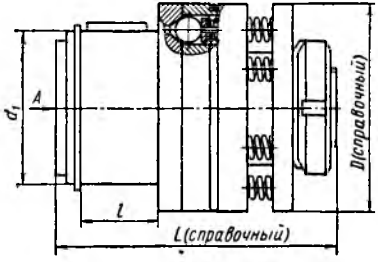
Муфта кулачковая, ГОСТ 15620—70

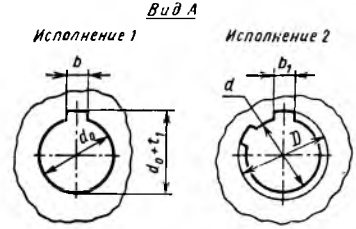


Муфта фрикционная, ГОСТ 15622—70



Муфта шариковая, ГОСТ 15621—70





Справочный размер D для кулачковой муфты D_1; для шариковой — D_2; для фрикционной — D_3.

Размеры, мм

Для кулачковых и шариковых муфт					Для фрикционных муфт				Для муфт всех типов		
D_1	D_2	d_1 (предельные отклонения по H)	L	l	D_3	d_2 (предельные отклонения по H)	L_1	l_1	Исполнение 1 d_3 (предельные отклонения по H)	Исполнение 2 d (предельные отклонения по H_5)	Пределы регулирования момента, кгс·м
42	45	36	70	14	50	22	65	12	12	11	0,25—0,34
					55	25	70	14	14		0,40—0,55
52	60	45	80	18	60	28	75	16	16	13	0,63—0,85
					65	30	80	18	18	(16)	1,00—1,35
65	75	55	95	22	80	32	90	20	20	18	1,60—2,10
					90	36	100	22	22	(21)	2,50—3,30
80	90	65	110	30	100	40	110	25	25	26	4,00—5,30
					110	45	120	30	28	(26)	6,30—8,40

Продолжение табл. 14

Для кулачковых и шариковых муфт					Для фрикционных муфт				Для муфт всех видов		
D_1	D_2	d_1 (предельные отклонения по H)	L	l	D_3	d_2 (предельные отклонения по H)	L_1	l_1	Исполнение 1 d_0 (предельные отклонения по H)	Исполнение 2 d (предельные отклонения по H_8)	Пределы регулирования момента, кгс·м
95	105	75	130	36	120	55	140	38	32 36	32 (36)	10,0—13,1
110	120	85	150	45	135	70	160	48	40 45	42 (42)	16,0—21,6
125	140	100	170	55	150	90	180	60	50	46	25,0—33,7

Примечания: 1. Размеры d, заключенные в скобки, относятся только к исполнению 2 фрикционных муфт.

2. Размеры b (предельные отклонения по A_3) и $d_0 + t_1$ (предельные отклонения по A_8) — по ГОСТ 8788—68* (см. стр. 375).

3. Размеры b_1 (предельные отклонения по U_3), D (предельные отклонения по A) и число зубьев z — по ГОСТ 1139—58 для средней серии в соответствии с размером d (см. стр. 384).

4. Обозначения:

Кулачковой муфты с $D_1 = 42$ мм, $d_0 = 12$ мм, исполнения 1

Муфта 1—42—12 ГОСТ 15620—70;

шариковой муфты с $D_2 = 45$ мм, $d = 11$ мм, исполнения 2

Муфта 2—45—11 ГОСТ 15621—70;

фрикционной муфты с $D_3 = 100$ мм, $d_0 = 25$ мм, исполнения 1

Муфта 1—100—25 ГОСТ 15622—70.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Детали машин.** Справочник. Изд. 3-е, В 3-х т. Т. 1, М., «Машиностроение», 1968, с. 279—333.

2. **Краткий** справочник машиностроителя. М., «Машиностроение», 1966, с. 316—349.

3. **Ниберг Н. Я.** Компенсирующие возможности зубчатых и других двухшарнирных муфт. — «Станки и инструмент», 1961, № 10, с. 10—12.

4. **Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.** Справочник по муфтам. Л., «Машиностроение», 1974, 352 с.

5. **Решетов Д. Н.** Детали машин. Изд. 3-е. М., «Машиностроение», 1974, с. 545—605.

6. **Справочник машиностроителя. Изд. 3-е.** В 6-и т. Т. 4, кн. 1, М., Машгиз, 1962, с. 178—246.

Глава 11

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Классификация ременных передач

В зависимости от вида ремня различают передачи плоскоременные (рис. 1, *а*), клиноременные (рис. 1, *б*), поликлиновые (рис. 1. *в*), круглоременные (рис. 1, *г*).

Наиболее распространены клиноременные и плоскоременные передачи. Круглоременные применяют лишь при малой мощности.

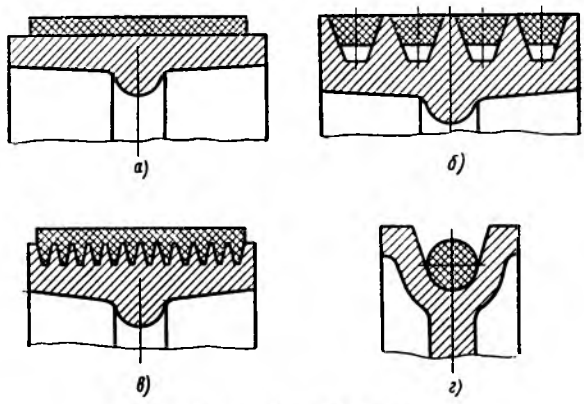
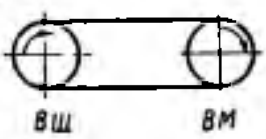
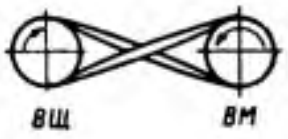
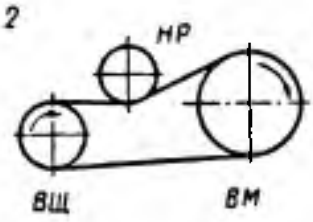
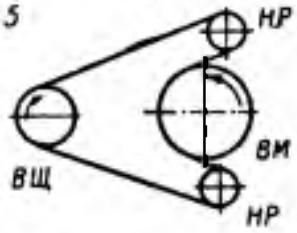
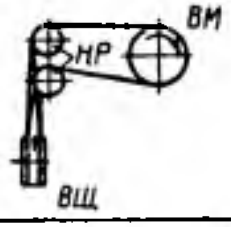
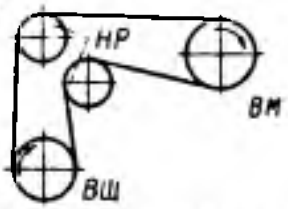
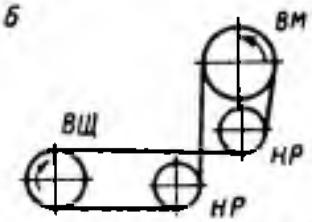
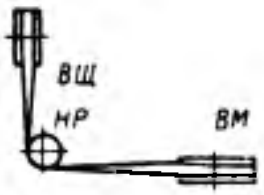
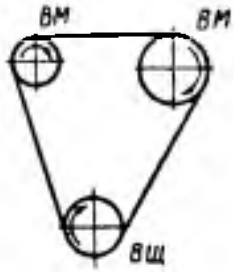
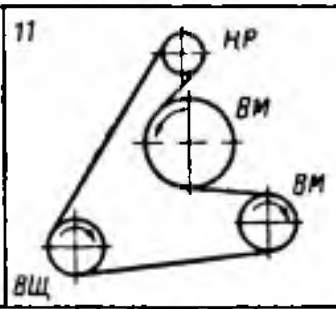
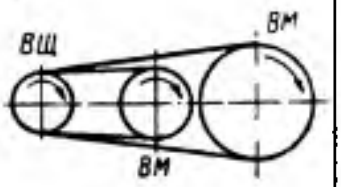
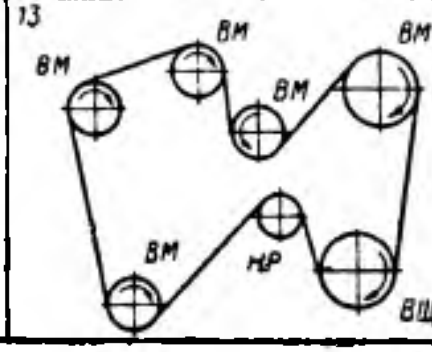
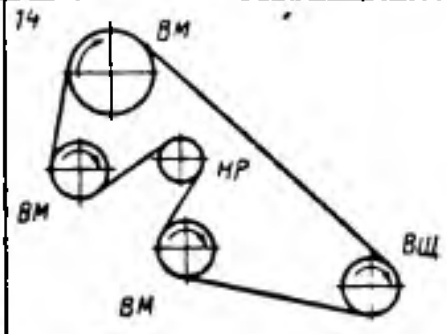


Рис. 1. Сечение ремня:
а — плоского; *б* — клинового; *в* — поликлинового; *г* — круглого

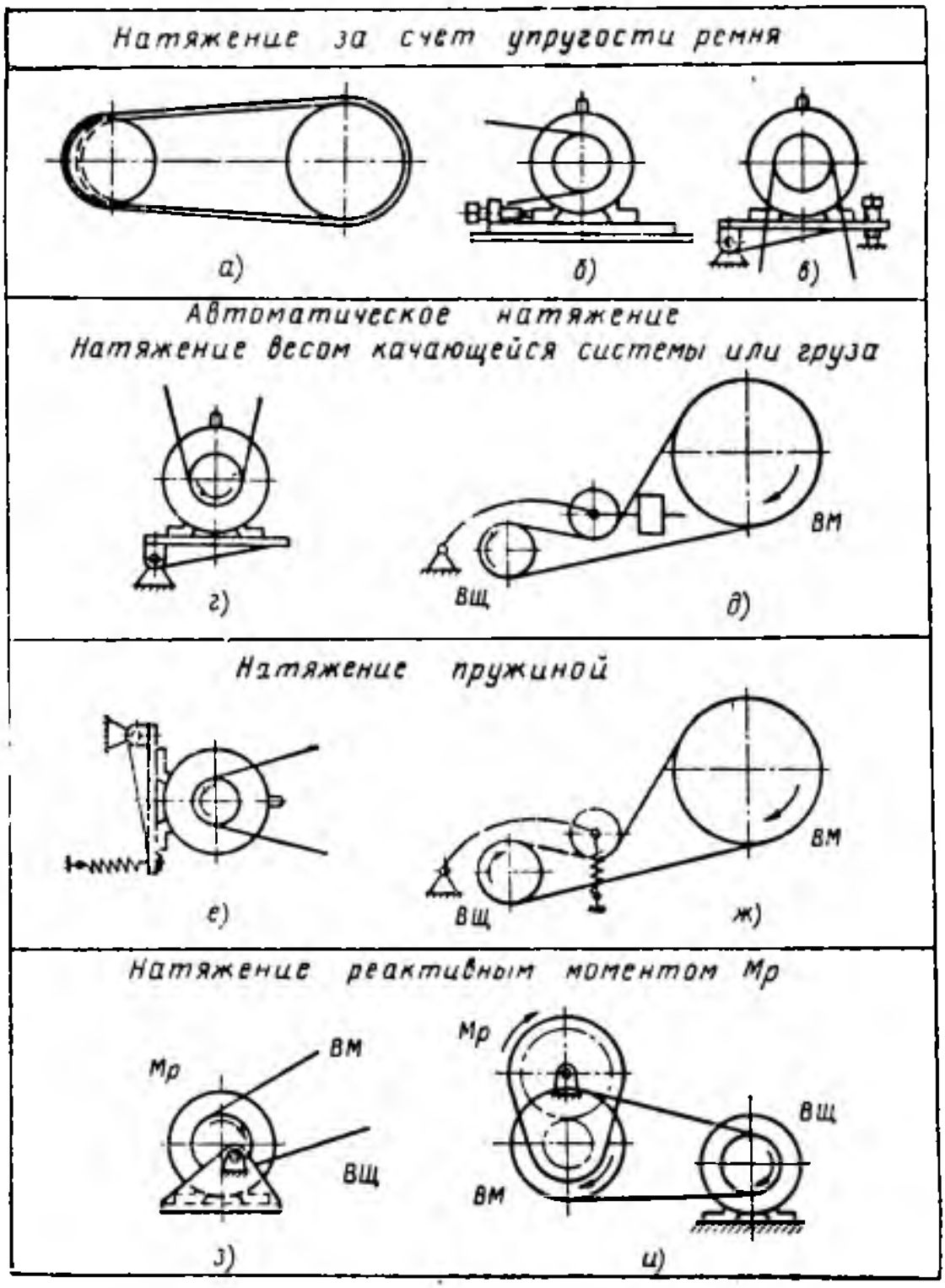
Классификация ременных передач по расположению валов и количеству шкивов дана в табл. 1.

Плоскоременную передачу можно выполнять при двух валах по всем схемам табл. 1, кроме схемы *6*; при нескольких ведомых шкивах из-за малых углов обхвата применение этой передачи ограничено. Клиноременную передачу применяют как открытую по схеме *1*, реже по схемам *2*, *3* и *7*; передача распространена также в сложных контурах с несколькими ведомыми валами (например, схемы *10*, *11*, *13*), а при обратном направлении вращения валов — по схемам *5* и *6* со сдвоенными клиновыми ремнями.

1. Кинематические схемы ременных передач

<table>
<tr><td colspan="4">С одним ведомым валом</td></tr>
<tr><td></td><td>С параллельными осями валов с одинаковым направлением вращения</td><td>С параллельными осями валов с обратным направлением вращения</td><td>С непараллельными осями валов</td></tr>
<tr><td>С двумя шкивами</td><td>1
 
</td><td>4
 
</td><td>7
 
</td></tr>
<tr><td>С натяжными или направляющими роликами (НР)</td><td>2
 
</td><td>5
 
</td><td>8
 
</td></tr>
<tr><td></td><td>3
 
</td><td>6
 
</td><td>9
 
</td></tr>
<tr><td colspan="4">С несколькими ведомыми валами</td></tr>
<tr><td>С двумя ведомыми валами</td><td>10
 
</td><td>11
 
</td><td>12
 
</td></tr>
<tr><td>С несколькими ведомыми валами</td><td>13
 
</td><td colspan="2">14
 
</td></tr>
</table>

2. Классификация ременных передач по способам натяжения ремней



Натяжение ремня осуществляется:

1) за счет упругости ремня укорочением его при сшивке (табл. 2, схема *а*); передвижением одного вала (табл. 2, схемы *б*, *в*) или перемещением нажимного ролика (схемы *2*, *3*, *5*, *6*, *8*, *9*, *11*, *13* табл. 1);

2) автоматически весом качающейся системы (табл. 2, схема *г*), грузом (табл. 2, схема *д*) или силой пружины (табл. 2, схемы *е*, *ж*), воздействующей на качающуюся систему или натяжной ролик;

3) автоматически за счет реактивного момента, действующего на статор двигателя (табл. 2, схема *з*) или на подвесной редуктор (табл. 2, схема *и*).

При первом способе натяжение, как правило, оказывается больше необходимого, что сокращает срок службы ремня; при втором натяжение устанавливается по наибольшей нагрузке и оно постоянно; при третьем натяжение меняется с изменением нагрузки и срок службы ремня наибольший, допускаются большие передаточные числа и меньшие межосевые расстояния.

Передачи по схемам *7*—*9* табл. 1 и все передачи с автоматическим натяжением нереверсивные. Остальные допускают изменение направления вращения без конструктивных изменений или дополнительной регулировки натяжения.

Геометрические и кинематические зависимости

Для открытой передачи (рис. 2) угол обхвата на малом шкиве

$$\alpha = 180° - 60\frac{d_б - d_м}{a}, \qquad (1)$$

где $d_б$ и $d_м$ — расчетные диаметры большего и меньшего шкивов; a — межосевое расстояние.

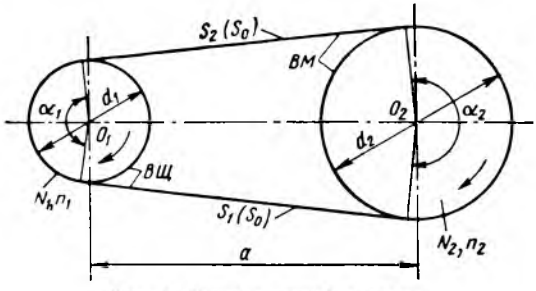


Рис. 2. Схема ременной передачи

За расчетные диаметры принимают для плоскоременной передачи диаметр наружной поверхности шкива, для передач клиноременной и поликлиновой — диаметр окружности расположения нейтральной линии ремня.

Длина ремня (без учета вытяжки, провисания и соединения концов)

$$L = 2a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a}, \qquad (2)$$

где

$$\Delta_1 = \pi \frac{d_б + d_м}{2} \text{ и } \Delta_2 = \left(\frac{d_б - d_м}{2}\right)^2$$

При заданной длине ремня L для бесконечных ремней

$$a = 0{,}25\,[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\,\Delta_2}]. \quad (3)$$

Для сложных передач углы обхватов α_i на всех шкивах и длины прямолинейных участков l_i находят графически по схеме, вычерчиваемой в масштабе. Для передач с параллельными валами $\sum\alpha_i = 360°$; углы обхвата шкивов и роликов, находящихся с внешней стороны контура ремня (на табл. 1 схемы *2*, *3*, *5*, *11*, *13*), берут со знаком «минус». Длина ремня

$$L = \sum l_i + \frac{\pi}{360°} \sum \alpha_i d_i,$$

где α_i — углы, градусы.

Передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{(1 - \varepsilon)\, d_1} \approx \frac{d_2}{d_1}, \quad (4)$$

где $n_{1\,(2)}$ и $d_{1\,(2)}$ — частоты вращения и расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов; ε — коэффициент скольжения; при нормальной нагрузке $\varepsilon = 0{,}01 \div 0{,}02$.

Окружная скорость (м/с)

$$v = \frac{\pi\, dn}{60}. \quad (5)$$

Силовые зависимости

Связь между мощностями на ведомом N_2 и ведущем N_1 валах следующая:

$$N_2 = N_1\eta, \quad (6)$$

где η — к. п. д. ременной передачи.

Связь между крутящими моментами

$$M_2 = M_1 i \eta. \quad (7)$$

Окружное усилие

$$P = \frac{102N}{v} = \frac{2M}{d}, \quad (8)$$

где N — передаваемая мощность, кВт; $M = 974\,\frac{N}{n}$ — момент, кгс·м

Для обеспечения работы ременной передачи предварительно в покое ремень натягивают силой S_0. При работе на холостом ходу добавляется натяжение от центробежных сил

$$S_ц = \frac{qv^2}{g}, \tag{9}$$

где q — масса 1 длины ремня, кг/м; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

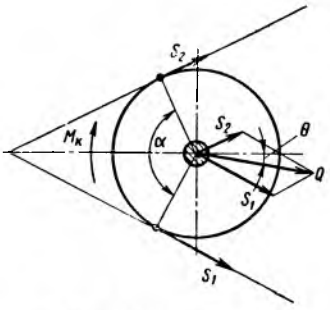


Рис. 3. Схема к расчету

Общее натяжение ветвей на холостом ходу

$$S_x = S_0 + \chi S_ц, \tag{10}$$

где χ — коэффициент, учитывающий жесткость ремня и деталей передачи (валов, корпуса и др.) и зависящий от способа натяжения ремня. При автоматическом натяжении $\chi = 1$; при натяжении за счет упругости ремня в передачах с жесткими деталями и малой жесткостью ремня (при больших межосевых расстояниях) $\chi \to 0$, в остальных случаях $0 < \chi < 1$.

Силы натяжения ветвей при передаче окружного усилия (рис. 2)

$$S_1 = \frac{m}{m-1} P + S_ц \text{ и } S_2 = \frac{1}{m-1} P + S_ц. \tag{11}$$

Здесь $m = e^{\alpha_0 f'}$; α_0 — угол скольжения — часть угла обхвата, на которой происходит скольжение ремня; f' — приведенный коэффициент трения.

Для плоскоременной передачи $f' = f$; для ведущего шкива клиноременной $f' = \dfrac{f}{\sin\dfrac{\varphi}{2}}$, где f — коэффициент трения ремня по шкиву; φ — угол канавки клиноременного шкива. Для прорезиненных ремней плоских и клиновых коэффициент трения $f \approx 0{,}35$, для кожаных $f \approx 0{,}40$, для хлопчатобумажных $f \approx 0{,}30$ и шерстяных $f \approx 0{,}25$.

Для гарантии от пробуксовки при нормальной работе следует принимать $\alpha_0 = (0{,}5 - 0{,}7)\,\alpha$, где α — угол обхвата на меньшем шкиве.

Сила предварительного натяжения ремня

$$S_0 = 0{,}5\frac{m+1}{m-1} P + (1-\chi) S_ц = 0{,}5\,(S_1 + S_2) - \chi S_ц. \tag{12}$$

Сила, действующая на вал (рис. 3),

$$Q = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1 S_2 \cos(180 - \alpha)} \approx 2S_0 \sin\frac{\alpha}{2}. \tag{13}$$

На холостом ходу вектор Q направлен по линии центров. При работе под нагрузкой он отклоняется от линии центров на малом шкиве в сто-

рону ведущей ветви, а на большом — в сторону ведомой ветви на угол θ, определяемый по формуле

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{P}{Q}\cos\frac{\alpha}{2}.$$

Учитывая возможность перетяжки ремня при натяжении за счет упругости, при расчете вала силу Q, определяемую по формуле (13), следует увеличить на 50% для плоскоременной передачи и на 30% для клиноременной

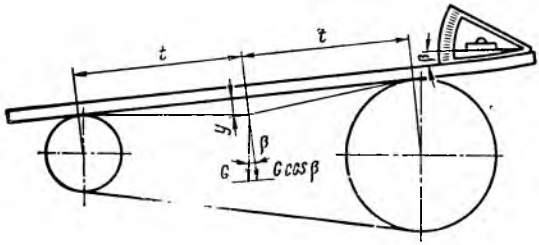


Рис. 4. Схема контроля натяжения ремня

Предварительное натяжение можно контролировать приближенно по провисанию ветви ремня под действием груза (рис. 4); по середине пролета, равного $2t$, подвешивают с помощью клеммового зажима (со скошенными краями в месте захвата ремня) груз $G = 1 \div 20$ кг (включая массу зажима). Стрелу прогиба ветви y строго измеряют глубиномером, а угол наклона β ветви к горизонту — угломером. Натяжение ремня

$$S_0 = \frac{Gt}{2y}\cos\beta.$$

В передачах вертикальных и с большим углом наклона к горизонту ветвь оттягивают пружинным динамометром.

Указанный метод дает натяжение на 5—10% выше действительного.

Напряжения в ремне

Напряжение от предварительного натяжения

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F}. \qquad (14)$$

Площадь сечения: плоского ремня $F = b\delta$, где b — ширина, см; δ — толщина ремня, см; комплекта клиновых ремней $F = F_1 z$, где F_1 — площадь сечения одного ремня; z — число ремней в передаче.

Напряжение от центробежных сил

$$\sigma_ц = \frac{S_ц}{F} = \frac{\rho v^2}{100}, \qquad (15)$$

где ρ — плотность материала ремня г/см^3; для прорезиненных плоских, клиновых и поликлиновых ремней $\rho = 1{,}25 \div 1\,4$; для плоских кожаных $\rho = 1{,}0$; хлопчатобумажных и шерстяных $\rho = 1{,}0$.

Удельное окружное усилие, называемое полезным напряжением,

$$k = \frac{P}{F}. \tag{16}$$

Напряжения в ветвях при работе под нагрузкой

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{F} = \frac{m}{m-1}k + \sigma_ц \text{ и } \sigma_2 = \frac{S_2}{F} = \frac{1}{m-1}k + \sigma_ц. \tag{17}$$

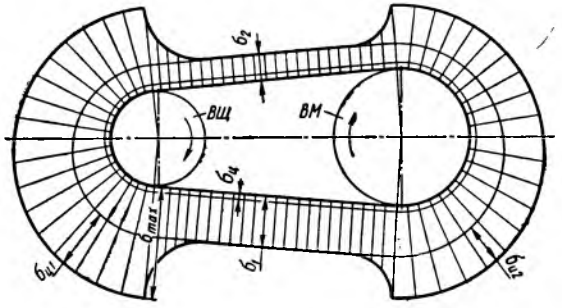


Рис. 5. Диаграмма напряжений в ремне

На шкивах и роликах в сечениях ремня возникает напряжение изгиба

$$\sigma_и = E\frac{2y}{d}, \tag{18}$$

где E — модуль упругости материала ремня при растяжении; y — расстояние опасных волокон, с которых начинается усталостное разрушение ремня, от его нейтральной линии (для плоского ремня $y = 0{,}5\delta$).

Диаграмма суммарных напряжений дана на рис. 5. Наибольшее напряжение в точке набегания ведущей ветви на малый шкив

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_и = \frac{m}{m-1}k + \sigma_и + \sigma_ц. \tag{19}$$

Критерии работоспособности ременной передачи

К ним относятся тяговая способность передачи и долговечность ремня. Существенным показателем является к. п. д. передачи.

Тяговая способность характеризуется зависимостью относительного скольжения ε от нагрузки или коэффициента тяги

$$\psi = \frac{P}{S_1 + S_2} \approx \frac{P}{2S_0} = \frac{k}{2\sigma_0}. \tag{20}$$

Скольжение возникает в результате упругих деформаций растяжения и сдвига ремня при передаче им окружного усилия. Экспериментальная кривая скольжения ε от ψ представлена на рис. 6.

Совместно с кривой к. п. д. она характеризует работу ременной передачи от холостого хода, когда $\psi = 0$, до предельной нагрузки ψ_{max}, при которой происходит буксование ремня. Часто за допустимую принимают нагрузку, соответствующую коэффициенту тяги $\psi_0 = \frac{k_0}{2\sigma_0}$, при котором начинается резкое повышение скольжения. Отношение

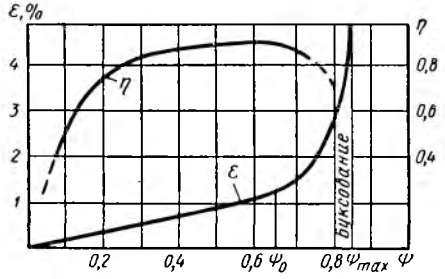


Рис. 6. Кривые скольжения и к. п. д. передачи

$\beta = \frac{\psi_{max}}{\psi_0}$ характеризует возможную перегрузку ремня: его значения для прорезиненных ремней 1,15—1,30; для кожаных и шерстяных 1,35—1,50 и хлопчатобумажных 1,25—1,40.

Коэффициент тяги $0 < \varphi < 1$ связан с коэффициентом m зависимостью

$$\psi \approx \frac{m-1}{m+1}. \tag{21}$$

Долговечность ремня определяется его выносливостью или усталостной прочностью ремня. Срок службы ремня зависит от максимального напряжения σ_{max} в наиболее опасных элементах ремня, определяемого по формуле (19), и эффективной частоты циклов напряжений

$$u_{эф} = \frac{uz_ш}{\xi_i} = \frac{vz_ш}{L\xi_i}, \tag{22}$$

где $u = \frac{v}{L}$ — частота пробегов в секунду, $с^{-1}$; $z_ш$ — число шкивов в передаче; ξ_i — коэффициент, учитывающий разную степень изгиба ремня на меньшем и большем шкивах. При $i = 1$ $\xi_i = 1$, с увеличением i влияние изгиба на большем шкиве уменьшается, и при $i \to 7 - 8$ $\xi_i = z_ш$. Для плоскоременных передач ξ_i см. на рис. 7, для клиноременных — на рис. 8.

За весь срок службы T ($ч$) эффективное число изгибов

$$Z_{эф} = 3600 u_{эф} T = 3600 \frac{vz_ш}{L\xi_i} T. \tag{23}$$

Аналитическое выражение кривых усталости ремней (рис. 9).

$$\sigma_{max}^{\nu} Z_{эф} = C. \qquad (24)$$

Здесь ν и C — опытные постоянные, зависящие от вида ремня и материала его основных элементов; в среднем для плоских ремней $\nu = 6$, для клиновых $\nu = 11$.

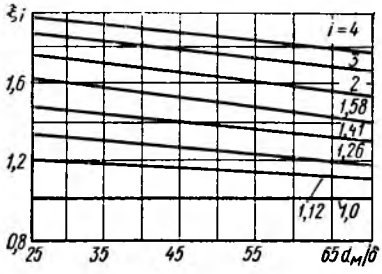


Рис. 7. Коэффициент ξ_i для плоских ремней

Наибольшими составляющими в σ_{max} являются $\sigma_и$ и σ_0. С уменьшением диаметра меньшего шкива $d_м$ и увеличением напряжения σ_0 долговечность T ремней снижается. Так, относительный срок службы T для плоскоременной передачи при $\sigma_0 = 18$; 22; 26 и 30 кгс/см^2 составляет соответственно $T = 100$; 75; 54 и 40% и при $d_м/\delta = 25$; 30; 35 и 40 $T = 48$; 100; 180 и 300%; для клиноременной при $\sigma_0 = 9$; 12; 15 и 18 кгс/см^2 $T_0 = 420$; 100; 33; 13% и при $d_м/h = 11{,}5$; 13; 14,5; 16 $T_0 = 30$; 56; 100 и 200%. Учитывая это, при конструировании передач следует выбирать шкив возможно бо́льших диаметров и не увеличивать натяжение ремня сверх необходимого.

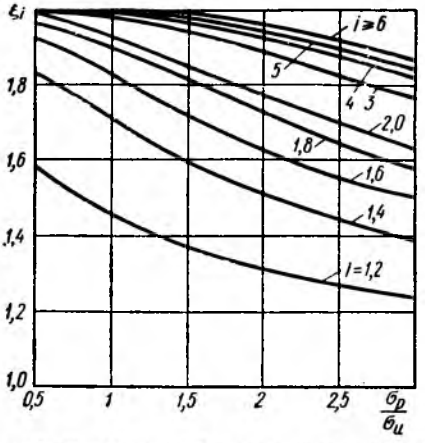


Рис. 8. Коэффициент ξ_i для клиновых ремней

Потери и к. п. д. Потери в ременной передаче состоят из потерь на внутреннее трение (гистерезис) при изгибе и растяжении, на трение ремня о шкив при скольжении и на трение в подшипниках. Потери на скольжение соответствуют скольжению $\varepsilon \approx 1 \div 2\%$. Из потерь на упру-

гий гистерезис наибольшей величины достигает потеря на изгиб. Она повышается с увеличением толщины δ ремня и особенно существенна в клиноременной передаче из-за большой высоты h сечения ремня.

В клиноременной передаче добавляются еще потери на радиальное скольжение ремня в канавке и на его сжатие. К. п. д. передачи резко снижается при относительно малых нагрузках — малых ψ (см. рис. 6). Для коэффициентов тяги, близких по значениям к ψ_0, к. п. д. достигает наибольшей величины.

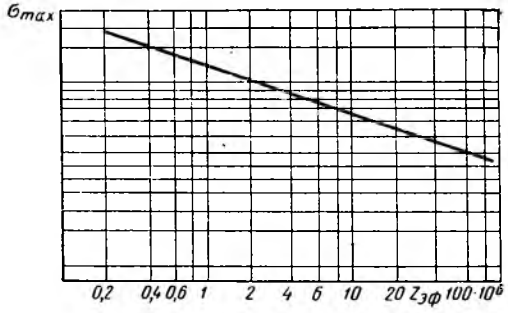


Рис. 9. Кривая усталости ремней

В быстроходных передачах при скорости ремня $v = 50 \div 100$ м/с существенной величины достигают потери на сопротивление воздуха, что снижает к. п. д. этих передач.

ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В этой передаче ремень тоньше клинового, шкивы меньших диаметров, к. п. д. выше, при выполнении ремня бесконечным обеспечивается работа без вибраций и крутильных колебаний.

Плоскоременная передача может выполняться по схемам *1—5*, *7—12* табл. 1, наиболее распространены открытые передачи.

Передачи перекрестные, полуперекрестные и угловые допускают скорость $v \leqslant 15$ м/с.

Способы натяжения ремня приведены на стр. 482 и в табл. 2.

Передачи полуперекрестные и с автоматическим натяжением по схемам *г—и* нереверсивны; остальные допускают вращение в обе стороны. Передаточные числа i открытых передач до 5, перекрестных до 6, полуперекрестных до 3, с направляющими и нажимными роликами до 4, с автоматическим натяжением до 8 и с натяжным роликом до 10.

Имеется два вида плоскоременных передач: обыкновенные $v = 25 \div 30$ м/с и быстроходные $v > 30$ м/с.

Обыкновенная плоскоременная передача

Для нее применяют конечные ремни, поставляемые в рулонах. После отрезки ремня нужной длины концы его соединяют различными способами или сшивают [1]. Место соединения (сшивки) более жестко и тяжелее остальной части ремня; при прохождении его по шкивам возникают удар, вибрации, что заставляет ограничивать скорость до $v = 25 \div 30$ м/с. Место соединения снижает долговечность ремня.

Виды ремней

Прорезиненные ремни являются наиболее распространенными, их выпускают трех типов: А — нарезные, с резиновыми прослойками между всеми прокладками и с кромками, защищенными водоупорным составом; Б — послойно завернутые как с резиновыми прослойками, так и без них; В — спирально-завернутые без резиновых прослоек. Для прокладок применяют ткани на синтетической основе БКНЛ-65 и хлопчатобумажной (бельтинга) Б-820. По ТУ 38-1054-35—72 предусмотрены с тканью БКНЛ-65 ремни нарезного типа шириной от 20 до 560 мм; толщина прокладки с резиновой прослойкой 1,2 мм обкладки 1—6 мм. Ремни с тканью Б-820 по ГОСТ 101—54* могут выполняться всех типов А, Б и В шириной $b = 20 \div 1200$ мм; толщина прокладки 1,25 мм, то же с прослойкой — 1,5 мм. Стандартные ширина и числа прокладок i прорезиненных ремней приведены в табл. 3, а толщина их — в табл. 4.

3. Стандартная ширина b и число прокладок i прорезиненных ремней

Ширина b, мм	Число прокладок i
20, 25, (30), 40	3—5
50, (60), 63, (70), 71, (75)	3—5
80, (85), 90, 100, 112	3—6
(115), 125, 160, 180, 200, 224, 250	4—6
280, (300), 355	4—8
400, 450	5—8
500, (550), 560	5—9

Примечание. Ширину, указанную в скобках, для новых передач выбирать не следует.

4. Толщина прорезиненных ремней, мм

Число прокладок i	Толщина δ ремней из		
	бельтинга Б-820 без прослоек	бельтинга Б-820 с прослойками	ткани БКНЛ-65
2	2,5	3	—
3	3,75	4,5	3,6
4	5	6	4,8
5	6,25	7,5	6,0
6	7,5	9	7,2
7	8,75	10,5	8,4
8	10	12	9,6
9	11,25	13,5	10,8

По специальным заказам прорезиненные ремни выполняют бесконечными.

Кожаные ремни (табл. 5) обладают лучшей тяговой способностью, выдерживают большие перегрузки, допускают меньшие диаметры шкивов. Их выполняют из ремневых чепраков растительного, хромо-растительного и хромового дубления одинарными и двойными.

5. **Ширина и толщина кожаных ремней по ГОСТ 18679—73**

Ширина b, мм	Толщина ремней δ, мм	
	одинарных	двойных
10, 16, 20, 25	3,0—3,5	—
32, 40, 50	3,5—4,0	—
63, 71	4,0—4,5	—
80, 90, 100, 112	4,5—5,0	7,5—8,0
125, 140	5,0—5,5	9,0—9,5
160, 180, 200, 224, 250, 280, 355, 400, 450, 500, 560	5,5—6,0	9,5—10,0

6. **Стандартные размеры и число прокладок текстильных ремней**

Ширина b, мм	Толщина δ, мм	Число прокладок i
Хлопчатобумажные по ГОСТ 6982—75		
30, 40	4,5	4
50, 60, 75, 90, 100	4,5	4
50, 60, 75, 90, 100, 125, 150	6,5	6
100, 125, 150, 175, 200, 250	8,5	8
Шерстяные по ОСТ/НКТП 3157		
50, 60, 75, 90	6	3
100, 115, 125, 150, 175	9	4
200, 225, 250, 350, 400, 450, 500	11	5

Текстильные ремни выполняются типов и размеров, указанных в табл. 6. Шерстяные ремни особенно пригодны для работы в атмосфере с повышенной влажностью, запыленной, насыщенной парами щелочей, бензина, а также при резких колебаниях нагрузки, но тяговая способность их сравнительно низкая.

Сравнительные эксплуатационные характеристики ремней приведены в табл. 7.

О ремнях из синтетических материалов см. стр. 507—510.

Предварительная вытяжка ремней необходима для лучшего сохранения натяжения при эксплуатации и более спокойной работы ремня.

Ремни для передач без натяжных устройств подвергают вытяжке до соединения концов (рис. 10), после чего отмеряют окончательно необходимую длину. Предварительную вытяжку ремней для передач с автоматическим натяжением (табл. 2, схемы *г—и*) лучше производить, когда концы ремня уже соединены (рис. 11).

Минимальные диаметры шкивов при вытяжке $d_{min} \geqslant 40\delta$ для прорезиненных и кожаных ремней и $d_{min} \geqslant$



Рис. 10. Предварительная вытяжка конечного ремня

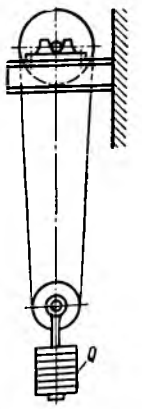


Рис. 11. Предварительная вытяжка бесконечного ремня

7. Выбор приводного ремня в зависимости от условий работы

Показатели и условия работы		Приводные ремни			
		прорезиненные	кожаные	хлопчатобумажные	шерстяные
Удельная тяговая способность		Высокая	Высокая	Средняя	Низкая
Наибольшая скорость, м/с		Тип А — 30 Тип Б — 20 Тип В — 15	40	20	30
Резкие колебания рабочей нагрузки (удары)		Допускают незначительные	Допускают тельные	Допускают	Допускают значительные
Кратковременные перегрузки		До 20—30%	До 40—50%	До 30—40%	До 40—50%
Сохраняют начальное натяжение (при τ = const)		Хорошо	Удовлетворительно	Недостаточно	Удовлетворительно
Возможность применения в перекрестных передачах и на ступенчатых шкивах с закраинами		Применимы ремни без обкладок	Пригодны ремни растительного дубления	Неприменимы	Неприменимы
Допустимая температура, °С		До 60° С	До 50° С — ремни растительного и хромораститель-ного и до 70° С — хромового дубления	До 50° С	До 60° С
Пригодность при наличии	повышенной влажности	Пригодны с двухсторонней обкладкой	Пригодны	Не пригодны	Пригодны
	едких паров и газов		Не пригодны		
	кислот и водяных паров		Пригодны ремни хромового дубления		Не пригодны
	щелочей	Не пригодны		Пригодны	Пригодны
	бензина				
	пыли	Пригодны ремни без обкладки		Не рекомендуется применять	

$\geqslant 30\delta$ для хлопчатобумажных и шерстяных (δ — толщина ремня). Необходимый для вытяжки груз на обе ветви

$$Q = 3\sigma b\delta,$$

где b и δ — ширина и толщина ремня, см.

Рекомендуемое напряжение при вытяжке $\sigma = 30 \div 35$ кгс/см². Продолжительность вытяжки до трех суток. В процессе вытяжки ремень следует несколько раз передвинуть по шкиву (рис. 10) или вращать шкивы (рис. 11).

Выбор параметров передачи

Диаметры шкивов следует брать возможно большими, это уменьшает напряжение изгиба в ремне, повышает его долговечность, к. п. д. и тяговую способность передачи, уменьшаются окружное усилие и сечение ремня. При проектном расчете диаметр меньшего шкива (мм) рекомендуется определять по формуле М. А. Саверина [1]

$$d_м = (1100 \div 1350)\sqrt[3]{\frac{N}{n_б}}, \qquad (25)$$

где N — передаваемая мощность, кВт; $n_б$ — частота вращения быстроходного вала передачи, об/мин.

Предельные диаметры шкивов указаны в табл. 8.

Межосевое расстояние. Для открытых передач с натяжением ремня за счет его упругости рекомендуется

$$a \geqslant 2(d_б + d_м).$$

Для перекрестной и полуперекрестной передач

$$a \geqslant 10\sqrt{b\,d_б},$$

должно быть $a \geqslant 20b$ и $b_{max} = 0{,}25$ м.

При выбранном a и длине ремня L число пробегов ремня в секунду

$$u = \frac{v}{L} \leqslant [u],$$

где v — скорость ремня, м/с; L — длина ремня, м.

Для обеспечения долговечности ремня в рассматриваемой передаче $[u] = 5$ 1/с.

8. Минимальные диаметры шкивов для приводных ремней разных типов

Ремни	Толщина δ	Число слоев (прокладок) i	d_{min}, мм	
			рекомендуемый	допускаемый
Прорезиненные	—	2	100	80
	—	3	160	125
	—	4	224	180
	—	5	280	250
	—	6	360	315
	—	7	450	400
	—	8	560	500
Кожаные одинарные	3	—	100	80
	3,5	—	125	100
	4	—	160	125
	4,5	—	180	140
	5	—	200	160
	5,5	—	224	180
Текстильные: хлопчатобумажные	4,5	4	125	112
	6,5	6	200	180
	8,5	8	315	280
шерстяные	6	3	180	160
	9	4	320	280
	11	5	450	400

В передачах с автоматическим натяжением минимальное расстояние ограничивается лишь их конструкцией и число пробегов может быть больше указанной величины.

Угол обхвата на меньшем шкиве в плоскоременной передаче должен быть не менее 150°. Если получается $\alpha < 150°$, то следует увеличить межосевое расстояние или применить натяжной ролик.

Предварительное натяжение должно обеспечивать необходимую тяговую способность и достаточную долговечность ремня; для ремней кожаных и текстильных оно характеризуется напряжением

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F} = \frac{S_0}{b\delta}, \qquad (26)$$

где S_0 — усилие в ветви ремня от предварительного натяжения, кгс; $F = b\delta$ — площадь сечения ремня, см².

В прорезиненных ремнях несущими являются тканевые прокладки, резиновые же прослойки воспринимают незначительную часть нагрузки. Поэтому предварительное натяжение характеризуется усилием, приходящимся на единицу ширины одной прокладки:

$$s_0 = \frac{S_0}{bi}. \qquad (27)$$

Для обыкновенных плоских ремней рекомендуемые значения: $\sigma_0 = 16$ кгс/см² ($s_0 = 2{,}0$ кгс/см) — для передач с натяжением за счет упругости ремня при $a = \text{const}$, малом межосевом расстоянии, либо при наклоне передачи к горизонту $\geqslant 60°$; $\sigma_0 = 18$ кгс/см² ($s_0 = 2{,}25$ кгс/см) — при том же виде натяжения, $a = \text{const}$, сравнительно большом межосевом расстоянии и угле наклона $< 60°$, а также при $a = \text{var}$ и натяжении по схемам *б* и *в* табл. 2; $\sigma_0 = 20$ кгс/см² ($s_0 = 2{,}5$ кгс/см) — при автоматическом натяжении по схемам *г—ж* табл. 2 и $\sigma_0 = 24$ кгс/см² ($s_0 = 3{,}0$ кгс/см) — при натяжении в зависимости от величины нагрузки по схемам *в* и *и* табл. 2.

Для каждой ветви кожаных и текстильных ремней

$$S_0 = \sigma_0 b\delta \qquad (28)$$

и прорезиненных ремней

$$S_0 = s_0 bi. \qquad (29)$$

При установке или подтягивании ремня необходимо дать ему начальное натяжение: $1{,}5S_0$ — в передачах с $a = \text{const}$ и натяжении за счет упругости, если ремень новый или долго не работал; $1{,}25S_0$ — в тех же передачах, но с работавшим ремнем или в передачах с $a = \text{var}$ и с новым ремнем и S_0 — в передачах с автоматическим натяжением.

Величина предварительного натяжения должна в эксплуатации строго контролироваться, как указано на стр. 485.

При конструировании натяжных устройств следует учитывать вытяжку ремня в процессе работы на 5%.

К. п. д. плоскоременной передачи при двух шкивах $\eta = 0{,}94 \div 0{,}98$, в среднем 0,96; передачи с натяжным роликом $\eta = 0{,}94$; скольжение — 1—2%, бо́льшие значения для кожаных и текстильных ремней, меньшие — для прорезиненных.

Расчет обыкновенных плоскоременных передач

Расчет базируется на показателях тяговой способности, долговечность ремня принимается во внимание при выборе параметров $d_м$, a, u (см. стр. 493).

Номинальные допускаемые окружные усилия p_0, передаваемые единицей ширины ремня, при угле обхвата $\alpha = 180°$, скорости $v = 10$ м/с, спокойной односменной работе и нормальных условиях окружающей среды даны в табл. 9—11.

Для шкивов из дерева значения p_0 на 20% больше, а при работе передачи в помещениях с повышенной влажностью, с повышенной температурой, запыленных или с воздухом, насыщенным маслом, p_0 на 10—30% меньше табличных.

Допускаемое удельное окружное усилие

$$[p] = p_0 C_0 C_\alpha C_v C_р. \qquad (30)$$

Здесь коэффициенты C_0, C_α и $C_р$ учитывают влияние условий работы, отличных от исходных; факторы, от которых они зависят, и их величины указаны в табл. 12—14.

Коэффициент C_v, учитывающий влияние центробежных сил в зависимости от скорости ремня:

v, м/с	1	5	10	15	20	25	30
C_v	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

Для передач с автоматическим натяжением коэффициенты $C_0 = 1$ и $C_v = 1$.

Снижение коэффициента $C_р$ в зависимости от сменности преследует цель только обеспечения нормальной долговечности ремня.

Передачу рассчитывают по наибольшей длительно передаваемой мощности N или соответствующему моменту на быстроходном валу $M_б$. Допустимость кратковременных перегрузок с моментом $M_{б\,пик}$ проверяют по запасу сцепления

$$\beta = \frac{M_{б\,пик}}{M_б}. \qquad (31)$$

Значения β указаны на стр. 487.

В этом расчете усилие натяжения в ветвях S_0 определяют по формулам (28) и (29), усилие, действующее на вал, — по формуле (13), с учетом увеличения натяжения в начальный период.

На основании зависимости (23) ориентировочный срок службы ремня в передаче с двумя шкивами

$$T = \frac{T_0}{u} \xi_i. \qquad (32)$$

Здесь u — частота пробегов, $с^{-1}$; ξ_i — коэффициент, берется по рис. 7; T_0 — долговечность ремня при $u = 1$, $i = 1$, $z_ш = 2$. Значения T_0 для прорезиненного ремня приведены в табл. 15 в зависимости от $\frac{d_м}{\delta}$ и напряжения растяжения:

$$\sigma_р = \sigma_0 + \frac{p_0}{2\delta} + \frac{\rho v^2}{100}.$$

9. Удельное окружное усилие p_0, передаваемое прорезиненными ремнями из ткани БКНЛ-65 и бельтинга Б-820

Число слоев i	Диаметр меньшего шкива $d_м$, мм	Удельное окружное усилие p_0, кгс/см, при натяжении s_0, кгс/см			
		2	2,25	2,5	3
	80	5,0	5,4	5,8	6,6
	100	5,2	5,6	6,0	6,8
	⩾125	5,3	5,7	6,1	6,9
3	125	7,1	8,3	8,8	10,0
	160	7,3	8,5	9,1	10,3
	⩾200	7,5	8,7	9,3	10,5
4	180	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	10,5	11,4	12,3	13,8
	⩾280	10,7	11,6	12,5	14,1
5	250	12,7	14,0	15,1	17,0
	315	13,0	14,4	15,5	17,4
	⩾400	13,2	14,6	15,8	17,7
6	315	15,6	17,0	18,3	20,5
	400	15,9	17,3	18,7	21,0
	⩾500	16,1	17,6	19,0	21,4
7	400	18,3	20,0	21,5	24,2
	500	18,6	20,4	21,9	24,7
	⩾630	18,9	20,7	22,2	25,1
8	500	21,1	23,0	24,7	27,8
	630	21,5	23,4	25,2	28,4
	⩾800	21,8	23,7	25,6	28,8

10. Удельное окружное усилие p_0, передаваемое кожаным ремнем

Толщина δ, мм	Диаметр меньшего шкива $d_м$, мм	Удельное окружное усилие p_0, кгс/см, при напряжении σ_0, кгс/см²			
		16	18	20	24
3	80	4,9	5,4	5,7	6,6
	100	5,5	6,1	6,4	7,4
	125	6,0	6,6	7,0	8,1
3,5	100	6,1	6,5	7,2	7,6
	125	6,7	7,3	7,9	8,6
	160	7,2	7,9	8,6	9,5
4,0	125	7,4	7,9	8,3	9,2
	160	7,9	8,7	9,2	10,3
	200	8,4	9,3	9,9	11,1
4,5	140	8,0	8,8	9,3	10,3
	180	8,9	9,7	10,4	11,6
	224	9,5	10,4	11,1	12,5
5	160	9,0	9,9	10,5	11,7
	200	9,9	10,9	11,6	12,9
	250	10,5	11,6	12,4	13,9
5,5	180	10,1	11,0	11,7	13,0
	224	11,0	12,0	12,8	14,3
	280	11,7	12,8	13,7	15,4

Удельное окружное усилие p_0, передаваемое текстильными ремнями

Число слоев i	Толщина δ, мм	Диаметр меньшего шкива $d_м$, мм	Удельное окружное усилие p_0, кгс/см при напряжении σ_0, кгс/см²			
			16	18	20	24
		Хлопчатобумажные ремни				
4	4,5	112	6,2	6,7	7,1	7,7
		140	6,8	7,3	7,8	8,4
		180	7,2	7,8	8,3	9,1
	6,5	180	9,3	10,1	10,7	11,6
		224	10,1	10,8	11,5	12,6
		280	10,5	11,3	12,1	13,3
8	8,5	280	12,9	13,9	14,9	16,2
		360	13,7	14,8	15,8	17,4
		450	14,1	15,4	16,5	18,2
		Шерстяные ремни				
3	6	160	7,1	7,6	7,8	7,9
		200	7,7	8,2	8,6	8,8
		250	8,1	8,7	9,2	9,5
4	9	280	10,4	12,1	12,6	12,8
		360	11,4	13,0	13,7	14,0
		450	12,1	13,6	14,4	14,9
5	11	400	14,4	15,3	16,3	16,8
		500	15,2	16,3	17,3	17,8
		630	15,8	17,0	18,1	18,7

12. Коэффициент C_0, учитывающий вид передачи, и угол наклона ее к горизонту

Вид передачи	C_0 при угле наклона оси передачи к горизонту,		
	0—60	60—80	80—90
Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости	1,0	0,9	0,8
Перекрестная передача	0,9	0,8	0,7
Полуперекрестная передача и передачи угловые с направляющими роликами	0,8	0,7	0,6

13. Коэффициент C_α, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве

$\alpha°$	C_α	α'	C_α	$\alpha°$	C_α
100	0,76	140	0,88	190	1,05
110	0,79	150	0,91	200	1,10
120	0,82	160	0,94	210	1,15
130	0,85	170	0,97	220	1,20
		180	1,0		

14. Коэффициент $C_р$ режима работы и динамичности нагрузки

Группа рабочих машин	Коэффициент $C_р$ при группе двигателей								
	А			Б			В		
	Количество смен работы								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
I	1,00	0,87	0,72	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60
II	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56
III	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51
IV	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51	0,61	0,53	0,44

Группы двигателей:

А — электрический однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор или переключением со звезды на треугольник, постоянного тока шунтовой, двигатель внутреннего сгорания с четырьмя и более цилиндрами, турбина.

Б — электрический переменного тока с высоким пусковым моментом, постоянного тока компаундный, двигатель внутреннего сгорания с двумя или тремя цилиндрами.

В — электрический переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском, постоянного тока сериесный, одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания.

Группы рабочих машин:

I — электрические генераторы легкие; насосы, компрессоры центробежные и ротационные; ленточные конвейеры; станки токарные, сверлильные, шлифовальные; веялки, сепараторы, легкие грохоты.

II — электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки; цепные конвейеры, элеваторы; станки фрезерные, зубофрезерные, револьверные; дисковые пилы для дерева; прядильные, бумажные, пищевые машины.

III — поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки тяжелые; конвейеры винтовые, скребковые; станки строгальные, долбежные; прессы; ткацкие машины.

IV — подъемники, экскаваторы, драги, прессы с легким маховиком, ножницы, молоты, бегуны, глиномялки, мельницы, дробилки, лесопильные рамы.

15. Расчетная долговечность прорезиненных ремней T_0 при двух шкивах ($i = 1$, $u = 1\ с^{-1}$)

$\sigma_р$, кгс/см²	Значения T_0 (ч) при $d_м/\delta$					
	25	30	35	40	45	50
24	950	1970	3560	5850	8710	12 400
28	725	1420	2460	3950	5850	8 050
32	535	1040	1750	2740	3950	5 280
36	410	775	1280	1900	2740	3 560
40	320	585	950	1300	1900	2 400
44	250	425	725	1020	1390	1 750
48	195	345	585	750	1040	1 280

Долговечность кожаных ремней на 75% выше, а хлопчатобумажных и шерстяных на 25% ниже, чем прорезиненных.

Методика расчета передач

1. Поверочный расчет. Должны быть известны: вид передачи и способ натяжения ремня; ее назначение, условия и режим работы; тип двигателя и вид рабочей машины; частота вращения одного из валов; материал ремня; сечение ремня $b \times \delta$; межосевое расстояние a; диаметры d_1 и d_2 и ширина шкивов B; расположение передачи, диаметр d_0 направляющего или нажимного ролика.

Цель расчета — определение допускаемого окружного усилия

$$[P] = [p]\, b, \tag{33}$$

допускаемой мощности

$$[N] = \frac{[P]\, v}{102}$$

и оценка передачи по тяговой способности и долговечности ремней. Если особо оговорены условия работы: влажность, температура и т. п., то должно быть сделано заключение о применимости передачи в данных условиях (см. табл. 7). Последовательность расчета приведена в табл. 16.

2. Проектный расчет. Для проектирования передачи должны быть заданы: род передачи и способ ее натяжения (см. табл. 1 и 2); назначение и режим работы машины, тип двигателя; наибольшая длительно передаваемая мощность N или моменты $M_б$ и $M_{б.\,пик}$; частоты вращения обоих валов; расположение передачи и желательные габариты.

Цель расчета — определить вид и размеры ремня, размеры шкивов, межосевое расстояние и усилия, действующие на валы. Порядок расчета приведен в табл. 17.

Пример. Рассчитать открытую передачу плоским ремнем к вентилятору мощностью $N_2 = 37$ кВт при $n_2 = 730$ об/мин, с приводом от асинхронного электродвигателя АО2-81-4 мощностью $N = 40$ кВт при $n_1 = 1460$ об/мин, с пуском через автотрансформатор. Пусковой момент $M_{пуск} = 1{,}1\ M_{ном}$.

Работа трехсменная. Передача горизонтальная; натяжение ремня — передвижением двигателя по салазкам.

Исходные данные. Потребная мощность на валу двигателя

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta} = \frac{37}{0{,}96} = 33{,}6 \text{ кВт}.$$

Длительно действующий момент на быстроходном валу

$$M_б = 974\,\frac{N_1}{n_1} = 974\,\frac{38{,}6}{1460} = 25{,}8 \text{ кгс·м}.$$

Номинальный момент двигателя

$$M_{ном} = 974\,\frac{40}{1460} = 26{,}7 \text{ кгс·м}.$$

Наибольший кратковременный момент (пусковой момент двигателя)

$$M_{пик} = M_{пуск} = 1{,}1 M_{ном} = 1{,}1 \cdot 26{,}7 \approx 29{,}4 \text{ кгс·м}.$$

При дальнейшем расчете руководствуемся данными табл. 17.

1. Выбираем прорезиненный ремень типа А с тканью БКНЛ-65.

16. Порядок поверочного расчета плоскоременной передачи

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Расчетная формула или указания по выбору
Скорость ремня	м/с	$v = \frac{\pi d n}{60}$, где d в м, n в об/мин
Угол обхвата	$\alpha°$	$\alpha = 180° - 60° \frac{d_б - d_м}{a}$ должен быть $\geqslant 150°$
Напряжение от предварительного натяжения	σ_0 (s_0)	Если натяжение неизвестно, то σ_0 (s_0) задаются в зависимости от рода передачи (см. стр. 494)
Удельное окружное усилие	p_0, кгс/см	По табл. 9—11 в зависимости от вида ремня, его толщины или слойности и натяжения σ_0 (s_0)
Поправочные коэффициенты	C_0, C_α, C_v, $C_р$	Из табл. 12—14 и тексту на стр. 495
Допускаемое удельное окружное усилие	$[p]$, кгс/см	$[p] = p_0 C_0 C_\alpha C_v C_р$
Допускаемое окружное усилие	$[P]$, кгс	$[P] = [p] b$, где b в см
Допускаемая мощность (длительная)	$[N]$, кВт	$[N] = \frac{[P] v}{102}$
Допускаемый момент на быстроходном валу (длительный)	$M_б$, кгс·м	$M_б = [P] \frac{d_м}{2}$, где $d_м$ в м
Коэффициент режима при односменной работе	$C'_р$	По табл. 14, но для односменной работы
Допускаемый кратковременно действующий момент	$M_{пик}$, кгс·м	$M_{пик} = \frac{\beta M_б}{C'_р}$, где β — запас сцепления, см. стр. 487
Отношение диаметра меньшего шкива к толщине ремня	$d_м/\delta$	Должно быть $\geqslant \frac{d_{min}}{\delta}$
Длина ремня	L, м	По формуле (2)
Число пробегов	u, $с^{-1}$	$u = \frac{v}{L}$, должно быть $\leqslant 5$
Натяжение ветви ремня	$S_н$, кгс,	По формуле (28) или (29)

17. Порядок проектного расчета плоскоременной передачи

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Расчетная формула или указания по выбору
Вид (материал) ремня	—	См. стр. 490—491 и табл. 7
Диаметр меньшего шкива	$d_м$, мм или м	По формуле (25) или $d_м = \frac{60v}{\pi n_б}$, задаваясь ориентировочно скоростью $v = 10 \div 25$ м/с (чем больше N, тем больше v). Значение $d_м$ округляется по табл. 22
Диаметр большего шкива	$d_б$, мм или м	$d_б = \frac{n_б d_м}{n_т}$ с округлением по табл. 22
Окончательная частота вращения ведомого вала	n_2, об/мин	$n_2 = \frac{n_1 d_1}{d_2}(1-\varepsilon)$, при этом задаются скольжением по данным стр. 483
Скорость ремня (скорректированная)	v, м/с	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60}$, где d_1 в м
Межосевое расстояние	a, мм или м	По заданным габаритам, но в соответствии с указаниями на стр. 493
Угол обхвата	$\alpha°$	$\alpha° = 180° - 60°\frac{d_б - d_м}{a}$ должен быть $\geqslant 150°$ *
Длина ремня	L, м	По формуле (2)
Число пробегов	u, $с^{-1}$	$u = \frac{v}{L}$, должно быть $\leqslant 5$ *
Натяжение ремня	σ_0, кгс/см², или s_0, кгс/см	Задаются по стр. 494 в зависимости от рода передачи
Толщина и число слоев ремня	δ, мм и i	Задаются по табл. 4—6, но так, чтобы δ и i были не больше допустимых значений для принятого $d_м$ (см. табл. 8)
Удельное окружное усилие	p_0, кгс/см	Из табл. 9—11 в зависимости от вида ремня, его толщины или слойности и натяжения σ_0 (s_0)
Поправочные коэффициенты	C_0, C_α, C_v, $C_р$	По табл. 12—14 и тексту на стр. 495
Допускаемое удельное окружное усилие	$[p]$, кгс/см	$[p] = p_0 C_0 C_\alpha C_v C_р$

Продолжение табл. 17

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Расчетная формула или указания по выбору
Момент на быстроходном валу	$M_б$, кгс·м	$M_б = 974 \frac{N}{n_б}$
Окружное усилие	P, кгс	$P = \frac{2M_б}{d_м}$
Ширина ремня	b, см	$b = \frac{P}{[p]}$ округлить по табл. 3, 5 или 6 с проверкой соответствия b и δ или b и i. При несоответствии сделать перерасчет, задаваясь другой толщиной δ (слойностью i) или другим диаметром $d_м$
Коэффициент режима при односменной работе	$C'_р$	По табл. 14, но для односменной работы
Проверка возможной перегрузки по запасу сцепления	β	$\beta = C'_р \frac{M_{пик}}{M_б}$. Должен быть $\leqslant \beta$, указанного на стр. 487. При несоблюдении этого следует сделать перерасчет, вводя вместо $M_б$ момент, равный $M_{пик}/\beta$, где β — допускаемое значение по стр. 487
Натяжение ветви ремня	S_0, кгс	По формуле (28) или (29)
Усилие, действующее на вал	Q, кгс	$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha}{2}$. При натяжении за счет упругости после подтягивания $Q' = 1{,}5Q$
Угол отклонения силы от линии центров	$\theta°$	$\operatorname{tg} \theta = \frac{P}{Q} \cos \frac{\alpha}{2}$
Ширина шкивов	B	По табл. 23

* При неудовлетворительны результатах проверки увеличить a и L.

2. По формуле (25) диаметр меньшего шкива

$$d_м = (1100 \div 1350)\sqrt[3]{\frac{N}{n_б}} = 1100\sqrt[3]{\frac{38{,}6}{1460}} = 330 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 17383—73 (табл. 22) ближайший размер $d_1 = 315$ мм.

3. Диаметр большего шкива

$$d_2 = \frac{d_1 n_1}{n_2} = \frac{315 \cdot 1460}{730} \approx 631 \text{ мм}.$$

Стандартный диаметр по табл. 22 $d_2 = 630$.

4. Окончательная частота вращения ведомого вала

$$n_2 = \frac{n_1 d_1}{d_2}(1-\varepsilon) = \frac{1460 \cdot 315}{630} 0{,}99 = 723 \text{ об/мин},$$

при этом принято скольжение $\varepsilon = 1\%$.

5. Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}315 \cdot 1460}{60} \approx 24{,}0 \text{ м/с}.$$

6. Межосевое расстояние не задано, по рекомендации

$$a \geqslant 2(d_б + d_м) = 2(630 + 315) = 1890 \text{ мм},$$

принимаем $a = 2000$ мм.

7. Угол обхвата

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_б - d_м}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{630 - 315}{2000} = 171^\circ > 150^\circ.$$

8. Длина ремня по формуле (2)

$$\Delta_1 = \pi \frac{d_б + d_м}{2} = \pi \frac{630 + 315}{2} = 1483 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{d_б - d_м}{2}\right)^2 = \left(\frac{630 - 315}{2}\right)^2 = 24\,800 \text{ мм}^2;$$

$$L = 2a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a} = 2 \cdot 2000 + 1483 + \frac{24\,800}{2000} = 5495 \text{ мм}.$$

9. Число пробегов ремня в секунду

$$u = \frac{v}{L} = \frac{24}{5{,}49} \approx 4{,}4, \text{ что близко к } u_{max} = 5 \text{ с}^{-1}.$$

10. Натяжение прорезиненного ремня как для открытой передачи с натяжением по схеме *а* табл. 2 $s_0 = 2{,}25$ кгс/см ($\sigma_0 = 18$ кгс/см^2) — см. стр. 494.

11. Число прокладок по табл. 8 при $d_{min} = 315$ мм принимаем $i = 6$.

По табл. 4 толщина ремня с тканью БКНЛ-65 без обкладок $\delta = 7{,}2$ мм.

Это обеспечивает $\frac{d_м}{\delta} = \frac{315}{7{,}2} = 44$.

12. Удельное окружное усилие по табл. 9 при $s_0 = 2{,}25$ кгс/см; $i = 6$ и $d_м = 315$ мм — $p_0 = 17{,}0$ кгс/см.

13. Поправочные коэффициенты:

По табл. 12 для горизонтальной открытой передачи $C_0 = 1$; по табл. 13 при $\alpha = 171^\circ$ $C_\alpha = 0{,}97$; по данным стр. 495 при $v = 24$ м/с $C_v = 0{,}8$ и по табл. 14 при данном двигателе и приводе на вентилятор, трехсменной работе $C_р = 0{,}72$.

14. Допускаемое удельное окружное усилие

$$[p] = p_0 C_0 C_\alpha C_v C_р = 17 \cdot 1 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}72 = 9{,}46 \text{ кгс/см}.$$

15. Момент на быстроходном валу

$$M_б = 25{,}8 \text{ кгс·м}.$$

16. Окружное усилие

$$P = \frac{2M_б}{d_м} = \frac{2 \cdot 25{,}8}{0{,}315} \approx 164 \text{ кгс}.$$

17. Ширина ремня

$$b = \frac{P}{[p]} = \frac{164}{9{,}46} = 17{,}4 \text{ см}.$$

По табл. 3 примем ширину $b = 180$ мм.

18. Коэффициент режима при односменной работе по табл. 14 $C'_р = 1{,}0$.

19. Запас сцепления при пуске ($M_{пуск} = M_{б.\ пик}$)

$$\beta = C'_р \frac{M_{б\ пик}}{M_б} = 1 \frac{29{,}4}{25{,}8} = 1{,}16,$$

что допустимо.

20. Натяжение ветви ремня

$$S_0 = s_0 b i = 2{,}25 \cdot 18 \cdot 6 = 243 \text{ кгс}.$$

21. Усилие на вал

$$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 243 \sin 85° = 485 \text{ кгс}$$

и после подтягивания

$$Q' = 1{,}5Q = 725 \text{ кгс}.$$

22. Угол отклонения силы Q от линии центров

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{P}{Q} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{162}{485} \cos 85° = 0{,}03; \quad \theta = 1° 40'.$$

23. При ширине ремня $b = 180$ мм по табл. 23 ширина шкива $B = 200$ мм

24. Напряжения в ремне

$$\sigma_0 = \frac{s_0 i}{\delta} = \frac{2{,}25 \cdot 6}{0{,}72} = 18{,}8 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_р = \sigma_0 + \frac{p_0}{2\delta} + \frac{\rho v^2}{100} = 18{,}8 + \frac{17}{2 \cdot 0{,}72} + \frac{1{,}25 \cdot 24^2}{100} = 37{,}8 \text{ кгс/см}^2,$$

где $\rho = 1{,}25$ г/см^3.

25. Ориентировочная долговечность ремня

$$T = \frac{T_0 \xi_i}{u} = \frac{2210 \cdot 1{,}65}{4{,}4} = 820 \text{ ч}.$$

Здесь при $\sigma_р = 37{,}8$ кгс/см^2 и $\frac{d_м}{\delta} = 44$ по табл. 15 $T_0 = 2210$ ч; при $i = \frac{n_1}{n_2} \approx 2$ и $\frac{d_м}{\delta} = 44$ по рис. 7 $\xi_i = 1{,}65$.

Передача с натяжным роликом

Передачи по схемам *д* и *ж* табл. 2 применяют при малых межосевых расстояниях, при больших передаточных числах (до 10), при вертикальном расположении передачи; ролик прижимается к ремню грузом или пружиной.

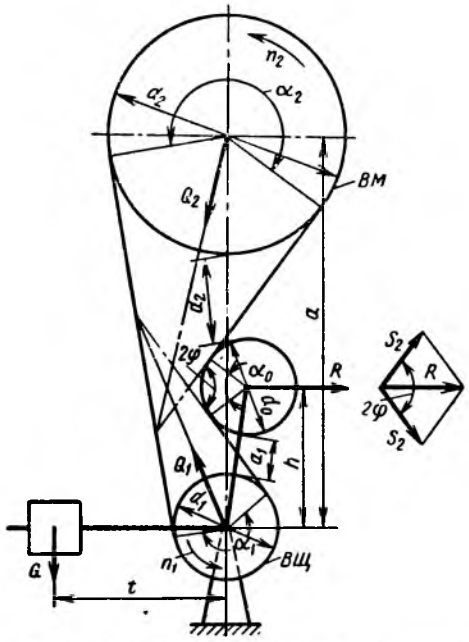


Рис. 12. Схема передачи с натяжным роликом

Преимущества этой передачи: автоматичность натяжения и меньшая сила натяжения ведущей ветви при неполной нагрузке; лучшая тяговая способность; меньшие силы, действующие на валы и опоры; постоянство межосевого расстояния. Недостатки: большая сложность и стоимость передачи; нереверсивность; повышенные требования к качеству соединения концов ремня (ремень на ролике работает обратной стороной).

Геометрические соотношения. Диаметр натяжного ролика $d_0 \leqslant 0{,}8d_м$, ширина — равная ширине шкивов. Обод без выпуклости. Ролик ставят на ведомой ветви (рис. 12), где натяжение меньше. Расстояние между роликом и шкивами $a_1 = 0{,}5d_м$ и $a_2 \geqslant a_1$. Располагают ролик так, чтобы угол обхвата на ролике $\alpha_0 \approx 60°$ ($2\varphi \approx 120°$). Более близкое расположение ролика к шкивам и ведущей ветви снижает долговечность ремня.

Межосевое расстояние передачи

$$a \approx (0{,}7 \div 1{,}2)(d_б + d_м). \qquad (34)$$

Меньшие значения коэффициента соответствуют бóльшим значениям a.

Необходимые геометрические параметры — углы α_1, α_2, φ и L — определяют графически по схеме передачи, вычерчиваемой в масштабе.

Особенности расчета. В передаче с натяжным роликом натяжение ведомой ветви S_2 постоянно, не зависит от нагрузки передачи. Небольшие колебания S_2 возможны вследствие удлинения ремня (меняются угол 2φ и плечи рычага ролика и груза). Это требует периодической регулировки длины плеча груза или натяжения пружины.

Передачу с натяжным роликом рассчитывают так же, как и открытую (см. табл. 16, 17) при тех же значениях удельного окружного усилия p_0 (см. табл. 9—11), но поправочные коэффициенты $C_0 = 1$ и $C_v = 1$; $C_\alpha > 1$, так как $\alpha > 180°$ (табл. 13); C_p — по табл. 14.

Силы натяжения ветвей при работе

$$S_2 = \frac{2S_0}{m+1} \text{ и } S_1 = S_2 m.$$

Здесь натяжение S_0 определяют по формуле (28) или (29); коэффициент

$$m = \frac{1+\psi}{1-\psi};$$

коэффициент тяги для кожаных и текстильных ремней

$$\psi = \frac{p_0}{2\delta\sigma_0}$$

и для прорезиненных

$$\psi = \frac{p_0}{2s_0},$$

где p_0 — удельное окружное усилие, взятое из табл. 9—11 при натяжении σ_0 или s_0.

Усилия, действующие на валы, находят по формуле (13); усилие на ролике (см. рис. 12)

$$R = 2S_2 \cos\varphi.$$

Необходимый груз или усилие пружины

$$G = \frac{Rh}{t},$$

h и t — плечи сил (рис. 12)

Быстроходные ременные передачи

Быстроходные плоскоременные передачи работают при скоростях свыше 30 и до 100 м/с. Применяют преимущественно как ускоряющие передачи в приводах быстроходных машин: шлифовальных станков, сепараторов, дезинтеграторов и др.

Для этих передач характерны межосевые расстояния a до $0{,}6d_б$, малые диаметры шкивов, передаточные числа i до 5 при $a = \text{const}$, до 8 при $a = \text{var}$ и до 10 при автоматическом натяжении; частота вращения быстроходного вала до 30 000 об/мин и более, частота пробегов ремня u до 50—60 $с^{-1}$.

При высоких скоростях резко возрастают центробежные силы, между шкивом и ремнем при его набегании возникает воздушная подушка, что снижает тяговую способность, увеличивает скольжение ремня и снижает его долговечность.

К. п. д. быстроходных передач при полной нагрузке $\eta = 0{,}85 \div 0{,}95$.

Требования к быстроходным ремням и их виды

Для работы при высоких скоростях могут применяться только бесконечные ремни (сшивки вызывают большие динамические воздействия), тонкие и высокопрочные, обусловливающие меньшие напряжения изгиба, малую массу и меньшие центробежные силы.

Применяют ремни:

Хлопчатобумажные шитые шестислойные толщиной $\delta = 2{,}5$ мм и цельнотканые по ТУ 35-ХБ-20—62 толщиной $\delta = 1{,}75$ мм с пропиткой резиновой смесью. Эти ремни выпускают трех ширин: $b = 30$, 40 и 50 мм и длиной: $L = 900$—2000 мм цельнотканые и $L = 500$—850 и 2250—3000 мм шитые.

Временное сопротивление при растяжении хлопчатобумажных ремней $\sigma_в \geqslant 300$ кгс/см². Предельная скорость цельнотканых ремней $v_{max} = 40$ м/с и шитых $v_{max} = 50$ м/с.

Пленочные ремни на основе синтетических полиамидных материалов обладают высокой статической прочностью и выносливостью; временное сопротивление $\sigma_в = 800 \div 1000$ кгс/см², модуль упругости при растяжении $E = 17\,500$ кгс/см².

Выпускают армированные пленочные ремни из капроновой ткани просвечивающего переплетения и ремни с тканью на основе двухуточной саржи. Первые изготовляют шириной $b = 10$, 15, 20, 25 и 30 мм при толщине $\delta = 0{,}4 \div 0{,}6$ мм, v_{max} до 75 м/с; ремни с двухуточной саржей — $b = 40$, 50, 60, 80 и 100 мм при $\delta = 1{,}0 \div 1{,}2$ мм, $v_{max} = 50$ м/с [2]. Длина $L = 250 \div 4000$ мм со значениями по ряду $R20$ и как менее рекомендуемые по ряду $R40$ (ГОСТ 8032—56*).

Пленочные ремни выдерживают температуру до 50° С и относительную влажность до 95%, имеют скольжение $\varepsilon = 1 \div 1{,}5\%$; срок службы при форсированном режиме ($\sigma_0 = 150$ кгс/см², $v = 50$ м/с и $d_м = 30$ мм) до 600 ч.

Многослойные ремни. За рубежом получили распространение многослойные ремни «Экстрамультус» (рис. 13), состоящие из одного или нескольких слоев нейлона с обкладками из хромовой кожи или с одной кожаной обкладкой и с покрытием прорезиненной тканью нерабочей стороны. Нейлоновый сердечник может быть сплошным (рис. 13, *а*) или из отдельных полос (рис. 13, *б*), что уменьшает поперечную жесткость ремня.

Толщина слоев нейлона 0,5—0,6 мм, слоя кожи 1,4—2,2 мм и слоя ткани 0,6—0,7 мм; общая толщина нейлонового сердечника δ от 0,5 до 6,6 мм. Ширина ремней $b = 12 \div 1200$ мм; v_{max} порядка 60 м/с;

N_{max} до 3000 кВт. Передаточные числа до 20, межосевое расстояние почти до соприкосновения шкивов, угол обхвата $\alpha_{min} = 100°$, скольжение их $\varepsilon = 1{,}5\%$, к. п. д. до 0,97; передача не требует подтягивания.

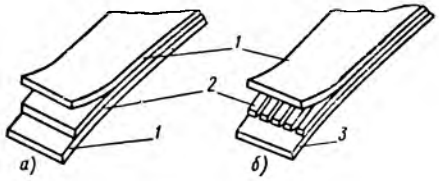


Рис. 13. Конструкция многослойного ремня «Экстрамультус»:
1 — кожа; *2* — полиамид (нейлон); *3* — ткань

Выбор параметров и расчет быстроходных передач

Методика расчета этих передач та же, что и обыкновенных плоскоременных (см. стр. 499, табл. 16 и 17).

Некоторые особенности расчета и выбор параметров приводятся ниже.

Для быстроходных текстильных хлопчатобумажных ремней рекомендуемые допускаемые минимальные значения диаметров шкивов следующие: шитых при $\delta = 2{,}5$ мм $d_{min} = 125$ (100) мм; цельнотканых при $\delta = 1{,}75$ мм $d_{min} = 90$ (71) мм.

Межосевое расстояние и скорость v выбирают так, чтобы частота пробегов $u = \frac{v}{L} \leqslant 15$ (в крайнем случае 20) $с^{-1}$; $\sigma_0 = 16$ кгс/см^2 при натяжении за счет упругости ремня; $\sigma_0 = 18$ кгс/см^2 в передачах по схеме *д* или *ж* табл. 2 и $\sigma_0 = 20$ кгс/см^2 при натяжении реактивным моментом (табл. 2, схемы *в*, *и*). Натяжение за счет упругости ремня не рекомендуется при $v \geqslant 40$ м/с. Контроль натяжения см. стр. 485.

Удельное окружное усилие p_0 при $\alpha = 180°$, $v = 10$ м/с, спокойной односменной работе и нормальных условиях дано в табл. 18; $[p]$ определяют по формуле (30). Для передач с автоматическим натяжением $C_0 = 1$; при натяжении за счет упругости $C_0 = 0{,}9$; 0,8 и 0,7 соответственно при угле наклона передачи к горизонту 0—60; 60—80 и 80—90°. Коэффициент C_α берется в зависимости от угла обхвата:

$\alpha°$	150	160	170	180	190	200	210	220
C_α	0,85	0,90	0,95	1,0	1,05	1,10	1,15	1,20

C_v — по табл. 19; $C_р$ — по табл. 14.

Для быстроходных пленочных полиамидных ремней просвечивающегося переплетения $\sigma_0 = 75$ кгс/см^2, ремней на основе двухуточной саржи $\sigma_0 = 50$ кгс/см^2 [2]. Применяют и более высокое натяжение — до 150 кгс/см^2, но срок службы ремня существенно падает. Допускают $u_{max} = 40$ (50) $с^{-1}$.

Отношение $\frac{d_м}{\delta} = 100 \div 150$; при $v \geqslant 50$ м/с допускают $\frac{d_м}{\delta} = 50 \div 70$, но за счет снижения долговечности.

Удельное окружное усилие p_0 и напряжение σ_0 приведены в табл. 20.

Ввиду высоких натяжений можно принимать коэффициент $C_0 = 1$. Коэффициенты C_v — по табл. 19, $C_р$ — по табл. 14, C_α — как и для

18. Удельное окружное усилие p_0, передаваемое быстроходными текстильными ремнями

Вид хлопчатобумажного ремня	Толщина ремня, δ, мм	Диаметр меньшего шкива $d_м$, мм	p_0, кгс/см, при σ_0, кгс/см²		
			16	18	20
Шитые	2,5	100	4,2	4,6	4,8
		125	4,4	4,8	5,1
		160	4,5	5,0	5,3
Тканые	1,75	50	2,8	3,0	3,2
		63	3,3	3,6	3,9
		80	3,7	4,1	4,4
		100	4,0	4,4	4,8

19. Скоростной коэффициент для быстроходных передач

Вид ремня	Коэффициент C_v при скорости v, м/с					
	15	20	25	30	35	40
Хлопчатобумажный тканый	0,96	0,91	0,84	0,76	0,66	0,55
Хлопчатобумажный шитый	0,97	0,94	0,90	0,84	0,78	0,70
Пленочный и многослойный	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85

Вид ремня	Коэффициент C_v при скорости v, м/с					
	45	50	55	60	65	70
Хлопчатобумажный тканый	—	—	—	—	—	—
Хлопчатобумажный шитый	0,61	0,52	—	—	—	—
Пленочный и многослойный	0,81	0,76	0,71	0,65	0,59	0,52

20. Удельное окружное усилие p_0, передаваемое пленочными ремнями при $\alpha = 180°$, $v = 10$ м/с, и рекомендуемое σ_0

Диаметр меньшего шкива $d_м$, мм	Натяжение σ_0, кгс/см²	p_0, кгс/см, при толщине ремня, мм		Диаметр меньшего шкива $d_м$, мм	Натяжение σ_0, кгс/см²	p_0, кгс/см, при толщине ремня, мм	
		0,5	1,0			0,5	1,0
32	28	1,0	—	80	71	2,5	5,0
36	32	1,1	—	90	80	2,8	5,6
40	35	1,2	—	100	89	3,1	6,3
45	40	1,4	—	112	100	3,5	7,0
50	44	1,6	3,1	125	111	3,9	7,8
56	50	1,8	3,5	140	125	4,0	8,8
63	56	2,0	3,9	160	143	5,0	10,0
71	63	2,2	4,4				

Примечание. Напряжения выше приведенных в таблице применять не следует, так как они лишь снижают долговечность ремня. При натяжениях меньше приведенных в таблице значения p_0 уменьшают (не пропорционально σ_0, а медленнее).

текстильных быстроходных ремней. Для передач с автоматическим натяжением $C_v = 1$.

Усилие, действующее на валы, $Q = (2{,}5—3)\,P$.

Для многослойных ремней типа «Экстрамультус» предельные диаметры шкивов и удельное окружное усилие p_0 при $\alpha = 180°$, $v = 10$ м/с даны в табл. 21.

21. **Предельные диаметры шкивов и удельное окружное усилие p_0 для многослойных ремней «Экстрамультус»**

Толщина полиамидного слоя δ, мм	d_{min}, мм	d_{max}, мм	p_0, кгс/см²	Толщина полиамидного слоя δ, мм	d_{min}, мм	d_{max}, мм	p_0, кгс/см²
0,5	70	180	5,5	2,2	250	650	24
0,8	90	250	8,5	3,3	350	920	36
1,1	120	330	12	4,4	500	1300	48
1,6	190	480	17	5,5	650	1500	60
				6,6	800	1800	72

Коэффициенты C_α — по табл. 13, C_v — по табл. 19, $C_p = 1$.

При установке ремней рекомендуется давать им вытяжку (укорачивать ремень по сравнению с расчетным): на 1,5—2% при спокойной и равномерной нагрузке; на 2—2,5% при больших пусковых моментах и частых пусках, при ударной нагрузке и на 2,5—3% — при очень больших пусковых или кратковременно действующих наибольших рабочих моментах. Эти удлинения соответствуют $\sigma_0 = 80 \div 160$ кгс/см².

Усилие на валы: $Q = 1{,}5P$ (при d_{max}) и $Q = 2{,}5\,P$ (при d_{min}).

Конструирование быстроходных шкивов см. стр. 512.

Шкивы плоскоременных передач

Диаметр шкива d находят из расчета передачи. Ширину шкива B устанавливают по ширине ремня b. Оба размера округляют по ГОСТ 17383—73 (табл. 22 и 23). Для полуперекрестных и перекрестных передач

$$B = (1{,}4b + 10) \div 2b$$

с округлением до стандартных значений по табл. 23.

Чтобы ремень не спадал со шкивов, один из них (лучше больший) рекомендуется выполнять с выпуклым ободом (рис. 14), описанным по дуге, или цилиндрическим с двусторонней конусностью. Значения стрелы выпуклости указаны в табл. 22. Расчетным для определения передаточного числа при наличии выпуклости считается наибольший диаметр обода. При наличии роликов шкивы делают цилиндрическими.

Шероховатость рабочей поверхности обода должна быть не более $R_a = 2{,}5$ мкм; у шкивов для быстроходных передач эта поверхность полируется.

Чтобы избежать образования воздушной подушки при набегании ремня на шкив, на ободе быстроходных шкивов, работающих при $v > 40$ м/с, протачивают кольцевые канавки (рис. 15) с шагом $0{,}2B$

22. Диаметры шкивов и стрела выпуклости, мм
(по ГОСТ 17383—73)

Диаметр d	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112
Допускаемое отклонение	±0,5		±0,6		±0,8		±1,0		±1,2	
Стрела выпуклости h	0,3									
Диаметр d	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
Допускаемое отклонение	±1,6		±2,0			±2,5		±3,2		
Стрела выпуклости h	0,4		0,5		0,6		0,8		1,0	
Диаметр d	400	450	500	560	630	710	800	900		
Допускаемое отклонение	±4,0			±5,0			±6,3			
Стрела выпуклости h при ширине B:										
⩽125	1,0									
140—160	1,2		1,5							
180—200	1,2		1,5		2,0					
⩾224	1,2		1,5		2,0			2,5		
Диаметр d	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000			
Допускаемое отклонение	±6,3		±8,0			±10,0				
Стрела выпуклости h при ширине B:										
⩽125	1,0	1,2		1,5		2,0				
140—160	1,5			2,0		2,5				
180—200	2,0			2,5		3,0				
224—250	2,5			3,0		3,5				
280—315	3,0			3,5		4,5				
355	3,0		3,5	4,0		5,0				
⩾400	3,0	3,5	4,0		5,0		6,0			

и шириной (0,025—0,03) B. При $v \geqslant 5$ м/с шкивы должны быть статически выбалансированы.

v, м/с	5—10	10—15	15—20	20—25	25—40	>40
Дисбаланс не более, г·см	6	3	2	1,6	1	0,5

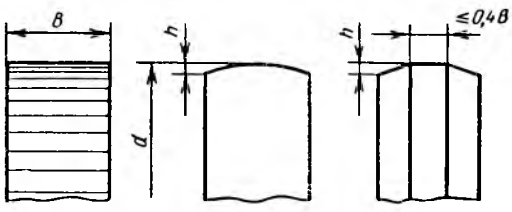


Рис. 14. Профиль обода плоскоременного шкива

Шкивы быстроходных передач должны подвергаться динамической балансировке.

Шкивы выполняют из чугуна СЧ 15-32 при v до 30 м/с, модифицированного чугуна при $v \leqslant 45$ м/с, из стали 25Л при $v \leqslant 45$ м/с, алю-

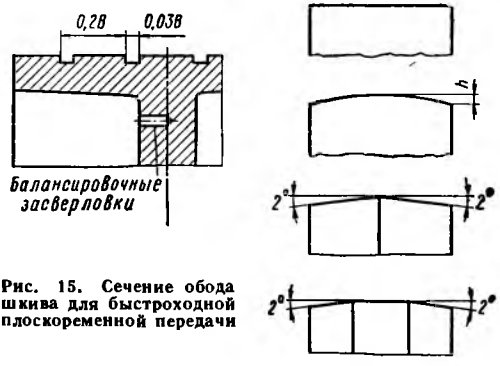


Рис. 15. Сечение обода шкива для быстроходной плоскоременной передачи

миниевых сплавов при v до 80 м/с и при особенно качественном исполнении — при v до 100 м/с, из легированной стали — при v до 100 м/с, сварными из проката и штампованных элементов — при v до 60 м/с; шкивы малых размеров — точеными из болванки, а также из пластических масс и дерева.

При v до 25 м/с шкивы выполняют со спицами; при большей скорости, а также при $d \leqslant 280$ мм и любой скорости — с плоским или коническим диском.

Чугунные шкивы (рис. 16) наиболее распространены; толщина обода s у края (размеры в мм):

d	≤200	224—400	450—630	710—800	900—1000
s	4	5	6	7	8
d	1120—1250	1400	1600	1800	2000
s	9	10	11	12	13

23. Стандартная ширина шкивов B, мм (по ГОСТ 17383—73)

Ширина ремня b	Ширина шкива B	Допускаемое отклонение	Ширина ремня b	Ширина шкива B	Допускаемое отклонение	Ширина ремня b	Ширина шкива B	Допускаемое отклонение
10	16	±1	80	90	±1,5	224	250	±2
16	20		90	100		250	280	
20	25		100	112		280	315	±3
25	32		112	125		315	355	
32	40		125	140		355	400	
40	50		140	160	±2	400	450	
50	63		160	180		450	500	
63	71		180	200		500	560	
71	80	±1,5	200	224		560	630	

В шкивах со спицами на внутренней поверхности обода делают выступ высотой $e = s + 0{,}02B$.

Число рядов спиц $z_1 = 1$ при $B \leqslant 300$ мм и $z_1 = 2$ при $B > 300$ мм.

Число спиц z_2 в ряду в зависимости от диаметра шкива:

d, мм	до 500	500—1600	1600—1800
z_2	4	6	8

Сечение неразъемной спицы (при $[\sigma]_и = 300$ кгс/см^2)

$$h = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{4z_1z_2}}; \quad a = 0{,}4h; \quad h' = 0{,}8h; \quad a' = 0{,}8a,$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, кгс·см.

Сечение разъемной спицы $h_1 = 1{,}4h$; $a_1 = a$.

Число болтов у обода $m = 1$ при $B \leqslant 100$ мм и $m = 2$ при больших ширинах.

Площадь сечения болта

$$F_б = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{ABs}{m[\sigma]_р},$$

где $A = 80$ при $z_1 = 1$ и $A = 86$ при $z_1 = 2$; B и s — в см; $[\sigma]_р$ — см. гл. 7.

Болты у ступицы на номер больше, чем у обода.

В шкивах с диском толщина его $(0{,}8—1)\,s$.

Диаметр ступицы $d_1 = (1{,}8—2)\,d_в$, длина ее $L = (1{,}5—2)\,d_в$, где $d_в$ — диаметр вала. Расточка может быть цилиндрической или конической. Рекомендуемые диаметры расточки ступицы и ее длина для каждого размера шкива даны в ГОСТ 17383—73.

Стальные литые шкивы делают той же конструкции, что и чугунные.

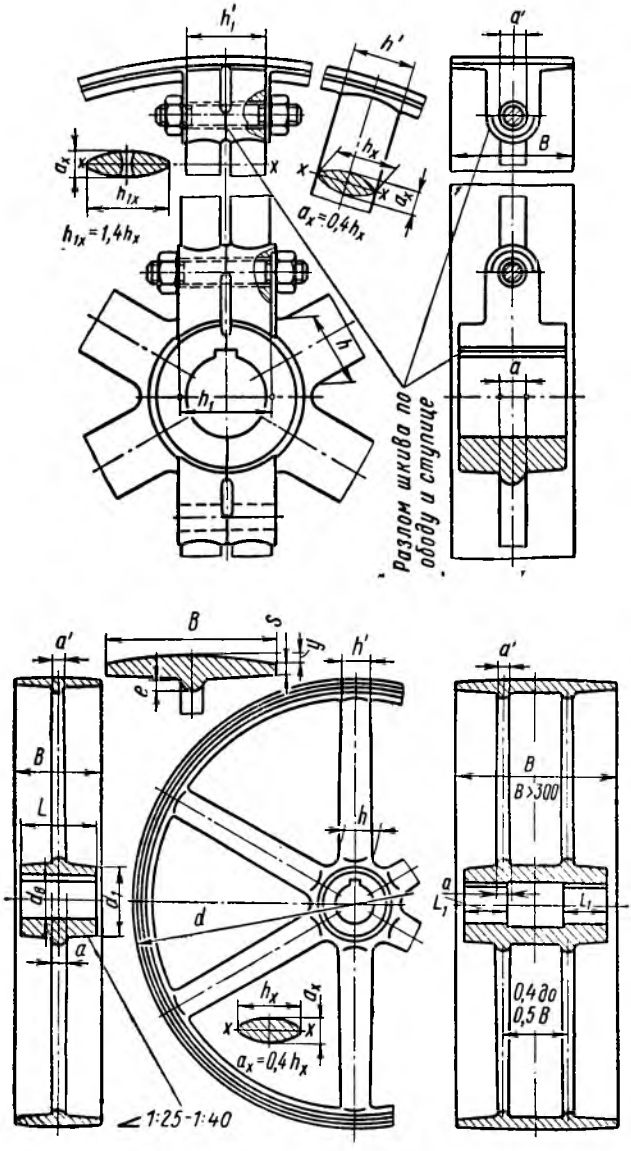


Рис. 16. Неразъемный и разъемный чугунные шкивы

Стальные сварные шкивы (рис. 17). Обод, диск и ребра их—из стали Ст3.

Толщина обода

$$s = 0{,}004\,(b + 0{,}5d) + 4,$$

где b — ширина ремня, мм; d — диаметр шкива, мм.

Число дисков шкива $z_1 = 1$ при $N < 20$ кВт и $B \leqslant 350$ мм; при больших N и B берут $z_1 = 2$. Толщину диска определяют по формуле

$$s_1 = \frac{6M_{кр}}{\pi d_1^2 z_1 [\tau]_{ср}}.$$

Здесь $M_{кр}$ — крутящий момент, кгс·см; $[\tau]_{ср} = 500 \div 600$ кгс/см².

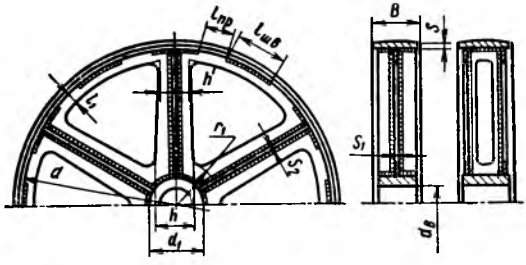


Рис. 17. Сварной шкив

При одном диске $s_1 \geqslant 8$ мм; при двух $s_1 \geqslant 6$ мм.

Число спиц z_2 принимают в зависимости от диаметра шкива:

d, мм	до 500	500—1600	1600—2000
z_2	4	6	8

Сечение спиц

$$h = \sqrt{\frac{18M_{кр}}{z_1 z_2 s_1 [\sigma]_и}}; \quad h' = 0{,}8h,$$

где $[\sigma]_и = 1000 \div 1100$ кгс/см².

Конструктивные размеры: $r_1 = 0{,}8d_1$ и $l_1 = (3 - 4)\,s_1$. Толщина ребер жесткости $s_2 = (0{,}7—0{,}8)\,s_1$.

Катет сварного шва у ступицы

$$a_1 = \frac{1{,}35}{m_1 d_1 [\tau]'}\left(\frac{2M_к}{d_1} + S\right),$$

где m_1 — число швов у ступицы; $S = S_1 + S_2$ — сила, действующая на швы от натяжения ветвей, кгс; $[\tau]'$ — допускаемое напряжение сварного шва.

Катет у обода

$$a_2 = 2{,}7\,\frac{M_к}{m_2 d^2 \varphi [\tau]'},$$

где m_2 — число швов у обода; $\varphi = \dfrac{l_{шв}}{l_{шв} + l_{пр}}$ ($l_{шв}$ и $l_{пр}$ см. рис. 17).

КЛИНОРЕМЕННЫЕ И ПОЛИКЛИНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Клиновая форма ремня (рис. 18) обеспечивает лучшее сцепление его со шкивом. Это позволяет, по сравнению с плоскоременной передачей, снизить натяжение ремня и уменьшить усилия на валы и опоры, уменьшить при надобности угол обхвата, применять большие передаточные числа, меньшие межосевые расстояния и использовать передачу в приводах на несколько ведомых валов при сложных контурах передач (см. табл. 1, схемы *10*, *11*, *13*, *14*).

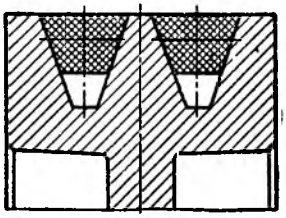


Рис. 18. Правильное положение ремня в канавке шкива

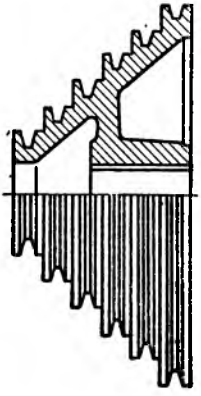


Рис. 19. Ступенчатый клиноременный шкив

К. п. д. клиноременных передач несколько меньше; из-за изменения ширины ремня по его длине возникают колебания; в многоручьевых передачах нагрузка по ремням распределяется неравномерно.

Клиноременные передачи выполняют для мощностей до 400 кВт. Передаточное число i ограничивается габаритами большого шкива; обычно $i < 7$, реже до 10. Возможные схемы передач см. стр. 480 и табл. 1.

Клиноременную передачу можно выполнять со ступенчатой или бесступенчатой регулировкой угловой скорости ведомого вала. В первом случае применяют ступенчатые шкивы (рис. 19), во втором — раздвижные. Применимы клиноременные передачи и при вертикальных валах.

Поликлиновая передача (см. рис. 1, *в*) обладает всеми преимуществами клиноременной. Поликлиновой ремень тоньше и более гибкий, чем клиновой и поэтому допускает применение шкивов меньшего диаметра и большие передаточные числа — до 15. Неточность изготовления ремня не влияет на расчетный диаметр шкивов, поэтому поликлиновая передача работает более спокойно и допускает большие скорости. Из-за лучшего использования сечения нагрузочная способность выше, при той же передаваемой мощности ширина поликлинового ремня существенно меньше ширины комплекта нормальных клиновых ремней. Точность монтажа валов при поликлиновой передаче должна быть повышенной.

Поликлиновая передача применяется для мощностей до 1000 кВт, преимущественно как открытая; может выполняться и с вертикальным валом в передачах полуперекрестных и в некоторых передачах со сложным контуром.

Клиновые и поликлиновые ремни изготовляют бесконечными. Для удобства надевания ремней и их смены шкивы рекомендуется располагать на консолях валов.

Для свободного надевания ремней на шкивы, натяжения и периодического подтягивания их один из валов передачи, как правило, выполняют подвижным. В приводах от электродвигателя последний устанавливается на салазках или поворотной плите (табл. 2, схемы *б* и *в*). Если все валы передачи должны занимать постоянное взаимное положение, то для натяжения ремней ставят натяжной ролик; однако он уменьшает долговечность ремней. При клиновых ремнях нормального сечения и при $i \geqslant 3$ больший шкив может быть гладкий без канавок.

Ремни

Клиновые ремни изготовляют прорезиненными. Нагрузку несет корд из прорезиненной ткани или шнуров, завулканизованный в резиновую массу (рис. 20). Внутренние элементы ремня защищены обертkой из распсложенной по диагонали ткани.

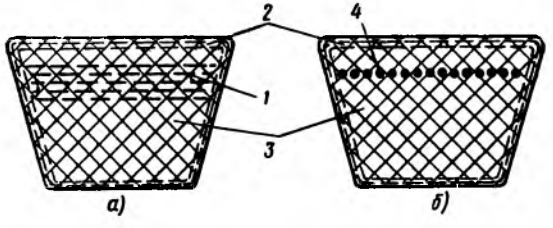


Рис. 20. Конструкция клиновых ремней:
а — кордтканевого; *б* — кордшнурового; *1* — кордткань; *2* — обертка; *3* — резина; *4* — кордшнур

Большую часть клиновых ремней общего назначения выполняют кордтканевыми. Кордшнуровые ремни более гибки и долговечны; применяются преимущественно для ответственных передач и при шкивах уменьшенных диаметров; они вытесняют ремни кордтканевые.

Клиновые ремни выполняют трех типов: нормального сечения (рис. 21, *а*) с отношением расчетной ширины b_p по нейтральной линии к высоте h, равным $\sim 1{,}4$; узкие (рис. 21, *б*) — $\frac{b_p}{h} = 1{,}06 \div 1{,}1$ и широкие — $\frac{b_p}{h} = 2 \div 4{,}5$.

Ремни нормального сечения допускают окружные скорости до 30 м/с.

Узкие ремни передают при примерно равной площади сечения в 1,5—2 раза бо́льшую мощность; допускают окружную скорость до 40 м/с.

Широкие клиновые ремни предназначены для бесступенчатых передач (вариаторов). Конструкция и размеры их приведены на стр. 542 и табл. 45.

Размеры ремней нормальных сечений и узких приведены в табл. 24. Основными размерами клиновых ремней являются расчетная ширина b_p

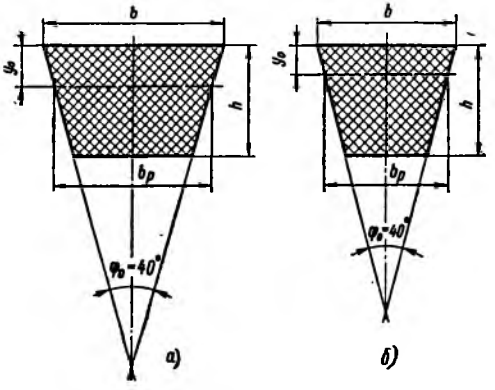


Рис. 21. Размеры сечения ремня:
а — нормального; *б* — узкого

и расчетная длина L по нейтральной поверхности ремня. По расчетной ширине назначают размеры канавок шкивов и контролируют их. По расчетной длине L рассчитывают межосевое расстояние.

24. Размеры приводных клиновых ремней общего назначения
(см. рис. 21)

Тип ремней	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения F_1, см²	Предельные длины L, мм	Масса 1 м длины a, кг/м
		b_p	b	h	y_0			
Нормального сечения по ГОСТ 1284—68**	О	8,5	10	6	2,1	0,47	400—2 500	0,06
	А	11	13	8	2,8	0,81	560—4 000	0,105
	Б	14	17	10,5	4,0	1,38	800—6 300	0,18
	В	19	22	13,5	4,8	2,30	1 800—10 600	0,30
	Г	27	32	19	6,9	4,76	3 150—15 000	0,62
	Д	32	38	23,5	8,3	6,92	4 500—18 000	0,90
	Е	42	50	30	11,0	11,70	6 300—18 000	1,50
Узкого сечения по РТМ 51-15-15—70	*УО*	8,5	10	8	2,0	0,56	630—3 550	0,07
	УА	11	13	10	2,8	0,95	800—4 500	0,12
	УБ	14	17	13	3,5	1,58	1 250—8 000	0,20
	УВ	19	22	18	4,8	2,78	2 000—8 000	0,37

Расчетные длины берут по табл. 25; для ремней по ГОСТ 1284—68** по первому ряду и как менее предпочтительные по второму ряду; для узких ремней — только по первому ряду.

25. Стандартные длины клиновых и поликлиновых ремней, мм

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
400	425	1400	1500	5 000	5 300
450	475	1600	1700	5 600	6 000
500	530	1800	1900	6 300	6 700
560	600	2000	2120	7 100	7 500
630	670	2240	2360	8 000	8 500
710	750	2500	2650	9 000	9 500
800	850	2800	3000	10 000	10 600
900	950	3150	3350	11 200	11 800
1000	1060	3550	3750	12 500	13 200
1120	1180	4000	4250	14 000	15 000
1250	1320	4500	4750	16 000	17 000
				18 000	

Примечание. Пределы длин для каждого сечения указаны в табл. 24 и 27. Для узких клиновых и поликлиновых ремней длины берут по ряду 1.

Расчетные длины измеряют на двух шкивах под натяжением.

При комплектовании ремней для передачи необходимо подбирать их так, чтобы разница в длинах не превышала величины, указанной в табл. 26. На заводах-изготовителях ремни сортируют по отклонениям длин на группы, указываемые в маркировке на ремне. Комплект можно составлять из ремней лишь одной группы. Сменять ремни следует только комплектами.

26. Допускаемые отклонения длин, мм

Номинальная длина	Предельные отклонения		Допуск длин в комплекте	Номинальная длина	Предельные отклонения		Допуск длин в комплекте
Для ремней нормального сечения по ГОСТ 1284—68				*Для узких ремней по РТМ 51-15-15—70*			
⩽850	+15	−7,5	2,5	630—800	±8		2
900—1 180	+15	−10	2,5	900—1 250	±12		3
1 250—1 400	+17,5	−12,5	2,5	1 400—2 000	+20	−15	5
1 500—1 900	+22,5	−12,5	5,0	2 240—3 150	±24		8
2 000—2 500	+25	−12,5	7,5	3 550—5 000	±36		12
2 650—3 150	+27,5	−12,5	10	5 600—8 000	±60		20
3 350—4 250	+35	−15,0	10				
4 500—5 000	+44	−18,5	12,5				
5 300—6 700	+52	−23	12,5				
7 100—10 000	+60	−30	15				
10 600—18 000	+89	−51	17,5				

Для приводов сельскохозяйственных машин по ГОСТ 10286—75 предусмотрено применение ремней сечений *А*, *Б*, *В*, *Г* и *Д* преимущественно шнуровой конструкции. Для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов применяют вентиляторные ремни по ГОСТ 5813—76 шнуровой конструкции узкие, соответствующие сечениям *УО*, *УА* и *УБ* и как менее предпочтительные нормального сечения. Для использования на шкивах малых диаметров в ГОСТ 10286—75 и 5813—76 предусмотрена возможность выполнения ремней зубчатыми с прорезями на внутренней поверхности, что облегчает изгиб ремня.

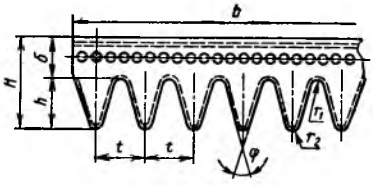


Рис. 22. Поликлиновой ремень

Поликлиновые ремни имеют тонкую плоскую часть, в которой размещаются высокопрочный шнуровой корд и несколько слоев диагонально расположенной ткани, придающей ремню большую поперечную жесткость (рис. 22).

27. **Размеры поликлиновых ремней (мм) и параметры передач по РТМ 38-40528—74**

Обозначение сечения	t	H	h	r_{1max}	r_{2max}	Предельные расчетные длины, мм	Число ребер: рекомендуемое	Число ребер: допускаемое	Масса 1 м длины ремня с 10 ребрами q_{10}, кг/м
К (*I*)	2,4	4	2,35	0,1	0,4	400—2000	2—36	36	0,09
Л (*L*)	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	1250—4000	4—20	50	0,45
М (*M*)	9,5	16,7	10,35	0,4	1,0	2000—4000	2—20	50	1,6

На нижней стороне ремень имеет рабочие ребра, входящие в канавки шкивов.

Размеры сечений поликлиновых ремней и предельные расчетные длины по РТМ 38-40528—74 приведены в табл. 27. Здесь же указаны рекомендуемое и предельно допустимое числа ребер. Расчетные длины этих ремней следует брать по ряду I табл. 25. Поликлиновые ремни допускают скорость до 35 м/с.

Все клиновые ремни, кроме широких вариаторных, и поликлиновые выполняют с углом клина недеформированного ремня $\varphi_0 = 40°$.

Характеристика работы передач

К. п. д. клиноременной передачи зависит от отношения диаметра меньшего шкива к толщине ремня $\frac{d_м}{h}$, типа ремня, его приработки, величины натяжения и нагрузки передачи. При нормальной нагрузке для приработанного ремня

при $\frac{d_м}{h}$	9	12	19
η:			
для кордшнуровых ремней	0,92	0,92—0,93	0,95—0,97
для кордтканевых ремней	0,87	0,89—0,91	0,91—0,93

С увеличением натяжения ремня к. п. д. в указанных пределах повышается. При неполной нагрузке к. п. д. резко снижается.

Относительное скольжение при нагрузке, близкой к предельной, и $\sigma_0 = 14 \div 16$ кгс/см^2 для кордшнуровых ремней $\varepsilon = 0{,}5 \div 1{,}5\%$, для кордтканевых $\varepsilon = 1{,}7 \div 2{,}2\%$. С увеличением предварительного натяжения при одной и той же относительной нагрузке скольжение несколько возрастает и с увеличением диаметра шкива уменьшается.

В расчетах передач можно принимать для кордшнуровых ремней $\varepsilon = 0{,}015$, для кордтканевых $\varepsilon = 0{,}02$.

Выбор параметров передачи

Сечение ремня выбирают в зависимости от крутящего момента на быстроходном валу, предельные значения которого даны в табл. 28.

Из возможных при данном моменте двух сечений следует отдавать предпочтение меньшему, так как при тех же габаритах напряжение изгиба в ремне меньше, поэтому срок службы ремней и к. п. д. передачи выше. При одинаковых же показателях по долговечности и к. п. д. выбор меньшего сечения позволяет уменьшить габариты. Однако число ремней при этом возрастает и увеличивается степень неравномерности распределения нагрузки между ними.

28. Рекомендуемые пределы применения ремней и минимально допустимые диаметры шкивов d_{min}

Ремни клиновые	Применять при $M_б$, кгс·м	d_{min}, мм	Ремни клиновые	Применять при $M_б$, кгс·м	d_{min}, мм
Нормального сечения:			Узкие:		
О	<3,0	63	*УО*	<15	63
А	1,5—6	90	*УА*	9—40	90
Б	5—15	125	*УБ*	30—200	140
В	12—60	200	*УВ*	>150	224
Г	45—240	315	Поликлиновые:		
Д	160—600	500	*К*	<4	40
Е	>400	800	*Л*	1,8—40	80
			М	>13	180

Диаметр меньшего шкива $d_м$ следует брать возможно бо́льшим: с увеличением $d_м$ при прочих равных условиях повышается к. п. д. передачи, возрастают долговечность и тяговая способность ремней, уменьшается число ремней для передачи заданной мощности.

Минимально допустимые расчетные диаметры шкивов d_{min} даны в табл. 28.

Для сельскохозяйственных машин при ограниченном сроке службы по ГОСТ 10286—75 допускаются минимальные диаметры, приведенные в табл. 29.

29. Минимально допустимые диаметры d_{min} (мм) шкивов для ремней различных сечений по ГОСТ 10286—75

Тип ремня	*А*	*Б*	*В*	*Г*	40×20
Кордтканевый	90	112	180	315	315
Кордшнуровой	80	100	140	250	280

Значения d_{min} для передач двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов по ГОСТ 5813—76 приведены в табл. 30.

30. Минимально допустимые диаметры шкивов по ГОСТ 5813—76

Ремни	b_p, мм	d_{min}, мм
Узкие	8,5	71
	11	90
	14	140
Нормального сечения	12,5	80
	14	90
	16	106
	19	125
	21	140

Диаметры d_{min} следует применять лишь при очень стесненных габаритах, так как работоспособность ремней при этом снижается.

Для поликлиновых ремней рекомендуют при $M_б \leqslant 25$ кгс·м $d_м = 65\sqrt[3]{M_б}$ мм и при $M_б > 25$ кгс·м $d_м = 38\sqrt{M_б}$ мм.

В качестве расчетного диаметра шкива принимают диаметр окружности, по которой располагается нейтральный слой ремня. Стандартные значения расчетных диаметров даны на стр. 533.

Межосевое расстояние

$$a_{min} = 0{,}55\,(d_1 + d_2) + h_1.$$

Для увеличения долговечности ремней выбирают $a \geqslant a_{min}$:

при i	1	2	3	4	5	6—9
$\frac{a}{d_б}$	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Здесь $d_б$ — диаметр большого шкива.

Наибольшее допускаемое межосевое расстояние

$$a_{max} = 2\,(d_1 + d_2).$$

Окончательное значение a должно быть увязано со стандартной длиной ремня L по формуле (3).

Для свободного надевания ремней на шкивы должна быть предусмотрена возможность уменьшения межосевого расстояния передачи на $0{,}01L$ при клиновых и на $0{,}013L$ при поликлиновых ремнях. Для натяжения ремней должна иметься возможность увеличения межосевого расстояния на $0{,}025L$ для клиновых и на $0{,}02L$ для поликлиновых ремней.

Сила предварительного натяжения S_0 и возникающее в ремне напряжение σ_0 в стандартах и руководящих материалах на клиноременные передачи не регламентируются. Их подсчитывают по формулам (12) и (14) или, как указано на стр. 530, по передаваемой мощности.

Величина S_0 должна фиксироваться в инструкциях по использованию машины и строго контролироваться при эксплуатации, как указано на стр. 485.

Расчет передачи

Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями рассчитывают по тяговой способности и долговечности. Из формул (19) и (24) полезное напряжение, которое может передать ремень,

$$k = \frac{m-1}{m}\left(\frac{C_1}{Z_{эф}^{1/\nu}} - \sigma_и - \sigma_ц\right). \qquad (35)$$

Вводя в эту зависимость выражение для эффективного числа циклов $Z_{эф}$ из формулы (23), для напряжения от изгиба $\sigma_и$ из формулы (18) и от центробежных сил $\sigma_ц$ из формулы (15), определяют мощность, передаваемую ремнем:

$$N = \frac{kF_1 v}{102} = \frac{F_1 v}{102}\,\frac{m-1}{m}\left[\frac{C_1 (L\xi_i)^{1/\nu}}{(3600 v z_ш T)^{1/\nu}} - 2E\,\frac{y}{d_м} - \frac{\rho v^2}{10g}\right]. \qquad (36)$$

При $i = 1$ оптимальное значение $m = 5$, что соответствует коэффициенту тяги $\psi = 0{,}67$. Показатель кривой усталости $\nu = 11$.

Из зависимости (36) мощность, которую может передать один ремень данного сечения в передаче с двумя шкивами $z_ш = 2$, при $i = 1$, $\alpha = 180°$, $\xi_l = 1$, длине L_0 и долговечности T, можно определить по формуле

$$N_0 = \left(\frac{A_1}{v^{-0{,}09}} - \frac{A_2}{d_м} - A_3 v^2\right) v. \qquad (37)$$

Здесь A_1, A_2 и A_3 — коэффициенты, зависящие от типа и сечения ремня, его упругих характеристик и плотности.

Мощность N_0, подсчитанная по формуле (37), дана для клиновых ремней нормального сечения по рекомендации СЭВ в табл. 31, узких — в табл. 32. Для поликлиновых ремней мощность N_0, передаваемая ремнем с 10 ребрами, приведена в табл. 33.

Мощность (кВт), допускаемая на один клиновой ремень или на поликлиновой с 10 ребрами при заданных условиях работы

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_i) C_р. \qquad (38)$$

Здесь C_α — коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата.

$\alpha°$	70	80	90	100	110	120
C_α	0,58	0,64	0,69	0,74	0,79	0,83
$\alpha°$	130	140	150	160	170	180
C_α	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

C_L — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня, берется по табл. 34 в зависимости от отношения данной длины ремня L к исходной L_0; значения последней приведены в табл. 31, 32 и 33;

31. Мощность N_0, передаваемая одним клиновым ремнем, по рекомендации СЭВ при $i = 1$, $\alpha = 180°$, длине L_0 и спокойной работе

Сечение ремня	Расчетный диаметр $d_м$ меньшего шкива, мм	Мощность N_0 (кВт) при скорости ремня v, м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
О (L_0 = = 1320 мм)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	—	—
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	—
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	—
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
А (L_0 = = 1700 мм)	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47	4,56
Б (L_0 = = 2240 мм)	125	0,92	1,39	2,26	2,80	—	—	—
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
В (L_0 = = 3750 мм)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	—	—
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8	14,1
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0	15,4
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6
Г (L_0 = = 6000 мм)	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
	630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,2	32,5	33,9
	710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,6
	800	6,82	10,7	19,4	26,8	32,6	37,0	39,0
Д (L_0 = = 7100 мм)	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	—
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
	800	9,0	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9
	900	9,3	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8
	1000	9,5	15,0	27,2	37,7	46,0	51,6	54,8

32. Мощность N_0, передаваемая одним узким клиновым ремнем при $i = 1$, $\alpha = 180°$ длине L_0 и спокойной односменной работе

Сечение ремня	Расчетный диаметр $d_м$ меньшего шкива, мм	Мощность N_0 (кВт) при скорости ремня v, м/с								
		3	5	10	15	20	25	30	35	40
УО ($L_0 = 1600$ мм)	63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	—	—	—	—
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—	—	—
	80	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	—	—	—
	90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55	—	—
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35	—	—
	112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15	6,05	—
	125	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85	6,90	6,50
	140	1,28	2,00	3,63	5,00	6,10	6,96	7,50	7,65	7,35
	160	1,36	2,12	3,86	5,27	6,60	7,50	8,17	8,40	8,23
	180	1,40	2,20	4,00	5,60	6,93	7,94	8,63	9,00	8,96
УА ($L_0 = 2500$ мм)	90	1,08	1,56	2,57	—	—	—	—	—	—
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	(4,46)	—	—	—	—
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—	—	—
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,60	7,12	7,10	—	—
	140	1,72	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25	8,43	7,94	—
	160	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	9,66	8,80
	180	1,94	3,04	5,50	7,65	9,22	10,41	11,1	11,0	10,3
	200	2,03	3,11	5,78	8,10	9,90	11,15	11,95	12,1	11,7
	224	2,12	3,32	6,08	8,37	10,37	11,86	12,84	13,15	12,8
	250	2,20	3,46	6,34	8,82	10,9	12,50	13,6	14,0	13,8

Продолжение табл. 32

Сечение ремня	Расчетный диаметр $d_м$ меньшего шкива, мм	Мощность N_0 (кВт) при скорости ремня v, м/с								
		3	5	10	15	20	25	30	35	40
УБ (L_0 = 3550 мм)	140	1,96	2,95	5,00	6,37	—	—	—	—	—
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	—	—	—
	180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5	—	—
	200	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3	12,6	—
	224	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1	14,7	13,2
	250	3,00	4,66	8,50	11,6	14,1	15,9	16,8	16,6	15,3
	280	3,05	4,86	8,90	12,2	15,0	17,0	18,3	18,4	17,2
	315	—	5,03	9,22	12,9	15,8	18,1	19,6	19,8	19,4
	355	—	5,28	9,63	13,5	16,7	19,1	20,8	21,4	20,8
	400	—	5,47	9,91	14,0	17,4	20,2	22,0	22,6	22,2
УВ (L_0 = 5600 мм)	224	3,55	5,45	9,40	12,3	14,1	—	—	—	—
	250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1	—	—
	280	4,18	6,60	11,5	16,3	18,7	20,5	20,7	—	—
	315	4,7	7,08	12,8	17,4	20,9	23,2	23,9	22,7	20,0
	355	—	7,63	13,8	18,8	22,9	25,5	26,8	26,1	23,3
	400	—	8,04	14,6	20,0	24,5	27,8	29,4	29,1	27,0
	450	—	8,30	15,3	21,2	26,1	30,3	31,4	32,0	30,0
	500	—	9,0	15,5	22,1	27,2	31,1	33,3	33,7	32,6
	560	—	—	16,3	22,9	28,0	32,4	34,8	36,2	34,7
	630	—	—	17,4	23,7	29,2	33,8	36,7	33,4	27,5

33. Мощность N_0, передаваемая поликлиновым ремнем с 10 ребрами при $i = 1$, $\alpha = 180^\circ$, длине L_0 и спокойной односменной работе

Сечение ремня	Расчетный диаметр $d_м$ меньшего шкива, мм	Мощность N_0 (кВт) при скорости ремня v, м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К (L_0 = = 710 мм)	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	—	—	—
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	—	—
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	—	—
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	—
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8	—
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	8,7
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	—
	112	1,00	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	—
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,5	—
	140	1,05	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	—
	160	1,05	2,40	4,4	6,2	7,7	9,0	10,2	—
Л (L_0 = = 1600 мм)	80	1,90	3,9	6,4	7,9	8,3	—	—	—
	90	2,20	4,5	7,6	9,7	10,8	—	—	—
	100	2,30	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	—	—
	112	2,54	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	—	—
	125	2,70	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	—
	140	2,90	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
	160	3,05	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5	20,0
	180	3,10	7,0	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	22,0
	200	3,2	7,2	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	23,6
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	—
	250	3,4	7,7	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	—
	280	3,5	7,9	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	—
	315	3,6	8,0	14,7	20,3	24,8	28,0	29,7	—
	355	3,6	8,2	15,0	20,7	25,5	28,8	30,6	—
М (L_0 = = 2240 мм)	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	—
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	—
	224	8,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48
	280	9,7	21,0	37,4	50,3	59,8	65	64	58
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65	71	72	68
	355	10,7	23,7	42,4	58	70	78	80	76
	400	11,0	24,8	44,6	61	74	83	86	84
	450	11,5	25,7	46,5	64	78	87	92	91
	500	11,8	26,5	47,8	66	81	91	96	95
	630	12,3	28,0	50,7	70	87	98	105	105
	800	12,8	29,0	53,1	74	91	104	112	113
	1000	13,0	29,8	54,7	76	94	108	117	119

34. Значения коэффициента C_L, учитывающего влияние длины ремня L

Тип ремня	Значения C_L при L/L_0													
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Клиновой нормального сечения (по ГОСТ 1284—68)	0,79	0,82	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,10	1,13	1,15	1,18	1,20	1,21
Узкий клиновой и поликлиновой	0,80	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,11	1,12	1,14	1,15	1,16

35. Поправка ΔM_i на передаточное число к моменту на быстроходном валу

Тип ремня	Сечение ремня	ΔM_i (кгс·м) при передаточном числе							
		1,03—1,07	1,08—1,13	1,14—1,2	1,21—1,3	1,31—1,4	1,41—1,6	1,61—2,39	2,4 и больше
Клиновой нормального сечения	*О*	0,008	0,015	0,023	0,030	0,035	0,038	0,04	0,05
	А	0,02	0,04	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12
	Б	0,05	0,11	0,16	0,21	0,23	0,26	0,29	0,31
	В	0,15	0,29	0,44	0,58	0,66	0,73	0,80	0,90
	Г	0,52	1,03	1,55	2,10	2,30	2,60	2,84	3,10
	Д	1,00	2,00	2,90	3,90	4,40	4,90	5,34	5,80
Клиновой узкий	*УО*	0,03	0,06	0,09	0,12	0,14	0,15	0,17	0,18
	УА	0,07	0,14	0,21	0,28	0,31	0,35	0,38	0,42
	УБ	0,15	0,30	0,44	0,58	0,66	0,73	0,80	0,88
	УВ	0,35	0,70	1,05	1,40	1,60	1,76	1,94	2,10
Поликлиновой	*К*	0,01	0,02	0,03	0,044	0,050	0,055	0,06	0,07
	Л	0,09	0,18	0,27	0,36	0,40	0,45	0,50	0,54
	М	0,70	1,38	2,07	2,76	3,10	3,45	3,80	4,14

Примечание. При $i = 1 \div 1{,}02$ поправка $\Delta M_i = 0$

C_p — коэффициент режима работы — берется такой же, как и для плоскоременных передач по табл. 14.

ΔN_i — поправка, учитывающая уменьшение влияние на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного числа, определяемая по формуле

$$\Delta N_i = 0{,}001\, \Delta M_i n_б. \tag{39}$$

ΔM_i — поправка к моменту на быстроходном валу, дана в табл. 35 в зависимости от передаточного числа i и сечения ремня; $n_б$ — частота вращения быстроходного вала, об/мин.

В проектном расчете по заданной мощности N определяют число ремней

$$z = \frac{N}{[N]}. \tag{40}$$

Учитывая неравномерность распределения нагрузки по ремням, предусмотрено увеличение числа ремней против расчетного значения до величины

$$z' = \frac{z}{C_z}, \tag{41}$$

где C_z — коэффициент числа ремней:

z	1	2—3	4—6	Свыше 6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

При повышенных требованиях к безотказности работы привода не следует применять передачи с одним ремнем.

Число ремней в комплекте целесообразно иметь до 6—8; при особо тщательном исполнении можно допускать до 16. Для обеспечения более равномерного распределения нагрузки между ремнями необходимо:

1) при обработке канавок шкивов обеспечить наименьшие различия в расчетных диаметрах всех канавок (см. стр. 536).

2) тщательно подбирать ремни в комплект по длине и по поперечному сечению (брать ремни одной группы отклонений по маркировке на ремне);

3) при надевании ремней следить за равномерным их натяжением.

Если при работе многоручьевой клиноременной передачи под нагрузкой у отдельных ремней ведущая ветвь натянута слабо, а ведомая сильно, то эти ремни лучше снять, так как они лишь нагружают остальные ремни. Канавки шкивов таких передач следует тщательно проверить с помощью роликов (см. стр. 535) и исправить дополнительной проточкой.

Число ребер поликлинового ремня

$$z = \frac{10N}{[N]}. \tag{42}$$

Рекомендуемое и наибольшее допустимое число ребер указано в табл. 27.

Геометрический расчет передачи производят по формулам (2), (3) и (1).

Угол обхвата должен быть не меньше 110°; в передачах с несколькими ведомыми валами его можно снижать на ведомых шкивах до 70°.

Сила предварительного натяжения одного клинового ремня

$$S_{0,1} = \frac{78N}{vC_\alpha C'_{\text{р}} z} + \frac{qv^2}{10}. \qquad (43)$$

Здесь C_α берется, как указано на стр. 523; $C'_{\text{р}}$ — из табл. 14, но для односменной работы; q — масса 1 м длины ремня — из табл. 24; z — число ремней.

По силе $S_{0,1}$ контролируют натяжение ремней, как указано на стр. 485.

Усилие, действующее на валы,

$$Q = 2S_{0,1} z \sin\frac{\alpha}{2}, \qquad (44)$$

где α — угол обхвата шкива.

Для поликлинового ремня с числом ребер z

$$S_0 = \frac{78N}{vC_\alpha C'_{\text{р}}} + \frac{q_{10} z}{100} v^2, \qquad (45)$$

где q_{10} — масса 1 м длины ремня с 10 ребрами — приведена в табл. 27.

Силу, действующую на валы, определяют по S_0 из формулы (13).

Последовательность расчета передачи и соответствующие расчетные зависимости приведены в табл. 36.

36. Расчет клиноременной и поликлиновой передач

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Расчетная формула или указания по выбору для ремней	
		клиновых	поликлиновых
Момент на быстроходном валу	$M_{\text{б}}$, кгс·м	$M_{\text{б}} = 974\,\frac{N}{n_{\text{б}}}$	
Сечение ремня	—	См. табл. 28 и указания в тексте	
Диаметр меньшего шкива	$d_{\text{м}}$, мм или м	См. табл. 28 и указания в тексте	
Диаметр большего шкива	$d_{\text{б}}$, мм или м	$d_{\text{б}} = \frac{d_{\text{м}} n_{\text{б}}}{n_{\text{т}}}$	
Скорость ремня	v, м/с	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60}$, где d_1 — в м	
Частота вращения ведомого вала	n_2, об/мин	$n_2 = \frac{d_1 n_1}{d_2}(1 - \varepsilon)$	

Продолжение табл. 36

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Расчетная формула или указания по выбору для ремней	
		клиновых	поликлиновых
Передаточное число		$i = \frac{n_б}{n_т}$	
Ориентировочное значение межосевого расстояния	мм	По заданным габаритам см. указания в тексте	
Длина ремня	L, мм	$L = 2a_0 + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a_0}$; $\Delta_1 = 0{,}5\pi\,(d_б + d_м)$; $\Delta_2 = 0{,}25\,(d_б - d_м)^2$. Округляется по табл. 25	
Стандартное обозначение ремня	—	По сечению ремня и его номинальной длине	
Окончательное межосевое расстояние		$a = 0{,}25\left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2}\right]$	
Наименьшее расстояние a, необходимое для надевания ремня	$a_{наим}$, мм	$a_{наим} = a - 0{,}01L$	$a_{наим} = a - 0{,}013L$
Наибольшее расстояние a, необходимое для компенсации вытяжки ремня	$a_{наиб}$, мм	$a_{наиб} = a + 0{,}025L$	$a_{наиб} = a + 0{,}02L$
Коэффициент режима	$C_р$	По табл. 14 (см. стр. 498).	
Угол обхвата	$\alpha°$	$\alpha = 180° - 60°\frac{d_б - d_м}{a}$	
Коэффициент угла обхвата	C_α	По данным на стр. 523	
Исходная длина. Относительная длина	L_0	По табл. 31 или 32	По табл. 33
	L/L_0		
Коэффициент длины ремня	C_L	По табл. 34	
Исходная мощность	N_0, кВт	На 1 ремень нормального сечения — по табл. 31, узкий — по табл. 32	На ремень с 10 ребрами — по табл. 33

Продолжение табл. 36

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Расчетная формула или указания по выбору для ремней	
		клиновых	поликлиновых
Поправка к моменту на передаточное число	ΔM_i, кгс·м	По табл. 35	
Поправка к мощности	ΔN_i, кВт	$\Delta N_i = 0{,}001\ \Delta M_i n_б$	
Допускаемая мощность	$[N]$, кВт	На 1 ремень $[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_i) C_р$	На 10 ребер
Число ремней или ребер Окончательное число ремней	z	Ремней $z = \frac{N}{[N]}$ $z' = \frac{z}{C_z}$	Ребер $z = \frac{10N}{[N]}$
Коэффициент режима	$C_р$	По табл. 14, но для односменной работы	
Масса 1 м длины ремня	q, кгс/м	q по табл. 24	q_{10} по табл. 27
Предварительное натяжение ремня в покое	S_0, кгс/м	По формуле (43)	По формуле (45)
Усилие на валы	Q, кгс	По формуле (44)	По формуле (13)

Примечание. Диаметры $d_м$ и $d_б$ округлить до стандартных значений по данным на стр. 533. Для замедлительной передачи $d_м = d_1$; $d_б = d_2$; $n_б = n_1$; $n_т = n_2$. Для ускорительной передачи $d_м = d_2$; $d_б = d_1$; $n_б = n_2$; $n_т = n_1$.

Шкивы

Клиноременные шкивы выполняют обычно литыми, а при малых размерах — точеными. Для серийного производства целесообразнее сварные и сборные шкивы, составляемые из тонкостенных штампованных элементов.

Материал для шкивов — чугун СЧ 15-32, стальное литье 25Л, прокатная сталь 30 и более высоких марок и алюминиевые сплавы с временным сопротивлением разрыву $\sigma_в \geqslant 16$ кгс/мм^2.

Рабочая поверхность канавок шкива должна иметь шероховатость не более $R_a = 2{,}5$ мкм и при малом диаметре не выше $R_a = 1{,}25$ мкм. Рабочую поверхность желательно полировать — это уменьшает износ ремня и увеличивает его долговечность.

Шкивы должны быть хорошо выбалансированы. Быстроходные шкивы необходимо для этого обрабатывать кругом. Допускаемый дисбаланс:

Скорость ремня v, м/с	5—10	10,1—15	15,1—20	>20
Допускаемый дисбаланс, г·м	6	3	2	1

Расчетные диаметры шкивов для всех клиновых и поликлиновых ремней должны быть округлены до стандратных значений:

40 *, 45 *, 50 *, 56 *, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000 мм.

Размеры профиля канавок литых и точеных шкивов (рис. 23) для клиновых ремней нормального сечения даны в табл. 37 и для узких ремней в табл. 38.

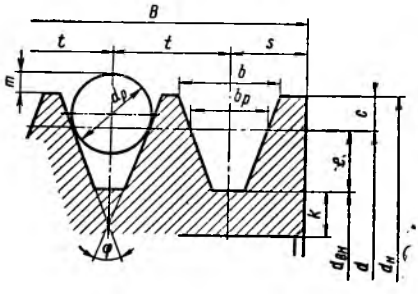


Рис. 23. Профиль канавок литых и точеных шкивов

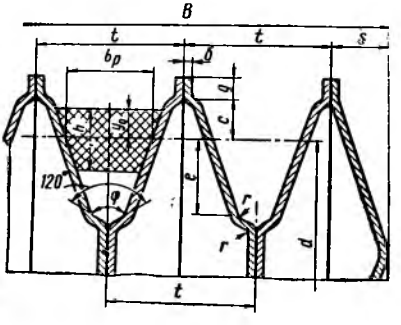


Рис. 24. Профиль канавок сварного шкива

Канавки нормального профиля выполняют на шкивах передач с параллельными валами, расположенными горизонтально; глубокие канавки — на шкивах полуперекрестных передач и при вертикальном расположении валов.

Толщина обода k литых и точеных шкивов (рис. 23):

Сечение ремня	О	А	Б	В	Г	Д
k, мм не менее	5,5	6	7,5	10	12	15

Профили канавок сборных и сварных шкивов выполняют по рис. 24, размеры их приведены в табл. 39.

При изгибе ремня на шкиве он деформируется, и угол его сечения уменьшается тем больше, чем меньше диаметр шкива. Для лучшего прилегания боковых поверхностей ремня к канавкам шкива угол канавки φ следует брать в зависимости от расчетного диаметра шкива при любой конструкции по табл. 37 для ремней нормального сечения и по табл. 38 для узких ремней. Предельные отклонения расчетных диаметров — по посадке $Л_4$, наружных — по $С_4$.

* Диаметры только для поликлиновых ремней.

37. Размеры (мм) профиля канавок литых и точеных шкивов для клиновых ремней нормального сечения (рис. 23)

Сечение ремня	Для нормальных канавок *				Для глубоких канавок			
			t	s		e	t	s
О	2,5	7,5	12	8	5	8	15	9
А	3,3	9	15	10	7	10	19	11
Б	4,2	11	19	12,5	8,5	12	24	14
В	5,7	14,5	25,5	17	12	15	32	20
Г	8,1	20	37	24	16,5	21	44	27
Д	9,6	23,5	44,5	29	20	24	52	32
Е	12,5	31	58	38	25	31	65	42

Сечение ремня	Угол канавки $\varphi°$			
	34	36	38	40
	при расчетном диаметре d, мм			
О	63—71	80—100	112—160	⩾180
А	90—112	125—160	180—400	⩾450
Б	125—160	180—224	250—500	⩾560
В	—	200—315	355—630	⩾710
Г	—	315—450	500—900	⩾1000
Д	—	500—560	630—1120	⩾1250
Е	—	—	800—1400	⩾1600

* по ГОСТ 20898—75.

38. Размеры (мм) профиля канавок литых и точеных шкивов для узких клиновых ремней (рис. 23)

Сечение ремня			t		Угол канавки $\varphi°$	
					34	38
					при расчетных диаметрах, мм	
УО	2,5	10	12	8	63—80	⩾90
УА	3,3	13	15	10	90—112	⩾125
УБ	4,2	17	19	12,5	140—180	⩾200
УВ	5,7	19	26	17	224—315	⩾355

39. Размеры (мм) профиля канавок сварных шкивов (рис. 24)

Сечение ремня			t	s	g	δ	r
А	4,5	10	19	8	4	1,4	1,5
Б	6	12	24	10	4,5	1,4	1,5
В	7,5	14,5	30	12	5	1,5	2,0
Г	10	20	41	16	5,5	1,8	2,5
Д	12	26	48	20	6	2,0	3,0

При выполнении шкивов для передач с несколькими клиновыми ремнями необходимо обеспечить минимальные отклонения в расчетных диаметрах всех канавок каждого шкива (стр. 529). При несоблю-

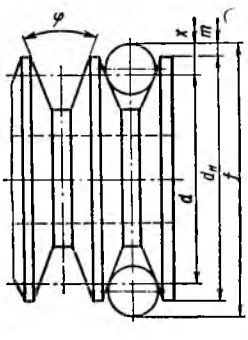


Рис. 25. Схема контроля шкива с помощью роликов

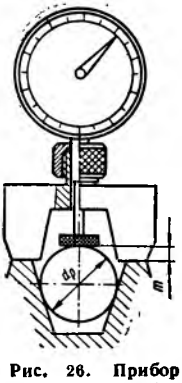


Рис. 26. Прибор для контроля расчетного диаметра по ролику

дении этого требования передаточные числа отдельных ручьев и натяжения клиновых ремней оказываются различными. Во время работы такой передачи возникает дополнительное скольжение, ремни оказываются нагруженными неравномерно, и вследствие этого срок их службы значительно сокращается.

Расчетные диаметры канавок контролируют, измеряя при помощи роликов размеры m или f (рис. 25):

$$m = x - 0{,}5\,(d_н - d) \quad \text{и} \quad f = d + 2x,$$

где

$$x = \frac{d_р}{2}\left(1 + \operatorname{cosec}\frac{\varphi}{2}\right) - \frac{b_р}{2}\operatorname{ctg}\frac{\varphi}{2}.$$

Обозначения указаны на рис. 23 и 25.

Рекомендуемые значения диаметра роликов $d_р$ и соответствующие им размеры x и m приведены в табл. 40.

Размер m контролируют при проточке на станке индикатором, укрепляемым на суппорте, или прибором, показанным на рис. 26 с инди-

40. Диаметр роликов и размеры шкивов при измерении роликами для клиновых ремней (рис. 25)

Обозначение	Размеры (мм) для ремней сечений						
	О, УО	*А, УА*	*Б, УБ*	*В, УВ*	*Г*	*Д*	*Е*
d_p	9	11,6	14,7	20	28,5	33,8	44,5
x	6,0	7,6	9,6	13,1	18,8	22,3	29,6
$m = x - c$ для ремней по ГОСТ 1284—68 ** с канавками:							
нормальными	3,5	4,3	5,4	7,4	10,7	12,7	17,1
глубокими	1,0	0,6	1,1	1,1	2,3	2,3	4,6
$m = x - c$ для узких ремней **	3,5	4,6	5,6	8,1	—	—	—

* При размере c по табл. 37.
** При размере c по табл. 38.

катором, снабженным плоским наконечником. Прибор предварительно должен быть настроен на размер по плиткам.

При контроле размера f (рис. 25) пользуются микрометрической скобой или индикатором на плите.

Наибольшая разница Δm в размерах канавок одного и того же шкива должна быть в пределах половины поля допуска посадки $Л_4$ и не превышать:

Для сечения	*О, УО*	*А, УА*	*Б, УБ*	*В, УВ*	*Г*	*Д*
Δm, мм	0,10	0,10	0,10	0,15	0,25	0,30

Наибольшая допустимая разница в размерах f в 2 раза больше.

Допустимое отклонение угла канавки для ремней сечений *О, А, Б, УО, УА, УБ* $\pm 1°$ и сечений *В, Г, Д, Е* и *УВ* $\pm 30'$. Ширина канавки b на наружном цилиндре (см. рис. 23):

$$b = b_p + 2c \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}.$$

Этот размер указывают на чертеже шкива лишь для ориентировки — контролировать по этому размеру сечение канавки нельзя. Края канавки притупляют.

Порядок определения основных размеров клиноременных шкивов и расчетные формулы приведены в табл. 41. Конструктивные размеры ступицы, спиц и число спиц устанавливают так же, как и для плоскоременных шкивов (см. стр. 512—514).

Конструкции клиноременных шкивов показаны на рис. 27. Предельные диаметры и числа канавок приведены в табл. 42. Расточки отверстий могут выполняться двух вариантов — цилиндрические и

41. Расчет клиноременных шкивов

Размеры, мм

Определяемый размер	Обозначение	Указания по выбору или расчетная формула	Для шкива (числовые данные)	
			ведущего	ведомого
Расчетные диаметры	d	Из расчета передачи (табл. 36)		
Размеры профиля канавок (по рис. 23)	c e t s $\varphi°$	Из табл. 37 или 38		
Наружные диаметры	$d_н$	$d + 2c$		
Внутренние диаметры	$d_{вн}$	$d - 2e$		
Ширина шкивов	B	$(z - 1)\,t + 2s$		
Для измерения роликом: диаметр ролика	$d_р$	Из табл. 40		
контрольные размеры	m или f	$f = d + 2x$; m и x из табл. 40 *		
Ориентировочная ширина канавки	b	$b_р + 2c \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$		

* При использовании имеющихся роликов, диаметр которых близок к указанным в табл. 40, размеры m, x и f подсчитывают по формулам, приведенным в тексте.

42. Пределы расчетных диаметров и число канавок клиноременных шкивов различных конструкций

по ГОСТ 20889—75—ГОСТ 20897—75

Сечение ремня	Расчетные диаметры d (мм) для шкивов			Число канавок
	монолитных (рис. 27, *а*)	с диском (рис. 27, *б*)	со спицами (рис. 27, *в*)	
О	63—90	80—160	180—315	1—4
А	90—100	112—200	224—500	1—6
Б	—	125—250	280—560	1—7
В	—	200—355	400—1000	1—8
Г	—	315—400	450—1000	1—8

конические; ступица может или выступать в одну сторону (рис. 27, *а*), или находиться в габаритах обода (рис. 27, *б*).

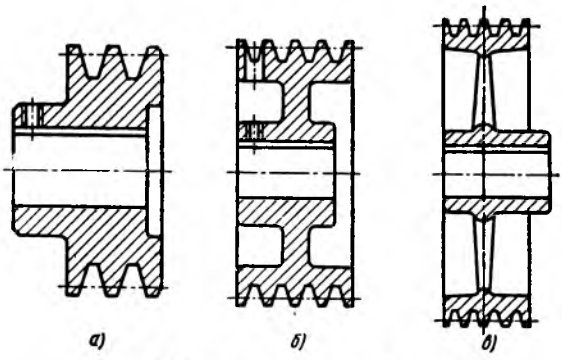


Рис. 27. Типовые конструкции шкивов:
а — монолитный; *б* — с диском; *в* — со спицами

Шкивы для поликлиновых ремней выполняют с канавками (рис. 28), размеры которых указаны в табл. 43. Расчетные диаметры этих шкивов должны выбираться из стандартного ряда (см. стр. 533). Наружный диаметр

$$d_н = d - 2\Delta,$$

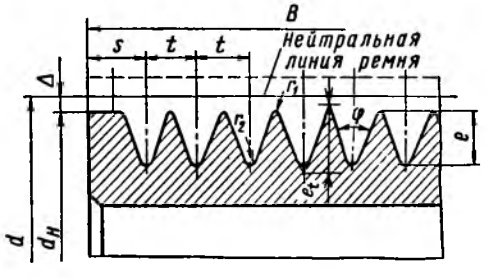


Рис. 28. Профиль канавок шкивов для поликлиновых ремней

где Δ принимают по табл. 42. Ширина шкивов

$$B = t\,(z - 1) + 2s.$$

Угол клина канавок шкивов $\varphi = 40°$ независимо от диаметра шкива. Расчетные диаметры канавок этих шкивов следует контролировать с помощью роликов измерением размера f (см. рис. 25):

$$f = d + 2x.$$

Диаметры роликов $d_р$ и размеры x приведены в табл. 43.

43. Размеры (мм) профиля канавок шкивов для поликлиновых ремней по РТМ 38-40528—74 (рис. 28)

Сечение ремня	t					r_{2max}	Δ	d_p	
К	2,4	3,5	3,30	2,35 + 0,1	0,3	0,2	1,0	1,6	0,62
Л	4,8	5,5	6,60	4,85 + 0,15	0,5	0,4	2,4	3,5	1,26
М	9,5	10,0	13,05	10,35 + 0,2	0,8	0,6	3,5	7,0	1,14

Разница $\delta\Delta d$ в расчетных диаметрах канавок шкива или разница в размерах f должна быть в пределах:

Для сечения	*К*	*Л*	*М*
$\delta\Delta D$, мм:			
при $d \leqslant 500$ мм	0,2	0,3	0,4
при $d > 500$ мм	0,4	0,6	0,8

Особые виды клиноременных передач

Передачи с натяжными роликами применяют только при фиксированных положениях валов, когда натяжение ремней перемещением какого-либо вала невозможно. Ролик ставят обычно внутри контура ремня (рис. 29, *а*). Угол обхвата и тяговая способность при этом несколько уменьшаются, но долговечность ремня выше, чем при установке ролика снаружи (рис. 29, *б*).

Ролики отжимные (внутри контура) выполняют желобчатыми, диаметром $d_0 \geqslant d_{min}$, ролики нажимные (снаружи контура) — гладкими, диаметром $d_0 \geqslant 1{,}5d_{min}$, здесь d_{min} — минимально допустимый диаметр (см. стр. 521) и табл. 28.

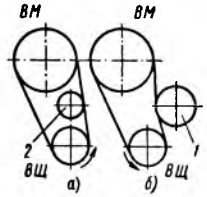


Рис. 29. Схемы расположения натяжного ролика: *1* — нажимного; *2* — отжимного

Длину ремня определяют как для клиноременной передачи без ролика с тем, чтобы ролик лишь незначительно отклонял ремень. Натяжной ролик может быть закреплен жестко или подвижно — на качающемся рычаге с натяжением ремня грузом или пружинами. Применение подвижных роликов позволяет снизить натяжение ремня, обеспечивает его стабильность и этим увеличивает срок службы ремня. Расчет передачи ведут так же, как передачи без ролика.

Передачи с вертикальными валами. Для предотвращения сбега ремней со шкивов канавки выполняют глубокими (см. табл. 37).

При расчете передач с вертикальными валами N_0 (см. табл. 31) следует принимать на 10—12% меньше, чем для передачи с горизонтальными валами.

Полуперекрестные передачи применяют при передаточных числах, близких к единице; расстояние между центрами шкивов

$$a \geqslant 5\,(d_б + B),$$

где $d_б$ — диаметр большого шкива и B — его ширина.

Шкивы полуперекрестных передач выполняют с глубокими канавками.

Величину N_0 необходимо принимать на 20% меньше значений, указанных в табл. 31.

Плоско-клиноременную передачу выполняют с малым шкивом желобчатым и большим гладким. На большом шкиве ремни работают своей нижней поверхностью, как плоские.

Передачу этого вида применяют преимущественно для приводов с ударной нагрузкой. При угле обхвата на желобчатом шкиве $\alpha_{кл} \leqslant 130°$ тяговая способность передачи такая же, что и нормальной клиноременной, и расчет ее ведут так же, как и последней. При $\alpha_{кл} > 130°$ тяговая способность ниже, чем передачи с обоими желобчатыми шкивами, — это учитывается при расчете введением коэффициента угла обхвата $C_\alpha < 1$:

$\alpha_{кл}$	140°	150°	160°
C_α	0,84	0,82	0,80

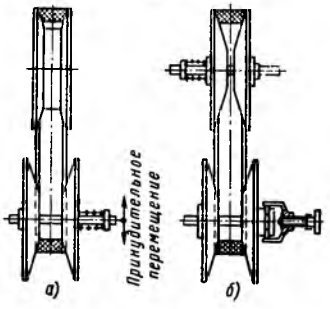


Рис. 30. Схемы регулируемых клиноременных передач

При малых передаточных числах применять эту передачу не рекомендуют. Выполняется с ремнями сечения A и больших размеров. Узкие клиновые ремни для этой передачи непригодны.

Диаметр обода гладкого шкива

$$d_н = d - 2(h - y_0),$$

где d — расчетный диаметр этого шкива; h — высота сечения ремня; y_0 — координата его нейтральной линии (см. рис. 21 и табл. 24).

Обод гладкого шкива обтачивают по цилиндру, без выпуклости. Межцентровое расстояние $a \approx d_б$.

Клиноременные передачи с бесступенчатым регулированием скорости (клиноременные варианты). Из всех механических бесступенчатых передач клиноременные вариаторы наиболее просты и надежны. Они выполняются как со стандартными клиновыми ремнями по ГОСТ 1284—68, так и со специальными широкими вариаторными ремнями.

Скорость регулируют изменением диаметра одного (рис. 30, *а*) или одновременно обоих (рис. 30, *б*) шкивов посредством осевого перемещения конических дисков, образующих шкив.

В передачах с одним регулируемым шкивом межосевое расстояние изменяется в процессе регулирования скорости.

Передвижными могут быть или все диски регулируемого шкива (рис. 31, *а*), или только диски, расположенные с одной стороны ремней (рис. 31, *б*). В передачах с односторонним передвижением дисков ремни при регулировании смещаются в сторону. Во избежание перекосов ремня в передачах с одним регулируемым шкивом он должен при изменении скорости перемещаться в осевом направлении: с двумя регулируемыми шкивами подвижные диски ставят с противоположных сторон.

Диски могут перемещаться специальным механизмом или пружинами и самим ремнем при изменении его натяжения. Изменение натяжения ремня во втором случае при одном регулируемом шкиве осуществляется при перемещении вала (см. рис. 30, *а*), а при двух регулируемых шкивах — при перемещении дисков второго шкива (рис. 30, *б*).

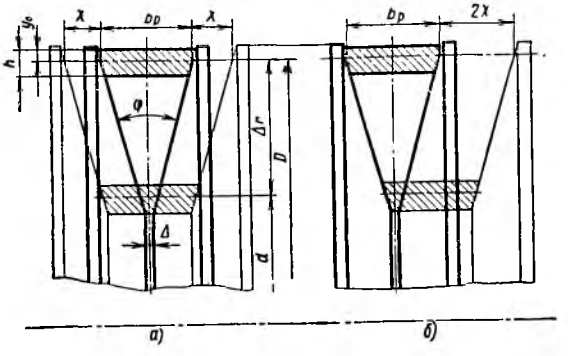


Рис. 31. Схема перемещения ремня при регулировании

Диапазон регулирования ограничен перемещением Δr ремня из положения, при котором диски сходятся вплотную, в положение, когда ремень доходит до внутреннего обреза конуса (см. рис. 31). При этом

$$\Delta r = 0{,}5\,(b_p - \Delta)\operatorname{ctg}\frac{\varphi}{2} - (h - y_0),$$

где b_p, h и y_0 — размеры ремня (см. рис. 21); φ — угол канавки, образованный дисками; Δ — минимальный зазор между дисками, оставляемый на случай отклонений в размерах ремня, его прогиба и износа.

Диапазон регулирования при одном регулируемом шкиве

$$Д = \frac{n_{2\,max}}{n_{2\,min}} = \frac{D}{d} = 1 + \frac{2\,\Delta r}{d}; \qquad (46)$$

при двух регулируемых шкивах

$$Д = \frac{n_{2\,max}}{n_{2\,min}} = \frac{D_1 D_2}{d_1 d_2} = \left(1 + \frac{2\,\Delta r}{d_1}\right)\left(1 + \frac{2\,\Delta r}{d_2}\right). \qquad (47)$$

Здесь D_1, D_2, D — наибольшие расчетные диаметры регулируемых шкивов; d_1, d_2, d — то же, наименьшие.

Диапазон регулирования $Д$ при стандартных ремнях и $\varphi^\circ = 32$ дан в табл. 44.

Для передач с двумя регулируемыми шкивами величины $Д$ даны в табл. 44 при одинаковых шкивах с минимальными диаметрами указанного размера. Диапазон регулирования может быть несколько расширен при применении дисков с вырезами, при которых выступы одного диска входят во впадины другого.

44. Диапазон регулирования при стандартных ремнях и $\varphi = 32°$

Параметр	Сечение ремня				
	О	А	Б	В	Г
d, мм	63	90	125	200	315
Δr, мм	10	12,8	16,5	21	29
$Д$ при изменении диаметра шкива:					
одного	1,30	1,28	1,26	1,21	1,18
двух	1,70	1,64	1,58	1,46	1,38

Значительно расширяется диапазон регулирования при широких ремнях, отличающихся большим отношением $b_р/h$. Угол канавки, образованной дисками, при этом снижают до 22—28°. Как правило, широкие ремни изготовляют зубчатыми, что позволяет применять шкивы малых диаметров и уменьшает потери в передаче.

В табл. 45 приведены размеры $b_р$ и h широких зубчатых ремней, рекомендуемые диаметры шкивов d и D, отношения D/d и мощность N_0, передаваемая при скорости ремня $v = 20$ м/с.

Стандартом предусмотрены два типа ремней: тип 1 — ремни более тонкие, для больших диапазонов регулирования, но меньших мощностей и тип 2 — с большей толщиной h для передачи больших мощностей при пониженных диапазонах регулирования. Шкивы для ремней типа 1 могут выполняться с углами канавки $\varphi = 26°$ (при больших $Д$) и 28°, для ремней типа 2 только с $\varphi = 28°$.

Диапазон регулирования при изменении одного шкива $Д = \frac{D}{d}$;

при изменении обоих шкивов $Д = \left(\frac{D}{d}\right)^2$.

Стандарт предусматривает четыре типа вариаторов: I — с симметричным регулированием обоих шкивов ($d_1 = d_2$ и $D_1 = D_2$); II — с несимметричным регулированием обоих шкивов; III — с регулированием одного ведомого шкива и IV — с регулированием одного ведущего шкива.

Указанная в табл. 45 мощность при $v = 20$ м/с и $\alpha = 180°$ допустима при шкивах, приведенных в таблице. При увеличении минимальных диаметров шкивов мощность N_0 может быть повышена пропорционально увеличению этих диаметров.

Для заданных условий работы допускаемая мощность, передаваемая ремнем,

$$N = N_0 C_\alpha C_v C_р C_т. \qquad (48)$$

Здесь C_α — коэффициент, учитывающий угол обхвата, берется по данным, приведенным на стр. 523; $C_р$ — коэффициент режима работы по табл. 14; C_v — коэффициент, учитывающий влияние скорости, принимаемый:

при v, м/с	5	10	15	20	30
Cv	0,3	0,6	0,85	1,0	1,05

45. Основные параметры широких зубчатых вариаторных ремней и передач с ними по ОСТ 38.5 17—73

Обозначение	Размеры сечения, мм		Пределы длин, мм	Параметры передач							
				при $\varphi = 26°$				при $\varphi = 28°$			
	b_p	h		d_1, мм	D_1, мм	D/d	N_0, кВт	d_1, мм	D_1, мм	D/d	N_0, кВт
1—*B*20	20	6,5	560—1250	36	104	2,9	0,7	—	—	—	—
1—*B*25	25	8	710—1600	45	132	2,9	1,35	67	146	2,2	1,9
2—*B*25		11	800—2000	—	—	—	—	90	164	1,8	3,5
1—*B*32	32	10	900—2000	56	168	3,0	2,25	85	188	2,2	3,1
2—*B*32		14	800—2000	—	—	—	—	112	210	1,8	5,9
1—*B*40	40	13	1120—2800	71	212	3,0	3,6	106	235	2,2	5,2
2—*B*40		18	1120—2000	—	—	—	—	170	294	1,7	9,5
1—*B*50	50	16	1400—3150	90	268	3,0	6,0	135	300	2,2	9,0
2—*B*50		22	1250—2000	—	—	—	—	212	370	1,7	14,0
1—*B*63	63	20	1800—4000	112	340	3,0	9,0	170	378	2,2	13,5
1—*B*80	80	25	2240—5000	—	—	—	—	212	475	2,2	20,0

$C_т$ — коэффициент, зависящий от типа вариатора:

тип вариатора	I	II	III	IV
$C_т$	1,0	1,1	0,9	0,8

В стандарте предусмотрена возможность изготовления ремней типа I без зубьев; для них допускается передача большей мощности, но при значительно бо́льших диаметрах шкивов.

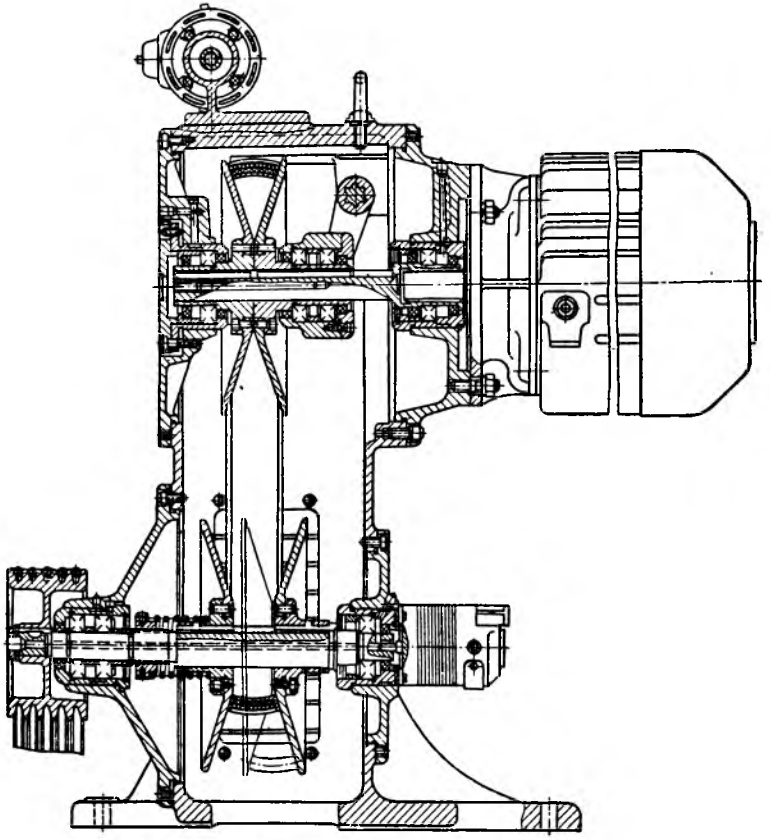


Рис. 32. Клиноременный вариатор ВР-2 ЭНИМСа

Кроме того, предусмотрено пять специальных сечений широких ремней для бесступенчатых передач сельскохозяйственных машин, рассчитанных на передачу повышенной мощности.

Применяют следующие разновидности клиноременных бесступенчатых передач: мотор-вариаторы или вариаторы универсального назначения в корпусе в виде отдельного агрегата (рис. 32), передачи без

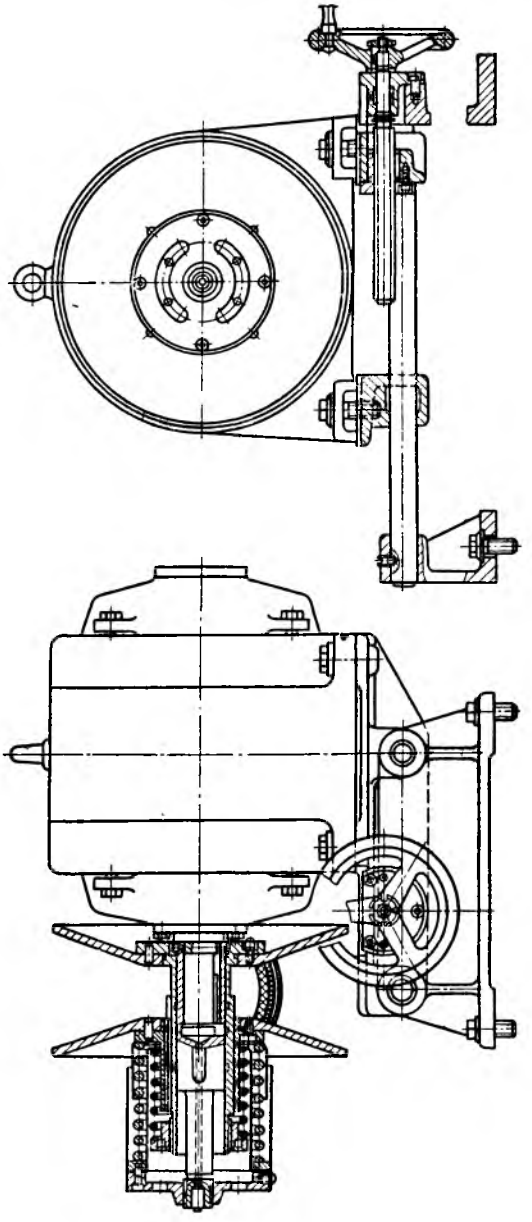


Рис. 33. Клиноременный вариатор ВРС-1 ЭНИМСа

корпуса с одним или двумя регулируемыми шкивами, из которых один сидит на валу электродвигателя (рис. 33), а другой — на валу рабочей машины, и передачи, встроенные в различные рабочие машины.

Выпускают клиноременные вариаторы до 25 кВт при одном ремне и до 55 кВт при нескольких ремнях.

Пример. Рассчитать передачу от асинхронного электродвигателя А2-71-4 мощностью $N = 22$ кВт при $n_1 = 1460$ об/мин на шпиндель плоскошлифовального станка, делающего $n_2 = 800$ об/мин. Работа двухсменная. Пуск двигателя через трансформатор, желательное межосевое расстояние $a = 500 \div 600$ мм.

Расчет провести для трех вариантов: при применении клиновых ремней нормального сечения и узких, а также для поликлинового ремня.

Расчет ведем согласно табл. 36 и 41.

Вариант	I	II	III
Ремни	Клиновые по ГОСТ 1284—68**	Клиновые узкие по РТМ 61-15-15—70	Поликлиновые по РТМ 38-40528—74

1. Определяем момент на быстроходном валу:

$$M_б = 974 \frac{N}{n_б} = 974 \frac{22}{1460} = 14{,}7 \text{ кгс·м}.$$

2. При данном $M_б$ по табл. 28 рекомендуется сечение

	Б или В	УА	Л или М
Принимаем сечения	Б	УА	Л
3. Минимально допустимый диаметр шкива d_{min} по табл. 28 (мм)	125	90	80

Для повышения долговечности ремней, к. п. д. передачи и уменьшения числа ремней при заданных габаритах следует выбрать $d_м$ больше d_{min}. Для поликлинового ремня оптимальный диаметр (стр. 522)

$$d_м = 65 \sqrt[3]{M_б} = 65 \sqrt[3]{14{,}7} = 160 \text{ мм}.$$

Принимаем для всех вариантов $d_м = 160$ мм.

4. Диаметр большего шкива

$$d_б = d_м \frac{n_б}{n_т} = 160 \frac{1460}{800} = 292 \text{ мм}.$$

Стандартный диаметр (см. стр. 533) $d_б = 280$ мм.

5. Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}16 \cdot 1460}{60} = 12{,}23 \text{ м/с}.$$

6. Частота вращения ведомого вала

$$n_2 = \frac{d_1 n_1 (1 - \varepsilon)}{d_2} = \frac{160 \cdot 1460 \cdot 0{,}98}{280} = 817 \text{ об/мин}.$$

(скольжение принято $\varepsilon = 0{,}02$).

7. Передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1460}{817} = 1{,}786.$$

8. Межосевое расстояние принимаем в соответствии с заданными габаритами $a_0 = 500$ мм.

9. Длина ремня

$$\Delta_1 = \pi \frac{d_б + d_м}{2} = \pi \frac{280 + 160}{2} = 691 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{d_б - d_м}{2}\right)^2 = \left(\frac{280 - 160}{2}\right)^2 = 14\,400 \text{ мм}^2;$$

$$L = 2a_0 + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a_0} = 2 \cdot 500 + 691 + \frac{14\,400}{500} = 1720 \text{ мм}.$$

По табл. 25 принимаем из ряда 1 стандартную длину $L = 1800$ мм.

10. Стандартное обозначение ремня . . . . Ремень Б-1800; Ремень УА-1800, Ремень 1800Л, ГОСТ 1284—68 РТМ 51-15-15—70 РТМ 38-40528—74

11. Окончательно межосевое расстояние

$$a = 0{,}25\left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2}\right] =$$

$$= 0{,}25\left[(1800 - 691) + \sqrt{(1800 - 691)^2 - 8 \cdot 14\,400}\right] = 541 \text{ мм}.$$

12. Наименьшее расстояние a, необходимое для надевания ремня . . . . $a_{наим} = a - 0{,}01L =$ $= 523$ мм; $a_{наим} = a - 0{,}013L =$ $= 518$ мм

13. Наибольшее расстояние a, необходимое для компенсации вытяжки . . . $a_{наиб} = a - 0{,}025L =$ $= 586$ мм; $a_{наиб} = a - 0{,}02L =$ $= 577$ мм

14. Коэффициент режима при приводе от указанного двигателя на шлифовальный станок при двухсменной работе по табл. 14 $C_р = 0{,}87$.

15. Угол обхвата

$$\alpha = 180° - 60° \frac{d_б - d_м}{a} = 180° - 60° \frac{280 - 160}{541} = 167°.$$

16. Коэффициент угла обхвата (стр. 523) $C_\alpha = 0{,}97$.

17. Исходная длина L_0 (мм)	По табл. 31 2240	По табл. 32 2500	По табл. 33 1600
относительная длина $\frac{L}{L_0} = \frac{1800}{L_0} =$	0,8	0,72	1,13
18. Коэффициент длины по табл. 34 $C_L =$	0,95	0,94	1,02
19. Исходная мощность при $d_м = 160$ мм и $v = 12{,}23$ м/с . . $N =$	На 1 ремень по табл. 31 3,6 кВт	На 1 ремень по табл. 32 6,0 кВт	На 10 ребер по табл. 33 13,9 кВт
20. Поправка к моменту на передаточное число по табл. 35 $\Delta M_i =$	0,29 кгс·м	0,38 кгс·м	0,50 кгс·м
21. Поправка к мощности $\Delta N_i = 0{,}001 \times$ $\times \Delta M_i n_б =$	0,42 кВт	0,55 кВт	0,73 кВт

22. Допускаемая мощность $[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_i) C_p =$	3,3 кВт	5,3 кВт	12,6 кВт
23. Число ремней или ребер	Ремней $z = \frac{N}{[N]} = 6{,}7$	Ремней $z = \frac{N}{[N]} = 4{,}16$	Ребер $z = \frac{10N}{[N]} = 17$
Коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки (стр. 529) C_z	0,85	0,9	—
Окончательное число ремней $z' = \frac{z}{C_z}$	$7{,}9 \approx 8$	$4{,}7 \approx 5$	—
24. Коэффициент режима по табл. 14, $C_p' = 1$	при том же приводе но односменной работе		
25. Масса 1 м длины ремня (кг/м)	По табл. 24 $q = 0{,}18$	По табл. 24 $q = 0{,}12$	По табл. 27 $q_{10} = 0{,}45$
26. Предварительное натяжение одного ремня в покое S_0 (кгс)	По формуле (43) 20,8	По формуле (43) 30,8	По формуле (45) 156
27. Сила действующая на валы Q (кгс)	По формуле (44) 330	По формуле (44) 306	По формуле (13) 308
Размеры шкивов (см. табл. 41).			
28. Расчетные диаметры: ведущего		$d_1 = 160$ мм	
ведомого		$d_2 = 280$ мм	
29. Размеры профиля канавок (мм)	По табл. 37 рис. 23 $c = 4{,}2$ $e = 11$ $t = 19$ $s = 12{,}5$ $\varphi_1 = 34°$ $\varphi_2 = 38°$	По табл. 38 рис. 23 $c = 3{,}3$ $e = 13$ $t = 15$ $s = 10$ $\varphi_1 = \varphi_2 = 38°$	По табл. 43 рис. 28 $e_w = 6{,}6$ $e = 4{,}85 \div 5{,}00$ $t = 4{,}8$ $s = 6{,}5$ $\Delta = 2{,}4$ $\varphi = 40°$
30. Наружные диаметры шкива $d_н$ (мм): ведущего	$d_1 + 2c = 168{,}4$	$d_1 + 2c = 166{,}6$	$d_1 - 2\Delta = 155{,}2$
ведомого	$d_2 + 2c = 288{,}4$	$d_2 + 2c = 286{,}6$	$d_2 - 2\Delta = 275{,}2$
31. Внутренние диаметры шкива $d_{вн}$ (мм): ведущего	$d_1 - 2e = 138$	$d_1 - 2e = 134$	—
ведомого	$d_2 - 2e = 258$	$d_2 - 2e = 254$	—
32. Ширина шкива $B = (z - 1)\, t + 2s$, мм	158	80	$87{,}8 \approx 88$
33. Для измерения роликом диаметр ролика, $d_р$, мм	По табл. 40 14,7	По табл. 40 11,6	По табл. 43 3,5
контрольный размер, мм	$m = 5{,}4$	$m = 4{,}6$	$l = d + 2x$, где $x = 1{,}26$

ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Работает зацеплением, без скольжения, обеспечивает синхронное вращение валов, по сравнению с ременной компактнее, по сравнению с цепной работает плавнее, с меньшим шумом, не требует ухода и смазки.

Зубчатоременную передачу (рис. 34) применяют при мощности до 100 кВт (уникальные передачи до 500 кВт); работает в диапазоне скоростей v от 5 до 50 м/с, а в отдельных случаях до 80 м/с, передаточные числа i до 12 (20), ширина ремней до 380 мм, наибольший к. п. д. $\sim$0,98.

Зубчатые ремни

Тянущий слой зубчатого ремня — металлотрос — заключен в резиновый массив (рис. 35) на основе бутадиен-нитрильных каучуков, наирита, реже из полиуретана. Зубья для повышения их износостойкости чаще покрыты нейлоновой или другой тканью. Для кинематических передач применяют ремни с тянущим шнуровым слоем из стекловолокна или полиэфирного волокна. Материал ремней маслостоек.

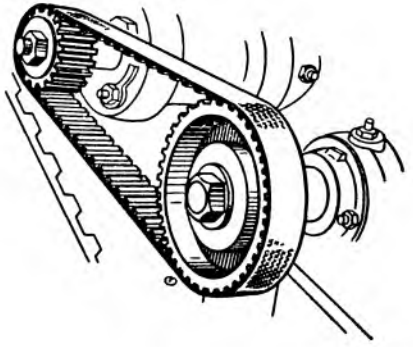


Рис. 34. Зубчатоременный привод

Основной размерный параметр — модуль зацепления $m = \frac{t}{\pi}$, где t — шаг ремня, мм. Остальные размеры выражают в функции модуля. Характеристики ремней по нормали приведены в табл. 46. Ширина ремня в пределах для каждого модуля, указанных в табл. 46, должна быть взята из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм, число зубьев ремня z_p из ряда: 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160.

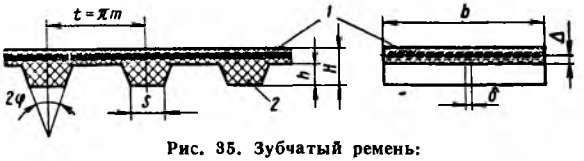


Рис. 35. Зубчатый ремень:
1 — стальные тросы; *2* — резина (пластмасса)

Значения в скобках применять не рекомендуется. Расчетную длину подсчитывают с точностью до 0,1 мм по формуле

$$L = \pi m z_p. \qquad (49)$$

Допускаемое отклонение длин:

при длине L, мм	201—628		668—1130
отклонение, мм	±0,6		±1,1
при длине L, мм	1177—1560	1570—2100	2198—3140
отклонение, мм	±1,8	±2,8	±4,3

46. Зубчатые ремни по нормали ОН 6-07-5—63 НИИРП-ЭНИМС (рис. 35)

Параметры	Размеры при модуле m, мм						
	2	3	4*				10
Высота зуба h, мм	1,2	1,8	2,4		3,0	4,2	6,0
Диаметр троса δ, мм	0,35		0,35	0,65	0,65		
Размер Δ, мм	0,6		0,6	1,3	1,3		
Масса 1 м длины ремня при ширине 1 см q, кгс/см·м	0,032	0,04	0,05	0,065	0,075	0,09	0,11
Пределы ширины b, мм	8—16	12,5—25	20—40		25—50	50—80	50—80
Предел чисел зубьев ремня z_p	32—125	36—160	40—160		45—140	45—125	50—100
Применять при моменте $M_б$, кгс·м	≤0,02	≤0,24	≤2,2		≤4,9	≤19	≤190
Удельное окружное усилие p_0, кгс/см	4	10	15	25	35	45	60

Остальные размеры: общая толщина ремня $H = m + 1$ мм; толщина зуба по вершине $s = m$. угол $2\varphi = 50°$

* Ремни $m = 4$ выполняют с металлотросом $\delta = 0{,}35$ и $\delta = 0{,}65$ мм.

Шкивы

За расчетный диаметр d шкива принимают диаметр окружности расположения нейтральной линии ремня (по центру металлотроса — рис. 36)

$$d = mz, \tag{50}$$

где z — число зубьев шкива.

Наружный диаметр шкива

$$d_a = d - 2\Delta + k, \tag{51}$$

где Δ — расстояние от впадины зуба ремня до оси металлотроса (табл. 46); k — поправка к диаметру шкива для увеличения его шага с целью более равномерного распределения окружного усилия по зубьям, находящимся в зацеплении:

при d_a, мм до	50	50—78	80—118
k, мм . .	0,08	0,10	0,12
при d_a, мм	120—198	200—318	320—500
k, мм	0,13	0,15	0,18

Шаг шкива по наружной окружности

$$t_ш = \frac{\pi d_a}{z}. \tag{52}$$

Внутренний диаметр шкива

$$d_f = d_a - 1{,}8m. \tag{53}$$

Зубья шкива выполняют с прямобочным профилем с углом впадины $2\varphi = 50° \pm 2°$. Толщина зуба по наружной окружности

$$s_ш = t_ш - \left(s + 2h \operatorname{tg} \varphi + \frac{f}{\cos \varphi}\right), \tag{54}$$

где s и h—размеры ремня по табл. 46; f — боковой зазор.

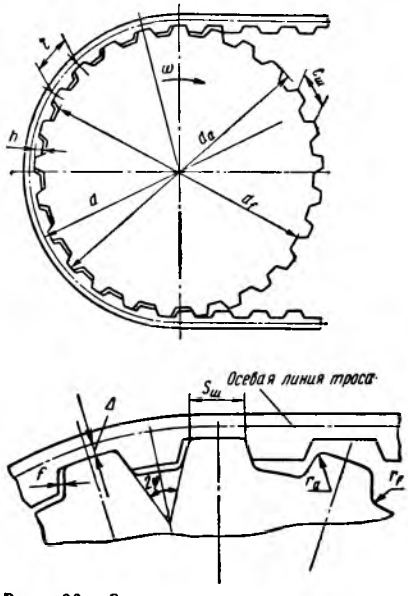


Рис. 36. Схема расположения ремня на шкиве

Зубья должны иметь закругления у вершины радиусом r_a и у основания радиусом r_f. Значения f, r_a и r_f даны в табл. 47.

Для кинематических малонагруженных передач с целью облегчения изготовления допускается эвольвентный профиль зубьев.

Отклонения на наружный диаметр шкива должны быть в пределах $^{+20}_{-50}$ мкм при $m = 2$ с увеличением их до $^{+50}_{-100}$ мкм при $m = 10$. Шероховатость поверхности зубьев не более $R_a = 2{,}5$ мкм.

Конструкции шкивов схематически представлены на рис. 37. При ширине ремня b ширина шкива без бортов

$$B = b + m.$$

Для предупреждения сбегания ремня один из шкивов (преимущественно меньший) делают с ребордами высотой 1,5—4 мм; допустимо односторонние реборды ставить на каждом шкиве с противоположных сторон ремня.

При межосевом расстоянии $a > 8d_м$ и $i < 3$ оба шкива делают с ребордами. Рекомендуемая высота реборд 1,5—4 мм. Материал шкивов — чугун

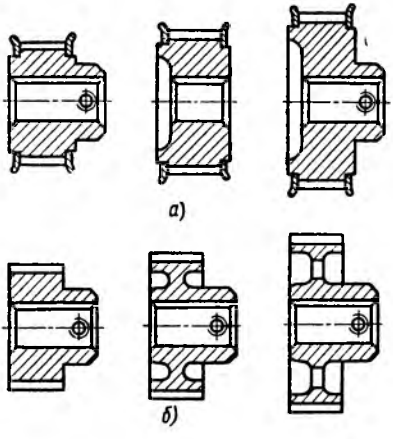


Рис. 37. Конструкции шкивов для зубчатых ремней:
а — с ребордами; *б* — без реборд

47. Размеры бокового зазора закруглений зубчатых шкивов

m	f	r_a	r_f
2	0,8	0,3	0,3
3	1,2	0,4	0,4
4	1,2	0,6	0,6
5	1,5	0,8	0,8
7	1,8	1,0	0,8
10	2,5	1,2	1,0

при $v < 30$ м/с, сталь, легкие сплавы и пластмассы. Зубья нарезают методом обкатки, при серийном производстве получают точным литьем под давлением без дополнительной обработки зубьев.

Выбор параметров передачи и ее расчет

Число зубьев меньшего шкива $z_м$ в зависимости от частоты вращения быстроходного вала $n_б$ и модуля m указано в табл. 48. Число зубьев второго шкива $z_б = iz_м$.

Модуль m выбирают по табл. 46 по моменту $M_б$ на быстроходном валу. Из возможных вариантов лучше применять ремни с меньшим модулем — это уменьшает диаметры шкивов и центробежные силы, снижает шум и массу передачи, но увеличивает ширину ремня.

Геометрические размеры обоих шкивов: расчетные диаметры d, наружные d_a, внутренние d_f диаметры, шаг $t_ш$ и толщину зуба $s_ш$ по наружной окружности находят по формулам (50), (51), (53), (52) и (54) соответственно:

Межосевое расстояние назначают

$$a = (0{,}5 \div 2{,}0)(d_б + d_м).$$

Длину ремня L определяют по формуле (2), а по ней из зависимости (49) находят число зубьев ремня $z_р$, которое округляют до нормализованных значений (см. стр. 549). После этого находят окончательную длину ремня $L = \pi m z_р$ и методом последовательных приближений

48. Рекомендуемые числа зубьев $z_м$ меньшего шкива

<table>
<tr><th rowspan="2">Частота вращения быстроходного вала $n_б$, об/мин</th><th colspan="7">Число зубьев $z_м$ при модуле m, мм</th></tr>
<tr><th>2</th><th>3</th><th>4*</th><th>4**</th><th>5</th><th>7</th><th>10</th></tr>
<tr><td>1 000</td><td rowspan="5">12</td><td rowspan="3">14</td><td rowspan="3">16</td><td rowspan="3">18</td><td rowspan="2">18</td><td>22</td><td>22</td></tr>
<tr><td>1 500</td><td>24</td><td>24</td></tr>
<tr><td>2 000</td><td rowspan="2">20</td><td>26—28</td><td>26—28</td></tr>
<tr><td>2 500</td><td rowspan="3">16</td><td rowspan="3">18</td><td rowspan="3">20</td><td rowspan="3">30—32</td><td>30—32</td></tr>
<tr><td>3 000</td><td rowspan="3">22</td><td>34—36</td></tr>
<tr><td>3 500</td><td rowspan="3">14</td><td rowspan="3">34—36</td><td>—</td></tr>
<tr><td>4 000</td><td rowspan="2">18</td><td rowspan="2">20</td><td rowspan="2">22</td><td>—</td></tr>
<tr><td>4 500</td><td rowspan="2">24</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>5 000</td><td rowspan="3">16</td><td rowspan="4">20</td><td rowspan="2">22</td><td rowspan="2">24</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>5 500</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>6 000</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>6 500</td><td rowspan="3">18</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>7 000</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>7 500</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>8 000</td><td rowspan="2">20</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
<tr><td>10 000</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr>
</table>

* При металлотросе $\delta = 0{,}36$ мм.
** При металлотросе $\delta = 0{,}65$ мм.

окончательное межосевое расстояние a (с точностью до 0,1 мм) по формуле

$$L = 2a\cos\gamma + \frac{\pi}{2}(d_б + d_м) + \pi(d_б - d_м)\frac{\gamma^\circ}{180}, \qquad (55)$$

где γ — угол между линией центров передачи и ветвью ремня, определяемый из уравнения

$$\sin\gamma = \frac{d_б - d_м}{2a}.$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом,

$$z_0 = z_м\frac{\alpha^\circ}{360}, \qquad (56)$$

где $\alpha = 180 - 2\gamma^\circ$ — угол обхвата на малом шкиве.

Для хорошей работы передачи должны быть $z_0 \geqslant 6$. При меньшем z_0 прочность зубьев на срез становится ниже прочности слоя металлотроса, и несущая способность передачи падает. При получении $z_0 < 6$ рекомендуется увеличить межосевое расстояние.

Удельное окружное усилие p_0, передаваемое зубчатыми ремнями при спокойной работе, $i \geqslant 1$, двух шкивах и $z_0 \geqslant 6$, приведено в табл. 46. Допускаемое удельное окружное усилие при данных условиях работы

$$[p] = p_0 C_р C_i C_0 C_z, \qquad (57)$$

где $C_р$ — коэффициент режима работы по табл. 14; C_i вводится только для ускоряющих передач.

$i = \frac{n_1}{n_2}$	1—0,8	0,8—0,6	0,6—0,4	0,4—0,3	0,3
$C_р$	1	0,95	0,90	0,85	0,80

Коэффициент C_0 учитывает влияние роликов.

При одном ролике $C_0 = 0{,}9$, при двух $C_0 = 0{,}8$.

Коэффициент C_z при числе зубьев в зацеплении $z_0 = 6$; 5 и 4 соответственно равен 1; 0,8 и 0,6.

Рабочее удельное окружное усилие

$$p = \frac{P}{b} + \frac{qv^2}{g} \leqslant [p], \qquad (58)$$

где P — окружное усилие, определяемое по формуле (8); q — масса 1 м длины ремня шириной 1 см (табл. 46).

В проектном расчете находят необходимую ширину ремня

$$b = \frac{P}{[p] - \frac{qv^2}{g}}, \qquad (59)$$

которая округляется до нормализованных значений по данным на стр. 549.

Ширина ремня b должна быть меньше $d_м$. При большой ширине чрезмерное усилие на реборды будет вызывать их износ или сбегание ремня со шкивов.

Натяжение ремня. Предварительное натяжение необходимо для устранения зазоров в зацеплении и правильного набегания ремня на шкивы.

Начальное натяжение ветви ремня должно быть несколько больше натяжения от центробежных сил:

$$S_0 = (1{,}1 \div 1{,}3)\, S_ц = (0{,}11 \div 0{,}13)\, qbv^2, \qquad (60)$$

где b — ширина ремня, см; v — скорость, м/с; q — масса 1 м длины ремня шириной 1 см (см. табл. 46), кг.

Большие значения в формуле (60) для тяжелонагруженных ремней больших модулей.

Усилие, действующее на вал, Q определяют по формуле (13); ориентировочно при малых скоростях $Q = (1{,}0—1{,}2)\, P$.

Проверку натяжения ремня см. стр. 485.

Допускаемый перекос осей шкивов при монтаже должен быть не более $\pm 25'$ при $n \leqslant 1500$ об/мин и не более $15'$ при $n > 1500$ об/мин. Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm 0{,}05$ мм для ремней с $m = 2 \div 5$ мм и $\pm 0{,}15$ мм для ремней с $m = 7$ и 10 мм. При невозможности выдержать эти допуски, а также для натяжения ремня или увеличения z_0 применяют натяжной или направляющий ролик. При расположении ролика снаружи контура его выполняют гладким с диаметром $d_0 = 1{,}3 d_м$; при расположении внутри контура (что предпочтительнее) — зубчатым диаметром $d_0 = d_м$. В обоих случаях ролик следует ставить на ведомой ветви.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Детали** машин. Расчет и конструирование. Справочник. В 3-х т. т. 3. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., «Машиностроение», 1969, с. 346—423.

2. **Воробьев И. И.** Передачи с гибкой связью в приводах станков. М., «Машиностроение», 1971, 141 с.

3. **Гуревич Ю. Е.** К методике расчета передач плоскозубчатым ремнем. В кн.: «Механические передачи», М., НИИМАШ, 1971.

4. **Пронин Б. А., Ревков Г. А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М., «Машиностроение», 1967, 401 с.

Глава 12
ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

Цепные передачи широко применяют в сельскохозяйственных и транспортных машинах, металлообрабатывающих станках, буровых установках и других механизмах различного назначения.

Цепи по своему назначению делятся на грузовые (для подъемных и грузовых подвесных устройств), тяговые (для конвейеров и транспортирующих машин), приводные (для передач и приводов самого различного назначения). В этой главе рассмотрены только приводные цепи.

Втулочные цепи имеют внутренние звенья (с парой пластин и двумя запрессованными в них втулками) и наружные звенья (с парой пластин и двумя запрессованными в них и расклепанными валиками).

Роликовые цепи сходны с предыдущими, но на втулках расположены ролики, уменьшающие износ зубьев звездочек и втулок. Роликовые цепи выполняют короткошаговыми (ПР; ПРУ) с геометрической характеристикой зацепления (отношение шага цепи к диаметру ролика) $\lambda = \frac{t}{2} \leqslant 2{,}2$ и длиннозвенными (ПРД) с $\lambda = \frac{t}{2} \geqslant 2{,}2$. Роликовые цепи составляют из звеньев внутренних, наружных, соединительных и переходных, с помощью последних можно собрать цепь с нечетным числом шагов. В машиностроении применяют однорядные и многорядные цепи. Многорядные собирают как бы из однорядных цепей с помощью удлиненных валиков. Цепи с изогнутыми пластинами собирают из одинаковых звеньев без деления их на наружные и внутренние.

В табл. 1 приведены характеристики однорядных и многорядных цепей по соответствующим ГОСТам с добавлением следующих величин: проекции опорной поверхности шарниров $F_{оп}$; геометрической характеристики зацепления λ, а также оптовой цены $Ц$ на метр цепи.

Зубчатые цепи обеспечивают более плавную передачу, чем роликовые. Зубчатые цепи с шарнирами качения составляют из рабочих и направляющих пластин, соединенных вкладышами с цилиндрическими рабочими поверхностями. Технические данные (по ГОСТ 13552—68) приведены в табл. 2. В этой же таблице приведена оптовая цена согласно прейскуранту цен для технико-экономического анализа при выборе типа цепи.

Материал цепей. Пластины выполняют из сталей 45; 50; 40Х; 40ХН; 30ХН3А с закалкой до твердости *HRC* 32 и выше.

Ролики, втулки и валики, а также вкладыши зубчатых цепей изготовляют из цементуемых сталей 15; 20; 15Х; 20Х; 12ХН3 и др. с закалкой до твердости *HRC* 45 и выше.

Звездочки для цепей [1,5]. Конструкция звездочки и зубчатого венца зависит от вида и типа цепи, числа зубьев, диаметра делитель-

ной окружности, значения передаваемого момента и способа соединения с валом. Звездочки выполняют:

за одно целое с валом при малом числе зубьев ($z \leqslant 11$) и шаге цепи $t \leqslant 25{,}4$ мм (рис. 1, *а*);

без ступицы дисковой формы (рис. 1, *б*) с отверстием под вал при малых и средних значениях чисел зубьев, а также небольших моментах, передаваемых звездочкой;

со ступицей (рис. 1, *в*);

с диском или спицами между зубчатым венцом и ступицей (рис. 1, *г*) при большом числе зубьев.

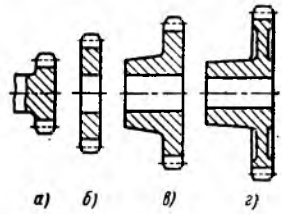


Рис. 1. Конструктивные типы звездочек

Профили зубьев и поперечные сечения звездочек стандартизованы:

ГОСТ 592—75 распространяется на звездочки для пластинчатых цепей при $v \leqslant 5$ м/с. Он охватывает приводные втулочные и роликовые короткошаговые и длиннозвенные цепи [2].

ГОСТ 591—69 относится к звездочкам для приводных втулочных и роликовых цепей при $v > 5$ м/с;

ГОСТ 13576—68 охватывает звездочки зубчатых цепей (при скорости $v \leqslant 5$ м/с — прямолинейный профиль зубьев; при $v > 5$ м/с — эвольвентный профиль зубьев).

Диаметр делительной окружности звездочек (мм)

$$d_д = \frac{t}{\sin \frac{180°}{z}}.$$

Диаметр окружности выступов звездочек:

роликовых цепей по ГОСТ 592—75

при $z \leqslant 30$ $D_e = t\left(\operatorname{ctg}\frac{180°}{z} + \frac{1{,}1}{\lambda}\right)$;

при $z > 31$ $D_e = t\left(\operatorname{ctg}\frac{180°}{z} + 0{,}006\,\Delta tz\right) \leqslant t\left(\operatorname{ctg}\frac{180°}{z} + \frac{1{,}4}{\lambda}\right)$;

по ГОСТ 591—69

$$D_e = t\left(\operatorname{ctg}\frac{180°}{z} + 0{,}5\right)$$

зубчатых цепей (ГОСТ 13526—68)

$$D_e = t \operatorname{ctg}\frac{180°}{z}.$$

Диаметр окружности впадин (мм)

по ГОСТ 592—75

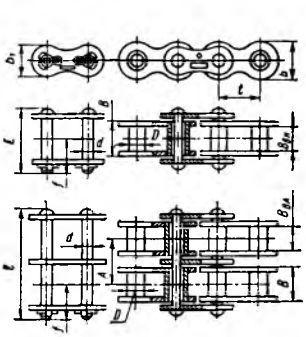
$$D_i = d_д - (D_ц + 0{,}175\sqrt{d_д});$$

по ГОСТ 591—69

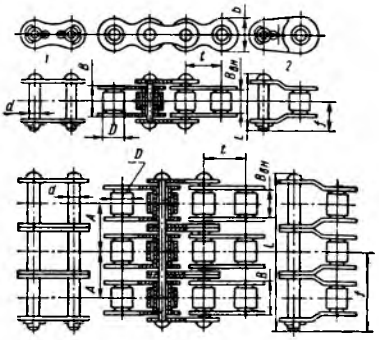
$$D_i = d_д - D_ц.$$

Материал звездочек выбирают исходя из условий эксплуатации цепных передач. Звездочки в процессе работы подвергаются ударным и циклическим нагрузкам, поэтому необходимо регламентировать твердость зубьев, пределы текучести и вязкости (табл. 3 и 4).

1. Цепи приводные вту



Цепи втулочные

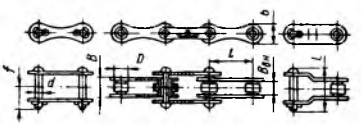


Цепи роликовые

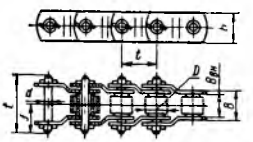
Разме

Обозначение	t	D	λ	A	$B_{вн}$	d	B
			Цепи втулочные однорядные ПВ и двух				
ПВ-9,525-1100	9,525	5	1,9	—	7,60	3,59	11,29
ПВ-9,525-1200		6	1,59	—	9,52	4,50	13,44
2ПВ-9,525-1800					5,20		9,15
			Цепи роликовые однорядные ПР				
ПР-12,7-900	12,7	7,75	1,64	—	3,3	3,66	5,8
ПР-12,7-1800-1		8,51	1,49	—	5,4	4,45	8,9
ПР-12,7-1800-2					7,75		11,3
ПР-15,875-2300-1	15,875	10,16	1,56	—	6,48	5,08	10,78
ПР-15,875-2300-2					9,65		13,95
ПР-19,05-2500	19,05	11,91	1,60	—	12,7	5,96	17,75
ПРУ-19,05-3200							
ПР-25,4-5000	25,4	15,88			15,88	7,95	22,8
ПРУ-25,4-6000							
ПРУ-31,75-8900	31,75	19,05	1,60	—	19,05	9,55	27,5
ПР-38,1-10000	38,1	22,23	1,71	—	25,4	11,12	35,5
ПРУ-38,1-127000							
ПР-44,45-13000	44,45	25,4	1,75	—	25,4	12,72	37,19
ПРУ-44,45-17200							
ПР-50,8-16000	50,8	28,58	1,78	—	31,75	14,29	45,2
ПРУ-50,8-22700							

лочные и роликовые



Цепь роликовая длиннозвенная



Цепь роликовая с изогнутыми пластинами

ры, мм

l	b	S	f	Q, кгс	q, кгс/м	$F_{оп}$, мм²	Ц, руб. и коп.
рядные 2ПВ (ГОСТ 10947—64 *1 и 13568—75)							
18,5	8,8	1,85	—	1 100	0,44	40,0	1—40
21,2	9,85	1,96	—	1 200	0,62	50,0	1—70
27,5				1 800	0,92	23,0	2—40
и ПРУ (ГОСТ 10947—64*1 и 13568—75)							
11,6	9,9	1,1	8	900	0,31	21,2	0—27
15,5	11,8		12	1 800	0,62	39,6	1—35
17,9			12,5		0,71	50,3	1—35
19	14,7	1,65		2 300	0,80	54,8	1—45
23,2			14,5		0,96	70,9	0—90
30,6	18,1	2,2	18,0	2 500 3 200	1,52	105,8	0—95
38,5	24,1	3,25	22,0	5 000 6 000	2,57	179,7	1—55 6—22
46	30,2	4,2	26,0	8 900	3,73	262,2	7—50
56,9	36,1	4,8	32,0	10 000 12 700	5,5	394,3	4—30 9—30
61,3	42,2	5,6	34,5	13 000 17 200	7,5	473,1	5—00 11—30
72,0	48,3	6,4	37,0 40,0	16 000 22 700	9,7	646,0	6—35 12—90

Обозначение	t	D	λ	A	$B_{вн}$	d	B
			Цепи роликовые двухрядные 2ПР и трех				
2ПР-12,7-3200	12,7	8,51	—	13,92	7,75	4,45	11,3
2ПР-15,875-4500	15,87	10,16	—	16,59	9,65	5,08	13,28
2ПР-19,05-6400	19,05	11,91	—	22,78	12,7	5,96	17,75
2ПР-25,4-11400	25,4	15,88	—	29,29	15,88	7,95	22,61
2ПР-31,75-17700	31,75	19,05	—	35,36	19,05	9,55	27,46
2ПР-38,1-25400	38,1	22,23	—	45,44	25,4	11,12	35,46
2ПР-44,45-34400	44,45	25,4	—	48,87	25,4	12,72	37,19
2ПР-50,8-45400	50,8	28,58	—	53,55	31,75	14,29	45,21
3ПР-12,7-4600	12,7	8,51	—	13,92	7,75	4,45	11,3
3ПР-15,875-6800	15,875	10,16	—	16,59	9,65	5,08	13,28
3ПР-19,05-9600	19,05	11,91	—	22,78	12,7	5,96	17,75
3ПР-25,4-17100	25,4	15,88	—	29,29	15,88	7,95	22,61
3ПР-31,75-26000	31,75	19,05	—	35,76	19,05	9,55	27,46
3ПР-38,1-38100	38,1	22,23	—	45,44	25,4	11,12	35,46
3ПР-44,45-51600	44,56	25,4	—	48,87	25,4	12,72	37,19
3ПР-50,8-68100	50,8	28,58	—	58,56	31,75	14,29	45,21
			Цепи роликовые длиннозвенные ПРД				
ПРД-31,75-2300	51,75	10,16	3,12	—	9,65	5,08	13,28
ПРД-38,1-2500	38,1	11,91	3,2	—	12,7	5,96	17,75
ПРД-38-3000	38	16,0	2,38	—	22,0	7,95	28,3
			Цепи роликовые с изогнутыми пласти				
ПРИ-78,1-36000	78,1	33,3	2,34	—	38,1	17,15	58,1
ПРИ-78,1-40000	103,2	40,0	1,95		49,0	19,0	82,0
ПРИ-103,2-65000		46,0	2,24			24,0	

Обозначения: t — шаг цепи, измеряемый в натянутом состоянии цепи диаметр ролика; λ — геометрическая характеристика зацепления (отношение d — диаметр валика; B — ширина внутреннего звена; l — длина валика; ное расстояние от оси до торца соединительного валика; Q — разрушающая ности шарнира; $Ц$ — оптовая цена 1 пог. м цепи.

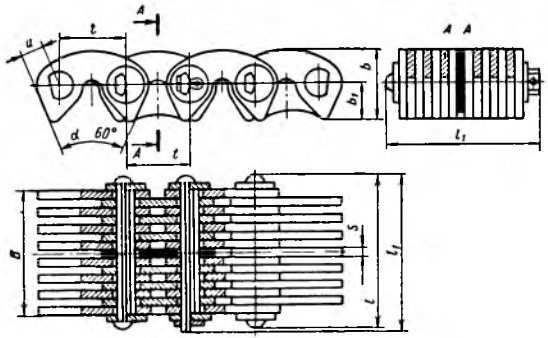
С 1.7 1977 г. вводится ГОСТ 13568—75.

Продолжение табл. 1

t	b	S	t'	Q, кгс	q, кгс/м	$F_{оп}$, мм²	Ц, руб. и коп.
рядные ЗПР (ГОСТ 10947—64 *1 и 13568—75)							
34,9	11,8	1,65	24	3 200	1,35	105	1—90
40,3	14,7	1,65	27	4 500	1,85	140	1—80
53,4	18,1	2,2	37,5	6 400	2,90	211	—
67,8	24,1	3,2	44	11 400	5,0	359	12—40
81,8	30,2	4,2	50	17 700	7,3	524	15—10
102,4	36,1	4,8	68	25 400	11	788	19—90
110,2	42,2	5,6	71	34 400	14,36	946	22—50
130,5	48,3	6,4	96	45 400	19,1	1292	26—00
48,8	11,8	1,65	27	4 600	2	150	3—00
56,9	14,7	1,65	31	6 800	2,8	202	3—55
76,2	18,1	2,2	41	9 600	4,3	317	—
97,1	24,4	3,2	52	17 100	7,47	539	18—60
117,1	30,2	4,2	74	26 000	11,91	786	22—50
147,8	36,1	4,8	77	38 100	16,05	1182	29—80
159,1	42,2	5,6	83	51 600	21,7	1419	34—00
189,1	48,3	6,4	98	58 100	28,2	1938	39—00
Д (ГОСТ 10947—64 *1 и 13568—75)							
23,7	14,73	1,65	14,2	2 300	0,58	67,5	0—62
30,6	18,08	2,2	18,0	2 500	1,1	105,8	1—00
41,9	19,0	3,0	23,0	3 000	1,75	225,0	1—15
нами ПРИ (ГОСТ 10947—64 *1 и 13568—75)							
102	45,5	10	56	36 000	14,5	996	8—50
135	56,0	16,5	74	4 000	16,3	1103	15—00
	60,0			65 000	27,7	1968	17—20

под нагрузкой $P_{изм} = 0{,}08 m_р t^2 \approx 0{,}01Q$; $m_р$ — число рядов в цепи; D — шага к диаметру ролика); $B_{вн}$ — расстояние между внутренними пластинами; b — ширина внутренней пластины; S — толщина пластины; f — максимальнагрузка цепи; q — масса 1 пог. м цепи; $F_{оп}$ — проекция опорной поверх-

2. Цепи приводные зубчатые с шарнирами качения (ГОСТ 13552—68)



Размеры, мм

Обозначение цепи	t	B	b	b_1	S		l	l_1	Q, кгс	q, кгс/м	Ц, руб. и коп
3-12-2,4	12,70	22,5	13,4	7,0	1,5	4,76	28,5	30	2 400	1,3	4—20
3-12-2,9		28,5					34,5	36	2 900	1,6	4—70
3-12-3,4		34,5					40,5	42	3 400	2,0	5—40
3-12-4,0		40,5					46,5	48	4 000	2,3	5—90
3-12-4,7		46,5					52,5	54	4 700	2,7	6—50
3-12-5,3		52,5					58,5	60	5 300	3,0	7—40

Продолжение табл. 2

Обозначение цепи	t	B	b	b_1	S		l	l_1	Q, кгс	q, кгс/м	Ц, руб. и коп.
3-15-3,9		30,0					36,0	39	3 900	2,2	4—30
3-15-4,8		38,0					44,0	47	4 800	2,7	5—10
3-15-5,7	15,875	46,0	16,7	8,7	2,0	5,95	52,0	55	5 700	3,3	6—10
3-15-6,7		54,0					60,0	63	6 700	3,9	7—00
3-15-7,8		62,0					68,0	71	7 800	4,4	8—10
3-15-8,9		70,0					76,0	79	8 900	5,0	9—00
3-19-7,2		45,0					52,6	56	7 200	3,9	7—50
3-19-8,7		57,0					64,5	68	8 700	4,9	9—10
3-19-10,3	19.05	69,0	20,1	10,5	3,0	7,14	76,5	80	10 300	5,9	10—50
3-19-12,2		81,0					88,5	92	2 200	7,0	12—20
3-19-14,1		93,0					100,5	104	14 100	8,0	13—90
3-25-11,6		57,0					65,0	68	11 600	6,5	10—50
3-25-13,8		69,0					77,0	80	13 800	7,9	12—30
3-25-16,3	25,40	81,0	26,7	14,0	3,0	9,52	89,0	92	16 300	9,3	13—90
3-25-18,9		93,0					101,0	104	18 900	10,6	15—90
3-25-21,6		105,0					113,0	116	21 600	12,0	17—90
3-31-17,1		69,0					78,0	82	17 100	10,0	11—70
3-31-20,2		81,0					90,0	94	20 200	11,6	14—00
3-31-23,5	31,75	93,0	33,4	17,5	3,0	11,91	102,0	106	23 500	13,3	16—30
3-31-26,8		105,0					114,0	118	26 800	15,0	18—80
3-31-30,3		117,0					126,0	130	30 300	16,7	21—60

3. Материалы и термическая обработка звездочек

Марка (ГОСТ)	Вид термической обработки звездочки	Механические свойства после термообработки $\sigma_в$		Область применения	
		твердость	кгс/мм²	Цепные передачи	Цепные устройства
Сталь 15, 20 (1050—74)	Цементация, калка, отпуск	*HRC* 55—60	90	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев $z \leqslant 25$ при ударных нагрузках	Натяжные звездочки для тяговых цепей с шагом 160 мм
Сталь 45, 45Г, 50, 50Г (1050—60) Сталь 45Л, 50Л (977—75)	Закалка, отпуск	*HRC* 45—50	130	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leqslant 40$, работающие без резких толчков и ударов	Приводные и натяжные звездочки для тяговых и грузовых цепей
Сталь 15Х, 20Х (4543—71)	Цементация, калка, отпуск	*HRC* 55—60	100	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leqslant 30$ в передачах, работающих с динамическими нагрузками и с большими передаваемыми усилиями	Приводные звездочки для тяговых цепей при работе с динамическими нагрузками и с реверсивным движением
Сталь 40Х, 40ХН, 45Х, 45ХН (4543—71) Сталь 45Г2 (1050—74)	Закалка, отпуск, закалка с нагревом т. в. ч. или газопламенная закалка, отпуск	*HRC* 50—55	150	Ведущие и ведомые звездочки ответственного назначения в цепях повышенного качества, где требуются высокая износостойкость и прочность	Приводные звездочки для тяговых цепей, работающих при повышенных нагрузках в агрессивных условиях и скорости $v \geqslant 5$ м/с

Продолжение табл. 3

Марка (ГОСТ)	Вид термической обработки звездочки	Механические свойства после термообработки $\sigma_в$		Область применения	
		твердость	кгс/мм²	Цепные устройства	Цепные устройства
Чугун СЧ 18-36, МС 28—48 (1412—70)	Закалка, отпуск	*НВ* 321—429	18—28	Ведомые звездочки с большим числом зубьев $z \geqslant 50$ и обязательной термической обработкой. Для работы со скоростью 3 м/с	Приводные и натяжные звездочки для тяговых цепей при легких режимах работы
Чугун СЧ 32-52 (1412—70)	Закалка, отпуск	*НВ* 353—420	32	Ведомые звездочки сложной конфигурации, а также ведущие звездочки с большим числом зубьев $z \geqslant 30$	Приводные и натяжные звездочки для средних режимов работы
Антифрикционный чугун АВЧ-1 (1585—70) и высокопрочный чугун ВЧ 45-0 (7293—70)	Отбелка рабочей поверхности на глубину не менее 2 мм и не более $^1/_3$ ширины зуба	—	42	Ведущие и ведомые звездочки для цепей сельскохозяйственных машин и машин общего назначения при $v = 4$ м/с	Приводные и натяжные звездочки для тяжелых режимов работы

4. Пластмассы для изготовления звездочек

Материал	Предел прочности, кгс/см²		Удлинение, %	Модуль упругости при растяжении, кгс/см²	*HB*	Область применения
	при растяжении	при изгибе				
Полипропилен	300—380	800—1100	400—800	—	85—95	Звездочки, работающие с малой нагрузкой, например, натяжные
Текстолит поделочный	1000	1200	—	$70 \cdot 10^3$	25—35	Звездочки, работающие со смазкой при значительных нагрузках, и звездочки для передач с невысокими нагрузками, в качестве натяжных, без смазки
Полиамиды	500—600	700—900	100	$12 \cdot 10^3$	14—15	Звездочки для малонагруженных передач без смазки, но при малой влажности среды
Поликапроамид	600—650	900	150—200	$(10 \cdot 12{,}5) \cdot 10^3$	7—8	Звездочки для передач с большими переменными нагрузками в активной химической среде
Полиформальдегид стабилизированный	550—750	900—1000	15	$12{,}8 \cdot 10^3$		

Расчет и выбор исходных параметров цепных передач

Средняя скорость цепи (м/с)

$$v = \frac{\pi d_\partial n}{60 \cdot 1000} = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{z_2 t n_2}{60 \cdot 1000},$$

где D_e — диаметр звездочки, мм; z_1; z_2 — число зубьев звездочек; n_1; n_2 — частота вращения звездочек (табл. 5); t — шаг цепи.

Исходя из заданной передаваемой мощности N (кВт) и частоты вращения n_1 (об/мин) выбираем диаметр меньшей звездочки

$$[D_м] = 240 \div 280 \sqrt{\frac{N}{\sqrt[3]{n_1^2}}}.$$

Наибольшая скорость цепи не должна превышать значения, полученного при допускаемой частоте вращения для данного шага t.

а Допускаемая частота вращения малой звездочки $n_{1\max}$, об/мин

Тип цепи	Значения $n_{\max}$ при t, мм								
	9,52	12,70	15,88	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80
Роликовые ПР, ПРУ при $z_1 \geqslant 15$	2500	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Зубчатые с шарнирами качения при $z_1 \geqslant 17$	—	3300	2650	2000	1650	1350	—	—	—

Примечания: 1. Для закрытых передач с цепями повышенной точности при относительно спокойной нагрузке и безупречной смазке значения $n_{\max}$ могут быть в 1,5—2 раза выше.

2. Для передач с длиннозвенными цепями значения $n_{\max}$ уменьшать на 30—40%.

Передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Рекомендуемое значение $u \leqslant 7$; для тихоходных передач с постоянной нагрузкой и скоростью $v \leqslant 3$ м/с допускается $u \leqslant 10$. Иногда применяют передачи с $u \geqslant 15$, например, в газовой промышленности.

Максимально допустимое передаточное число (a — межосевое расстояние):

при $\frac{a}{D_м} = \frac{\pi a}{zt} < 2{,}8$

$$[u_{\max}] = 1{,}8\,\frac{a}{D_м} - 1 = 5{,}6\,\frac{a}{zt} - 1;$$

при $\frac{a}{D_м} \geqslant 2{,}8$

$$\frac{a}{D_м} = \frac{\pi a}{zt} \geqslant 2{,}8$$

$$[u_{\max}] = \frac{a}{D_м} + 1 = \frac{\pi a}{zt} + 10.$$

При значениях $u = 1 \div 7$ рекомендуется принимать: для передач с роликовыми цепями $z_1 = 29 \div 13$ (меньшее значение при большем u); для передач с зубчатыми цепями $z_1 = 35 \div 17$.

Наибольшее число зубьев звездочек устанавливают с учетом предельно допускаемого увеличения шага Δt вследствие износа шарниров и увеличения шага цепи.

Предельно допустимое увеличение шага цепи зависит от длины перемещения звена по профилю зуба и определяется:

для роликовых цепей

по ГОСТ 592—75 ($z_{2\max} = 140$)

$$\Delta t = \frac{160}{z_2} \leqslant 3\%;$$

по ГОСТ 591—69 ($z_{2max} = 120$)

$$\Delta t = \frac{100}{z} \leqslant 3\%;$$

для зубчатых цепей ($z_{2max} = 140$)

$$\Delta t = \frac{160}{z} \leqslant 3\%.$$

Цепь должна охватывать на малой звездочке не менее пяти зубьев. Межосевое расстояние для двухзвездной передачи

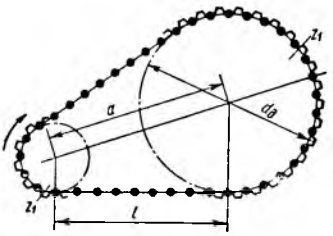


Рис. 2. Схема двухзвездной цепной передачи

при $u \leqslant 3$ $\quad a \geqslant 0{,}6\,(D_м + D_б)$;

при $u > 3$

$$a_{min} = 0{,}5\,(D_м + D_б)\,(0{,}9 + 0{,}1u),$$

где $D_м$ и $D_б$ — соответственно диаметры малой и большой звездочек.

Наибольшее межосевое расстояние

$$a_{max} \leqslant 80t.$$

Определение параметров и построение цепных контуров. Производят проектирование цепных передач с оптимальными параметрами, повышенной надежностью, долговечностью за счет высокой точности корректирующих поправок и синфазности движения цепных элементов [1, 3] *.

1. *Двухзвездных* (рис. 2). По заданному межосевому расстоянию (в мм) устанавливают длину сопрягаемой ветви в шагах

$$l'_t = \sqrt{\left(\frac{a'}{t}\right)^2 - c_\omega^2},$$

которую округляют до ближайшего целого числа l_t (6 . . . 80) шагов $\left(\text{при } z_1 = z_2;\ l'_t = \frac{a'}{t}\right)$. Затем определяют единое межосевое расстояние (в шагах)

$$A_\omega = \sqrt{l_t^2 + c_\omega^2}.$$

При $z_1 = z_2$; $A_\omega = l_t$. Значение полуразности диаметров делительных окружностей звездочек

$$c_\omega = \frac{0{,}5}{\sin\frac{180°}{z_2}} - \frac{0{,}5}{\sin\frac{180°}{z_1}}.$$

Значения c_ω^2 в шагах приведены в табл. 6.

* См. также Готовцев А. А. Цепная передача Готовцева. Авт. свидетельство № 279283. — Бюллетень «Открытия, изобретения и товарные знаки», 1969, № 1.

6. Значения полуразностей диаметров делительных окружностей пары смежных звездочек без пересечения осей c_ω, их квадратов c_ω^2 и разности чисел зубьев звездочек $\omega = z_2 - z_1$

ω, шаги	c_ω	c_ω^2	ω, шаги	c_ω	c_ω^2
1	0,1541	0,0237	31	4,9305	24,3105
2	0,3114	0,0970	32	5,0898	25,9061
3	0,4699	0,2208	33	5,2490	27,5523
4	0,6289	0,3955	34	5,4082	29,2492
5	0,7881	0,6212	35	5,5673	30,9955
6	0,9475	0,8978	36	5,7264	32,7925
7	1,1069	1,2253	37	5,8855	34,64
8	1,2663	1,6036	38	6,0447	36,6383
9	1,4257	2,0328	39	6,2038	38,4872
10	1,5852	2,5128	40	6,3629	40,4867
11	1,7446	3,6436	41	6,5220	42,5369
12	1,9040	3,6252	42	6,6811	44,6377
13	2,0633	4,2575	43	6,8402	46,7892
14	2,2227	4,9406	44	6,9993	48,9913
15	2,3821	5,6744	45	7,1585	51,2441
16	2,5414	6,4589	46	7,3176	53,5476
17	2,7007	7,2941	47	7,4767	55,9016
18	2,8601	8,1801	48	7,6358	58,3064
19	3,0194	9,1168	49	7,7949	60,7617
20	3,1787	10,1041	50	7,9541	63,2678
21	3,3380	11,1422	51	8,1132	65,8245
22	3,4972	12,2309	52	8,2723	68,4318
23	3,6565	13,3704	53	8,4314	71,0898
24	3,8158	14,5605	54	8,5906	73,7984
25	3,9751	15,8013	55	8,7497	76,5577
26	4,1043	17,0928	56	8,9088	79,3676
27	4,2936	18,4350	57	9,0679	82,2282
28	4,4528	19,8279	58	9,2271	85,1395
29	4,6121	21,2714	59	9,3062	88,1014
30	4,7713	22,7656	60	9,5453	91,1140

Межосевое расстояние (мм)

$$a = t\,(A_\omega \pm \Delta A_t).$$

Длина цепного контура в шагах

$$L_t = 2l_t + z_2 - \Delta L_t$$

(при $z_1 = z_2 \Delta A_t = \Delta L = 0$).

Поправки ΔA_t и ΔL_t определяют из соотношения

$$\chi_t = \Delta L_t \pm 2\,\Delta A_t = \frac{z_2 - z_1}{180^\circ} \cdot \operatorname{arcctg} \frac{c_\omega}{l_t}.$$

Значения $2\Delta A_t$ находятся в диапазоне от $+0{,}4$ до $-0{,}2$, а соответствующие им поправки $\Delta A_t \leqslant 0{,}2$ и $\Delta A_t \leqslant -0{,}1$. Поправку ΔL_t округляют до целого числа: при $\Delta L_t < \chi_t$ в меньшую сторону, при $\Delta L_t > \chi_t$ в бóльшую. В первом случае межосевое расстояние $a = t\,(A_\omega + \Delta A_t)$, а во втором $a = t\,(A_\omega - \Delta A_t)$. Ниже приведены два примера расчета двухзвездных цепных контуров для случаев $\Delta L_t < \chi_t$ и $\Delta L_t > \chi_t$.

Пример 1. Исходные данные: цепь ПР19,05—2500 (ГОСТ 10947—64*); $a' = 300 \pm 3$ мм или $a'_t = \frac{300}{19{,}05} = 15{,}8$ шагов; $z_1 = 30$; $z_2 = 52$; $\omega = 20$; по табл. 6 $c_\omega = 3{,}4972$ и $c_\omega^2 = 12{,}2309$. Устанавливаем $l'_t = \sqrt{15{,}8^2 - 3{,}4972^2} = 15{,}4$. Принимаем $l_t = 15$ шагов. Определяем $A_\omega = \sqrt{15^2 + 12{,}2309} = 15{,}4$ шага.

Находим

$$\chi_t = \frac{52 - 30}{180^\circ} \operatorname{arcctg} \frac{3{,}4972}{15} = 9{,}4 = \Delta L_t + 2\,\Delta A_t = 9 + 0{,}4.$$

Тогда поправки $\Delta A_t = \frac{0{,}4}{2} = 0{,}2$; $\Delta L_t = 9$. Согласно вышеприведенным зависимостям

$$a = 19{,}05\,(15{,}4 + 0{,}2) = 297{,}18 \text{ мм};$$

$$L_t = 2 \cdot 15 + 52 - 9 = 73 \text{ звена}.$$

Пример 2. Исходные данные те же, но: $z_2 = 53$; $c_\omega = 3{,}6565$; $c_\omega^2 = 13{,}3704$.

$$\chi_t = \frac{53 - 30}{180^\circ} \operatorname{arcctg} \frac{3{,}6565}{15} = 9{,}88 = 10 - 0{,}12.$$

Тогда $\Delta A_t = \frac{-0{,}12}{2} = -0{,}06$; $\Delta L_t = 10$;

$$a = 19{,}05\,(\sqrt{15^2 + 3{,}6565^2} - 0{,}06) = 292{,}21 \text{ мм};$$

$$L_t = 2 \cdot 15 + 52 - 10 = 72 \text{ звена}.$$

В некоторых случаях целесообразно принимать L_t с четным числом звеньев без переходного звена, менее прочного, чем основные.

2. *Многозвездных* (рис. 3). По заданным межосевым расстояниям a' (мм) последовательно определяют ближайшие значения длин сопрягаемых ветвей l_t и l_Σ, которые округляют до целого числа шагов, а затем межосевые расстояния (мм) для двух случаев:

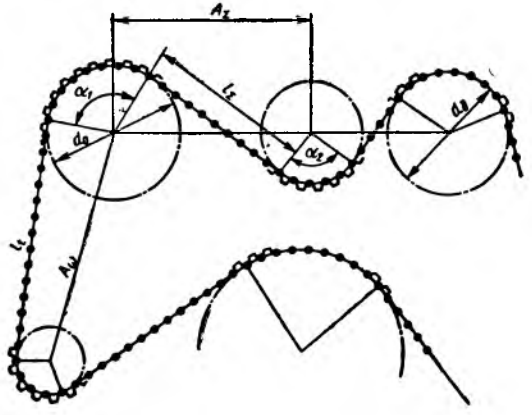


Рис. 3. Схема многозвездной цепной передачи

а) цепь не пересекает прямую, соединяющую центры двух смежных звездочек (рис. 3)

$$l_t = \sqrt{\left(\frac{a'}{t}\right)^2 - c_\omega^2} \quad \text{и} \quad a = t\sqrt{l_t^2 + c_\omega^2};$$

б) цепь пересекает прямую, соединяющую центры двух смежных звездочек (рис. 3)

$$l_\Sigma = \sqrt{\left(\frac{a'}{t}\right)^2 + c_\Sigma^2} \quad \text{и} \quad a = t\sqrt{l_\Sigma^2 + c_\Sigma^2},$$

где l_t, l_Σ — длины сопрягаемых ветвей цепи;

$c_\omega = \dfrac{0{,}5}{\sin\dfrac{180°}{z_2}} - \dfrac{0{,}5}{\sin\dfrac{180°}{z_1}}$ — полуразность диаметров делительных окружностей двух смежных звездочек (см. табл. 6);

$c_\Sigma = \dfrac{0{,}5}{\sin\dfrac{180°}{z_2}} + \dfrac{0{,}5}{\sin\dfrac{180°}{z_1}}$ — полусумма диаметров делительных окружностей двух смежных звездочек (табл. 7).

Сумма выбранных значений длин ветвей цепи является основной составной частью длины цепного контура и составляет

$$\sum l_t = L_t - \sum W_t,$$

где $\sum W_i$ — число звеньев, расположенных на дугах обхвата звездочек (всегда целое число).

Построив структурную схему межосевых расстояний a и определив сумму сопрягаемых ветвей $\sum l_t$, нетрудно найти аналитическим или графическим методом суммарное значение числа звеньев, расположенных на дугах обхвата звездочек:

$$\sum W_t = \frac{\alpha_1 z_1}{360°} + \frac{\alpha_2 z_2}{360°} + \dots + \frac{\alpha_n z_n}{360°} = \sum \frac{\alpha_i z_i}{360°},$$

при этом наименьший угол обхвата ($W \geqslant 4$)

$$\alpha_{\min} \geqslant \frac{1440°}{z}.$$

После этого определяют длину многозвездного цепного контура:

$$L_t = \sum l_t + \sum W_t.$$

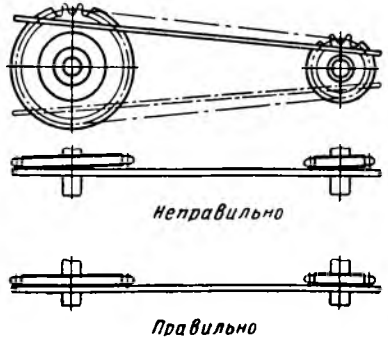


Рис. 4. Схема контроля правильности монтажа по смещению звездочек

7. Значения полусуммы диаметров делительных окружностей пары смежных звездочек с пересечением осей c_Σ, их квадратов c_Σ^2 и суммы чисел зубьев звездочек $\Sigma = z_2 + z_1$

Σ, шаги	c_Σ	c_Σ^2	Σ, шаги	c_Σ	c_Σ^2
15	2,4589	6,0464	48	7,6613	58,6954
16	2,6131	6,8284	49	7,8200	61,1526
17	2,7684	7,6644	50	7,9787	63,6601
18	2,9238	8,5486	51	8,1374	66,2185
19	3,0799	9,4860	52	8,2962	68,8274
20	3,2360	10,4721	53	8,4550	71,4871
21	3,3927	11,5108	54	8,6137	74,1973
22	3,5494	12,5987	55	8,7726	76,9584
23	3,7065	13,7387	56	8,9314	79,7609
24	3,8637	14,9282	57	9,0902	82,6323
25	4,0211	16,1695	58	9,2490	85,5452
26	4,1785	17,4605	59	9,4079	88,5089
27	4,3302	18,8032	60	9,5667	91,5231
28	4,4939	20,1956	61	9,7256	94,5881
29	4,6518	21,6396	62	9,8845	97,7030
30	4,8097	23,1335	63	10,0434	100,8700
31	4,9677	24,6788	64	10,2022	104,0868
32	5,1258	26,2741	65	10,3612	107,3545
33	5,2840	27,9207	66	10,5201	110,6727
34	5,4421	29,6174	67	10,6790	114,0417
35	5,6004	31,3653	68	10,8739	117,4511
36	5,7587	33,1634	69	10,9968	120,9315
37	5,9171	35,0126	70	11,1558	124,4523
38	6,0755	36,9121	71	11,3147	128,0239
39	6,2339	38,8626	72	11,4737	131,6461
40	6,3924	40,8634	73	11,6326	135,3190
41	6,5509	42,9153	74	11,7916	139,0425
42	6,7095	45,0174	75	11,9505	142,8167
43	6,8680	47,1706	76	12,1095	146,6415
44	7,0266	49,3741	77	12,2685	150,3171
45	7,1853	51,6286	78	12,4275	154,4432
46	7,3439	53,9334	79	12,5865	158,4201
47	7,5026	56,2893	80	12,7454	162,4476

Более подробно расчет многозвездных цепных контуров изложен в работе [1]. Там же приведены таблицы основных параметров (линейных и угловых). В табл. 11 приведены допускаемые отклонения на межосевые расстояния и смещения звездочек от одной плоскости.

По приведенной методике расчет параметров цепных контуров можно произвести на ЭВМ.

Расчет нагрузок и к. п. д. цепной передачи

Нагрузочная способность цепных передач (за исключением высокоскоростных и тяжелонагруженных, определяется износостойкостью шарниров, зависящей от факторов, влияющих на работоспособность цепи. Рекомендуется выбирать цепь с малым шагом (см. табл. 5), так как при прочих одинаковых условиях и габаритах обеспечивается более высокий срок службы цепной передачи за счет увеличения чисел

зубьев звездочек (z) и звеньев (L_t) в цепном контуре, а также пониженных динамических нагрузок вследствие меньших хордальных воздействий. Если от цепного привода, передающего большую мощность (сотни кВт), требуется плавность работы и значительный срок службы, то следует применять зубчатую цепь с малым шагом и большей шириной или многорядную роликовую цепь.

Полезное усилие (кгс), передаваемое цепью,

$$P = \frac{102N}{v},$$

где N — мощность, кВт; v — скорость цепи, м/с.

Суммарная нагрузка на ведущую ветвь цепи (кгс)

$$P_\Sigma = P + P_ц + P_f,$$

где $P = \frac{102N}{v}$ — полезное рабочее усилие; $P_ц = \frac{qv^2}{g}$ — натяжения при $v \geqslant 12$ м/с от центробежных сил; $P_f = k_f qa$ — натяжения от провисания ведомой ветви.

Здесь N — мощность, кВт; v — скорость цепи, м/с; q — масса 1 м цепи, кг; k_f — коэффициент провисания (для горизонтальных передач $k_f = 6$; для наклонных к горизонту $k_f = 3 \div 4$; для вертикальных и близких к ним $k_f = 1 \div 2$).

Однако суммарная нагрузка (P_Σ) не определяет общей нагрузки на ведущую ветвь цепи, истинная величина полной нагрузки зависит еще от жесткости самой цепи, жесткости системы опор, а также от точности расчета параметров передачи и монтажа. При больших величинах предварительного натяжения $P_{дн}$ (например, за счет перетяжки холостой ветви) полная нагрузка в десятки раз превышает суммарную [1; 4].

Значение $P_{дн}$ (кгс) определяют из уравнения

$$P_{дн} = \frac{\Delta l E_ц F_{оп}}{a},$$

где Δl — приращение длины сопрягаемых ветвей, мм; $E_ц = (2{,}1 \div 2{,}5)\,10^3$, модуль жесткости, кгс/мм^2; $F_{оп}$ — проекции опорной поверхности шарнира, мм^2; a — межосевое расстояние, мм.

Перетяжка за счет увеличения, против нормы, значения межцентрового расстояния только на $\Delta l = 1$ мм вызывает в цепи, например при $a = 250$ мм, дополнительную «паразитную» нагрузку (кгс) $P_{дп} = (0{,}25 - 0{,}3)\,Q$ [4].

Дополнительные нагрузки периодически возникают также при биении (e) звездочек или валов, на которых они насажены; их величину (кгс) определяют по формуле

$$P_б = e\frac{E_ц F_{оп}}{a},$$

где e — суммарное радиальное биение звездочки, мм.

Радиальное и торцовое биения (мм) не должны превышать для передач с малыми и средними нагрузками при отсутствии реверсивного движения и ударных нагрузок $\delta_r = 0{,}01\sqrt{tz} + 0{,}3$; для высокоско-

ростных передач ($v \geqslant 8$ м/с) или работающих с реверсивным движением и ударными воздействиями $\delta_r = 0{,}004\sqrt{tz} + 0{,}15$.

Нагрузку на валы определяют как геометрическую сумму натяжений обеих ветвей без учета $P_ц$. Для передач с углом наклона линии центров до 45° приблизительно принимают

$$P_в = (1{,}15 \div 1{,}20)\,P.$$

Коэффициент полезного действия (к. п. д.) цепной передачи зависит от потерь на преодоление сил трения в шарнирах цепи и динамических воздействий. Среднее значение к. п. д. без учета потерь в опорах при нормальных условиях эксплуатации (непрерывная смазка, умеренные колебания нагрузки, защищенность от абразивных частей) для приводных роликовых цепей

$$\eta = 0{,}95 \div 0{,}97;$$

для приводных зубчатых цепей

$$\eta = 0{,}98 \div 0{,}99.$$

Ориентировочное значение к. п. д. при других условиях работы цепной передачи

$$\eta = 1 - 3\mu\,\frac{P + 2P_ц}{Pz_1}\cdot\frac{d}{t}\cdot\frac{u+1}{u}\,k_y,$$

где μ — для роликовой цепи коэффициент трения скольжения ($\mu = 0{,}10 \div 0{,}28$); для зубчатой цепи коэффициент трения качения ($\mu = 0{,}01 \div 0{,}05$); P — полезная нагрузка, кгс; $P_ц$ — натяжение от центробежных сил, кгс; z_1 — число зубьев меньшей звездочки; d — диаметр валика, мм; t — шаг цепи; u — передаточное число; k_y — коэффициент ударности (характера нагрузки).

Выбор шага приводной цепи

Роликовая и втулочная цепи. 1. Определяют допускаемую проекцию опорной поверхности (мм²):

$$[F_{оп}] = \frac{2{,}8\cdot 10^4 N k_y}{\sqrt[3]{D_в n}} = \frac{P k_y}{[p]} = \frac{165 N k_y}{\sqrt{z_1}\sqrt[3]{v^2}} =$$

$$= 0{,}0023\,\frac{TP\sqrt[3]{v}\,k_y}{\Delta t k_c k_{пп}} \geqslant 25\,\frac{N}{\sqrt[3]{v^2}},$$

а по ней тип и шаг цепи (см. табл. 1).

2. Производят проверочный расчет срока службы T (ч) по уточненным параметрам передачи.

Для двухзвездной передачи [1]

$$T = 520\,\frac{\Delta t k_c \sqrt{z_1}\sqrt[3]{a_t u}}{p\sqrt[3]{v}\,k_y}.$$

Для многозвездной передачи [2]

$$T = 830\frac{\Delta t k_c \sqrt{z_1}\sqrt[3]{L_t}}{mp\sqrt[3]{v}k_y}.$$

В последних трех формулах приняты следующие обозначения: N — заданная передаваемая мощность, кВт; k_y — коэффициент ударности (характера нагрузки), значения которого приведены в табл. 8; D_e — наибольший диаметр звездочки, мм; $[p]$ — допускаемое удельное давление, кгс/мм² (табл. 9); z_1 — число зубьев меньшей звездочки; v — скорость движения цепи, м/с; T — заданный срок службы цепи, ч; Δt — предельно допускаемое увеличение шага цепи, %; $k_c = \frac{k_{сп}}{\sqrt{v}}$ — коэффициент смазки цепи, где $k_{сп}$ — коэффициент способа смазки, который определяют в зависимости от способа смазки и скорости движения:

Смазка	v_{max}, м/с	$k_{сп}$	Смазка	v_{max}, м/с	$k_{сп}$
Без смазки	4	0,15			
Нерегулярная	5	0,5	Капельная (5—15 капель в минуту)	7	1,8
Периодическая (не более чем через 16 ч)	6	1,4	Масляная ванна	≤8	2,5
Консистентная внутришарнирная (через 50 ч)	6	1,6	Центробежная	≤15	3,1
			Циркуляционная	≥20	4

$k_{пп}$ — коэффициент конструктивных параметров передач:
двухзвездной $k_{пп} = \sqrt{z_1}\sqrt[3]{A_t u}$;
многозвездной $k_{пп} = \sqrt{z_1}\sqrt[3]{L_t}$;
a_t — межосевое расстояние в шагах; u — передаточное число; p — заданное удельное давление, кгс/мм²; L_t — длина замкнутой цепи в шагах.

3. Проверяют цепь по коэффициенту прочности:

$$n = \frac{Q}{Pk_y + P_ц + P_f} \geqslant 8,$$

где Q — разрушающая нагрузка, кгс; P, $P_ц$, P_f — усилия в ветвях цепи; k_y — коэффициент характера нагрузки (см. табл. 8).

Значение n должно быть не менее $[n]$, указанного в табл. 10.

Зубчатая цепь с шарнирами качения.

1. Определяют ширину цепи по шагу t (см. табл. 2):

$$B = \frac{2{,}5P\sqrt[3]{v}k_y}{t} = \frac{250Nk_y}{t\sqrt[3]{v^2}},$$

где P — рабочая нагрузка, кгс; v — скорость цепи, м/с.

8. Значение коэффициента k_y в зависимости от условий работы цепной передачи

Условия работы	k_y
Плавная работа без толчков и ударов, равномерная нагрузка	1,0
Равномерный ход с отдельными толчками, легкие плавные колебания нагрузки (металлорежущие станки, судовые двигатели, текстильные машины, насосы и др.)	1,25
Легкие удары, небольшие толчки, средняя пульсирующая нагрузка (бумагоделательные машины, сушилки, конвейеры и др.)	1,3—1,4
Средние удары и значительные пульсирующие нагрузки (сельхозмашины, транспортеры, автоматические печи, строительные машины и др.)	1,5—1,6
Сильные удары и значительные пульсирующие нагрузки (прессы, дробилки, вибраторы, смесители и др.)	1,7—1,9
Очень сильные удары со знакопеременной нагрузкой (нефтедобывающее и горнодобывающее оборудование, прокатные станы, вибраторы больших мощностей и другие машины, подвергающиеся действию реверсивно-ударных нагрузок)	2,0—2,5

Примечание. При применении упругих звездочек или демпфирующих устройств табличное значение коэффициента k_y следует умножить на 0,75.

9. Допускаемое среднее давление $[p]$ (кгс/мм²) в шарнире роликовых цепей в зависимости от частоты вращения n_1 и делительного диаметра меньшей звездочки $d_{д1}$ (или шага t при $z_1 = 17$)

$d_{д1}$, мм	t (при $z_1 = 17$)	Значения $[p]$ при n_1, об/мин																
		10	20	50	75	100	150	200	300	400	500	600	750	1000	1250	1500	2000	2500
50	9,52	5,4		4,9	4,3	3,9	3,4	3,1	2,7	2,5	2,3	2,2	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3
70	12,70		5,4	4,6	4,1	3,7	3,2	2,9	2,6	2,3	2,2	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5	1,3	1,3
85	15,88			4,3	3,8	3,4	3,0	2,7	2,4	2,2	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,2	
100	19,05		5,3	3,9	3,4	3,1	2,7	2,5	2,2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,3	1,1	
140	25,40		4,9	3,6	3,2	2,9	2,5	2,3	2,0	1,8	1,7	1,6	1,5	1,3	1,2	1,2		
170	31,75		4,6	3,4	3,0	2,7	2,4	2,2	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1		
200	38,10		4,2	3,1	2,7	2,5	2,2	1,9	1,7	1,6	1,4	1,4	1,3	1,1	1,1			
250	44,45		3,9	2,9	2,5	2,3	2,0	1,8	1,6	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1				
300	50,80	4,6	3,7	2,7	2,4	2,2	1,9	1,7	1,5	1,3	1,2	1,2	1,1					

Примечания: 1. Данными этой таблицы можно пользоваться при $z_1 = 17$. При других значениях z_1 табличные значения $[p]$ следует умножать на поправочный коэффициент $K_z = 1 + 0{,}01\,(z_1 - 17)$.

2. Для цепей ПРУ значения $[p]$ принимают на 20% выше указанных в таблице.

10. Коэффициент запаса прочности [n] цепи по износостойкости и усталостной выносливости в зависимости от заданного срока службы T при регулярной смазке и спокойной нагрузке для средних параметров цепной передачи ($A_t = 30 \div 40$; $z_1 = 16 \div 19$; $\Delta t = 3\%$; $k_y = 1$ и $k_c = 1$)

Группа	Тип цепи	Срок службы (примерный), ч	Значения [n] при скорости цепи v, м/с								
			0,4	0,8	1	2	4	6	8	10	12
I	ПР-8-460; ПР-12,7-900, ПР-12,7-1800-1; ПР-15,875-2300-1; ПРУ-50,8-22700	2 000	8,6	9,0	9,0	10,0	10,8	11,2	11,7	12,7	13,5
		4 000	10,2	10,6	10,7	11,9	15,0	17,2	18,9	20,3	21,6
		8 000	14,0	17,2	18,9	23,8	30,0	34,4	37,8	40,7	43,3
		10 000	17,5	23,0	23,6	29,8	37,6	43,0	47,3	50,8	58,2
II	ПР-9,525-900; ПР-12,7-1800-2; ПР-15,875-2300-2	2 000	7,0	7,0	7,2	7,6	8,0	8,6	9,0	10,0	10,5
		4 000	7,8	8,2	8,3	9,3	11,5	13,2	14,5	15,6	16,6
		8 000	11,5	13,5	14,5	18,3	23,0	26,4	29,04	31,2	33,2
		10 000	13,5	17,5	18,5	22,9	28,9	33,0	36,3	39,0	41,5
III	ПР-19,05-2500; ПР-25,4-5000; ПР-31,75-7000; ПР-38,1-16000; ПР-44,45-13000; ПР-50,8-16000	2 000	6,0	6,5	6,5	7,0	7,0	7,5	8,0	9,0	9,0
		4 000	7,5	7,5	8,0	8,0	8,4	9,6	10,6	11,3	12,1
		8 000	9,8	10,0	12,6	13,3	16,8	19,2	21,1	22,70	24,2
		10 000	10,8	13,3	15,0	16,6	21,0	24,05	26,4	28,4	30,0

Примечание. Ожидаемый срок службы цепи уточняют делением на коэффициент ударности k_y (см. табл. 10) и умножением на коэффициент смазки цепи k_c.

При $v \geqslant 10$ м/с расчетную нагрузку следует умножить на $\left(1+\frac{0{,}1qv}{N}\right)$, где q — масса 1 м цепи, кг.

Наименьший коэффициент прочности n при $v \geqslant 4$ м/с должен быть не менее 20—25.

Монтаж, настройка и контроль цепных передач

От качественного монтажа зависят надежность и долговечность работы цепной передачи.

К основным погрешностям монтажа относятся:

1. Непараллельность, перекос и биение валов, на которых устанавливают звездочки. Непараллельность валов не должна превышать для стационарных машин 0,1 мм на каждые 100 мм длины, а для передвижных машин 0,2 мм на каждые 100 мм длины; радиальное биение валов для первых не более 0,15 мм, а для вторых 0,3 мм.

2. Смещение двух смежных звездочек от одной плоскости в пространстве, приводящее к распрессовке пластин.

Предельные отклонения на смещение не должны превышать значений (Δs), указанных в табл. 11, в которой приведены также предельные значения радиального и осевого биения звездочек.

11. Предельно допускаемые отклонения на межосевые расстояния двухзвенных цепных передач и на смещение от одной плоскости двух смежных звездочек, установленных на стационарных машинах и механизмах

Положение цепной передачи по среднему углу наклона $\psi°$	a, мм	Δa, мм		ΔS, мм
		−	+	
Горизонтальное $0° < \psi < 30°$	300	0,28	0,17	0,58
	500	0,50	0,22	0,72
	700	0,70	0,27	0,85
	1000	0,95	0,31	1,0
	1500	1,4	0,40	1,25
Наклонное $30° < \psi < 60°$	300	0,15	0,25	0,58
	500	0,25	0,33	0,72
	700	0,35	0,40	0,85
	1000	0,50	0,46	1,0
	1500	0,75	0,63	1,25
Вертикальное $60° < \psi < 80°$	300	0,035	0,51	0,58
	500	0,06	0,66	0,72
	700	0,08	0,81	0,85
	1000	0,12	0,93	1,0
	1500	0,17	1,2	1,25

Примечания: 1. Предельные отклонения на межосевые расстояния многозвездных цепных передач рекомендуется устанавливать симметричными в пределах общего поля допусков на межосевые расстояния двухзвездных передач.

2. Для цепных передач сельскохозяйственных и других машин, передвигающихся по почве, предельные отрицательные отклонения на межосевые расстояния допускается увеличивать: при нерегулируемом провисании холостой ветви в 1,5 раза и при регулируемом в 3 раза.

3. Радиальное биение окружности впадин и торцовое биение зубчатого венца должно быть не более $0{,}06\sqrt{z}$ мм.

3. Неплотная посадка звездочек на валы, вызывающая их смещение от одной плоскости и увеличение осевого биения.

4. Перетяжка цепи, вызывающая дополнительные «паразитные» нагрузки, которые могут значительно превысить рабочее натяжение. В результате этого происходит прокручивание валиков и втулок в проушинах пластин, увеличение износа шарниров цепи и зубьев звездочек.

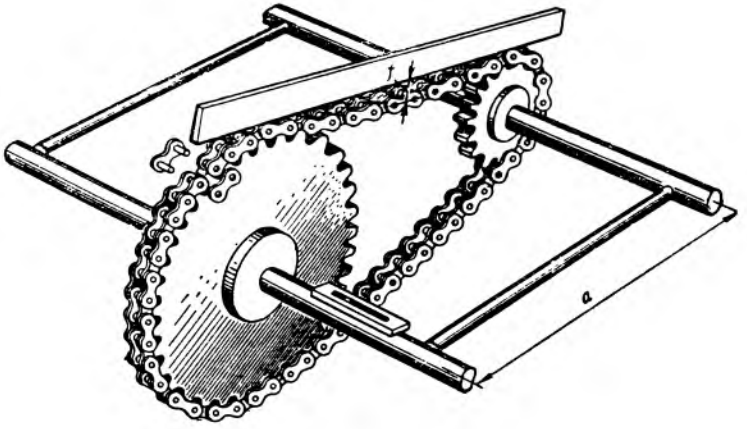


Рис. 5. Схема контроля соосности и параллельности валов и звездочек линейкой и ватерпасом

5. Чрезмерное провисание холостой ветви (f), отрицательно сказывающееся на работе цепи, так как вызывает захлестывание холостой ветви, перескакивание звеньев через зубья и соскакивание цепи со звездочек.

Настройка цепных передач при установке их на машину должна гарантировать правильное зацепление звеньев цепи с зубьями звездочек. Настройку цепной передачи по величине стрелы провисания в процессе монтажа и эксплуатации производят: перемещением подвижной опоры или звездочек; удалением звеньев из цепного контура. Величина стрелы провисания f (мм) холостой ветви цепи связана с межосевым расстоянием и действительной величиной отрицательного отклонения ($-\Delta a$) зависимостью

$$f_{\min} = (0{,}87 \div 1)\sqrt{a\,\overline{\Delta a}};$$

отсюда

$$-\Delta a = (1 \div 1{,}3)\frac{f^2}{a},$$

где Δa в мм.

Рекомендуемое значение стрелы провисания

$$f \leqslant (0{,}01 \div 0{,}03)\,a.$$

При среднем $f = 0{,}02a$ предельное отклонение

$$-\Delta a = \frac{f^2}{a} = \frac{0{,}02a^2}{a} = 0{,}0004a.$$

Контроль монтажа цепных передач. Правильность установки звездочек на валах в одной плоскости проверяют линейкой (рис. 4), натянутой проволокой (при больших расстояниях) или специальными измерительными устройствами.

Смещение звездочек в многозвездном контуре проверяют следующим образом: выбирают базовую (чаще всего ведущую) звездочку, по ней устанавливают правильность монтажа всех звездочек контура. При этом линейка должна вплотную прилегать к обработанным поверхностям звездочек. После первого замера расстояния между торцовой поверхностью звездочки и поверочной линейкой базовую звездочку поворачивают на 180° и вновь производят измерение. Допускаемые предельные отклонения см. в табл. 11.

После проверки смещения звездочек следует провести контроль максимального биения (радиального и осевого) с помощью индикатора.

При величине биения, превышающей установленные нормы (см. табл. 12), необходимо произвести их перемонтаж.

12. **Способы смазки цепных передач**

Способ смазки	Скорость цепи v, м/с
Периодическая — ручная. Масло наносится на цепь кистью или масленкой с длинным носиком через 6—8 ч	$\leqslant 2$
Консистентная — внутришарнирная. Осуществляется погружением цепи в разжиженную смазку; применяется для цепных передач транспортных машин. Периодичность ~120—180 ч	$\leqslant 1$
Капельная. Подача масла на цепь 5—15 капель в минуту с помощью масленок-капельниц и лубрикаторов (ручных насосов)	$\leqslant 4$
Картерная в масляной ванне. Цепь погружают в масло в самой низкой точке. Периодичность смены масла ~500—1000 ч при надежной защите от внешней среды и хороших фильтрах	$\leqslant 6$
Струйная. Смазка осуществляется поливанием с помощью насоса ненагруженной ветви цепи в зазоры между пластинами	$\leqslant 10$
Центробежная. Смазка разбрызгивается при вращении звездочки, на которой расположены специальные кольца, диски	$\leqslant 15$
Циркуляционная: струя воздуха под давлением 0,5—1,5 кгс/см² распыляет масло на мельчайшие частицы, которые способны проникнуть во все зазоры цепи и осесть на поверхности зубьев звездочек	

Соосность и параллельность валов и звездочек проверяют шаблонами, специальными линейками, нутромерами и ватерпасами (рис. 5).

Допускаемые отклонения шага цепи, профиля зубьев, радиального и торцового биения звездочек контролируются калибровочными роликами, профильными шаблонами, индикаторами часового типа.

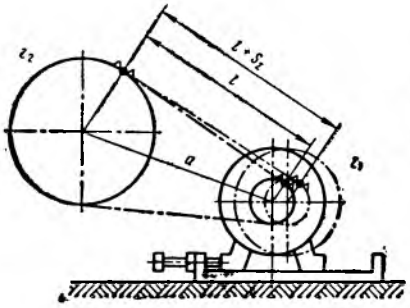


Рис. 6. Схема передвижной опоры

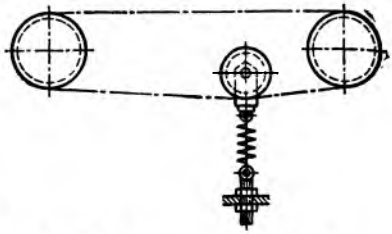


Рис. 7. Оттяжная звездочка

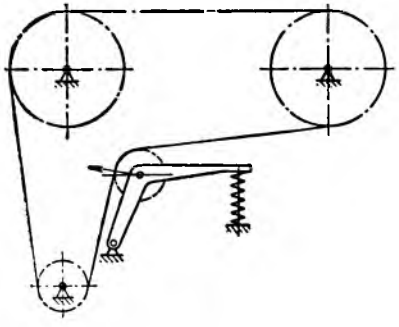


Рис. 8. Натяжная звездочка



Рис. 9. Упругий зубчатый венец

Регулирование натяжения цепи. В цепной передаче в процессе работы цепи происходит провисание холостой ветви. В результате меняются условия нагрузки на цепь, могут возникнуть вибрация и резонансные явления. Большое провисание $f \geqslant (0{,}1 \div 0{,}12)\,a$ вызывает пробуксовку, захлестывание и соскакивание цепи со звездочек.

Способы регулирования:

1) передвижными опорами (рис. 6); наибольший путь передвижки $S_\Sigma = 1{,}2t$ дает возможность произвести укорачивания цепи на два звена с последующим возвращением опоры в исходное положение;

2) натяжными и оттяжными звездочками (рис. 7 и 8);

3) пружинными устройствами, которые применяют для одно- и многорядных цепей и используют как антивибрационные средства;

4) упругими зубчатыми венцами (рис. 9)*, выполняющими также и функции демпфера. Упругий зубчатый венец одновременно находится во взаимодействии с двумя ветвями цепи, что способствует его самоустановке *. Рекомендуется упругую звездочку проектировать и изготовлять с профилем зуба по ГОСТ 592—75, при этом принимать, особенно для наклонных и вертикальных передач, наибольшую высоту зуба от линии шага:

$$h_{\max} = 0{,}85t - 0{,}5D_{\text{ц}}.$$

Упругие зубчатые венцы следует устанавливать в цепной контур при $f > 0{,}03a$ мм. По мере увеличения провисания холостой ветви цепи упругий венец перемещают по направлению меньшей звездочки передачи;

5) удалением из цепного контура одного или двух звеньев цепи. Этот способ регулировки наиболее прост, так как не требует изготовления специальных приспособлений. Он применим при небольших нагрузках $\left(\frac{Q}{P} \geqslant 15\right)$ и скорости цепи ($v \leqslant 5$ м/с) в горизонтальных и наклонных (до 30°) цепных передачах с $a \leqslant 30t$. Величина стрелы провисания, при которой удаляют одно звено,

$$f = 0{,}71\sqrt{at};$$

если удаляют два звена

$$f = \sqrt{at}.$$

Смазка цепных передач. Рациональный выбор вида и способа смазки повышает долговечность и надежность цепных передач, снижает число отказов из-за износа шарниров цепи и зубьев звездочек. Способ смазки можно выбрать по табл. 12 в зависимости от скорости цепи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Готовцев А. А., Столбин Г. Б., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач. Справочник. М., «Машиностроение», 1973, 376 с.

2. **Готовцев А. А.** Новые конструкции звездочек. М., Изд. НИИинформтяжмаш, 1970, с. 3—28.

3. **Кузнецова А. К.** Неравномерность движения и инерционные нагрузки в цепных передачах. — В кн.: О цепных передачах. М., Машгиз, 1955, с. 29—45.

4. **Столбин Г. Б.** Жесткость приводных цепей. М., Изд. Мосстанкин. Вып. 1, 1958, с. 3—10.

5. **Хлунов В. А.** Способы зацепления шарниров втулочно-роликовых цепей с зубьями звездочек. — В кн. О цепных передачах. М., Машгиз, 1955, с. 46—55.

* Котенок И. П., Гуревич З. Л., Лапицкий И. М., Зиновьев Д. В., Готовцев А. А. Цепной привод. Авторское свидетельство № 271984. — Бюллетень «Открытия, изобретения и товарные знаки», 1970, № 18.

Глава 13
ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ОБОЗНАЧЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Большее зубчатое колесо сцепляющейся пары называют колесом, а меньшее — шестерней. Термин зубчатое колесо относится как к шестерне, так и к колесу.

Обозначения, общие для обоих колес сцепляющейся пары, отмечают для шестерни индексом 1 и для колеса индексом 2.

Обозначения, относящиеся к цилиндрическим зубчатым передачам (рис. 1).

a — делительное межосевое расстояние;
a_w — межосевое расстояние зубчатой передачи;
b — ширина зубчатого венца;
b_w — рабочая ширина зубчатого венца;
c^* — коэффициент радиального зазора нормального исходного контура;
d — делительный диаметр зубчатого колеса;
d_b — основной диаметр;
d_w — начальный диаметр;
d_a и d_f — диаметры вершин и впадин зубьев зубчатого колеса;
e_t — торцовая ширина впадины — расстояние между профилями, образующими впадину, измеренное по дуге делительной окружности;
h_{wa} — высота начальной головки зуба;
m, m_t и m_n — расчетный, окружной и нормальный модули;
$m_{bt} = p_{bt}/\pi$ — основной модуль зубьев;
p_{bt} — основной окружной шаг — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по нормали к ним;
p_x — осевой шаг зубьев рейки или зубчатого колеса (расстояние между одноименными боковыми поверхностями соседних зубьев, измеренное параллельно оси зубчатого колеса);
s_t — окружная толщина зуба — расстояние между разноименными профилями зуба по дуге делительной концентрической окружности);
u — передаточное число зубчатой передачи $u = z_2/z_1 \geqslant 1$;
W — длина общей нормали зубчатого колеса;
x — коэффициент смещения исходного контура;
z — число зубьев зубчатого колеса;
α — угол профиля зуба рейки в нормальном сечении;
α_t — угол профиля зуба рейки в торцовом сечении;

α_w — угол зацепления в прямозубой передаче ($\alpha_w = \alpha$ при $x_2 \pm x_1 = 0$);
α_{tw} — угол зацепления ($\alpha_{tw} = \alpha_w$ при $\beta = 0$);
β — угол наклона линии зуба рейки;
β_b — угол наклона эвольвентной поверхности зубьев на диаметре d_b;
β_w — угол наклона зуба на начальном диаметре d_w;

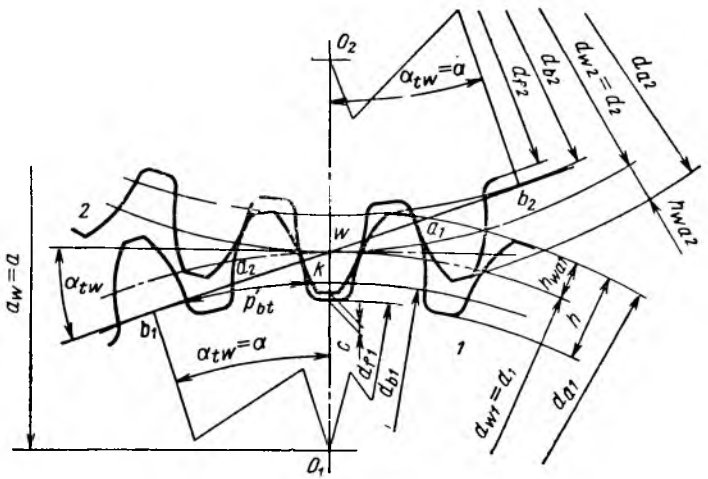


Рис. 1. Эвольвентное зацепление цилиндрической зубчатой передачи:
1 — колесо; *2* — шестерня

ε_α — коэффициент торцового перекрытия — отношение угла окружного перекрытия $\varphi_{\alpha t}$ к угловому шагу $\varphi_p = 2\pi/z$;
$\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$ ($\psi_{ba} = b_w/a_w$) — отношение рабочей ширины зубчатого венца к начальному диаметру окружности шестерни (к межосевому расстоянию).

Обозначения, относящиеся к расчету зубьев на прочность

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями в косозубой передаче;
K_{HV} (K_{FV}) — коэффициент, учитывающий при расчете на контактную (изгибную) прочность зубьев динамические нагрузки в зацеплении от погрешностей и деформаций зубьев;
$K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) — коэффициент, учитывающий при расчете на контактную (изгибную) прочность зубьев неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца;
k_0 — силовой фактор при расчете на контактную прочность;
$[k_0]$ — допускаемое значение силового фактора;

$n_ц$ — число циклов напряжений при некоторой постоянной нагрузке;
N_{H0} — базовое число циклов контактных напряжений;
$N_Σ$ — число циклов напряжений за полный срок службы;
N_{HE} (N_{FE}) — эквивалентное число циклов напряжений при расчете на контактную (изгибную) выносливость зубьев;
P — окружное усилие, отнесенное к делительному диаметру d;
P_w — окружное усилие, отнесенное к начальному диаметру d_w;
$\gamma_Σ$ — угол между проекциями осей зубчатых колес на плоскость зацепления;
σ_{Hr} — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений N_{H0};
σ_H — максимальное контактное напряжение;
$[\sigma_{Hr}]$ — допускаемое контактное напряжение при $n_ц = N_{H0}$.

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

При параллельных валах используют передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 2). При пересекающихся осях применяют передачи коническими зубчатыми колесами (рис. 3); при перекрещивающихся осях — винтовые (рис. 4) и гипоидные (рис. 5) передачи.

1. Ряды модулей ($m \geqslant 1$ мм) по ГОСТ 9563—60**

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1	1,25	12	14
1,25	1,375	16	18
1,5	1,75	20	22
2	2,25	25	28
2,5	3,5	32	36
3	4,5	40	45
4	5,5	50	55
5	7	60	70
6	9	80	90
8	11	100	
10			

Исходный контур зубчатых колес по ГОСТ 13755—68 показан на рис. 6. Заштрихованная часть контура соответствует впадинам производящей рейки. Линию, на которой толщина зуба равна ширине впадины, называют средней линией или делительной прямой; она лежит в средней плоскости производящей рейки. Для цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления при большой окружной скорости применяют исходный контур со срезами (показан штриховыми линиями). При этом снижаются динамические нагрузки, вызванные погрешностями зацепления и деформациями.

Расчетный модуль $m = m_n$ выбирают из стандартного ряда (табл. 1). Профильный угол исходного контура (по ГОСТ 13755—68) $\beta = 20°$. Угол α_t профиля производящей рейки в торцовом сечении

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}. \qquad (1)$$

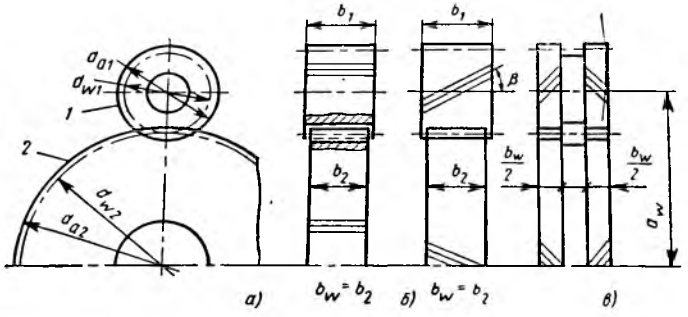


Рис. 2. Цилиндрические зубчатые колеса:
а — с прямыми зубьями; *б* — с косыми зубьями; *в* — с шевронными

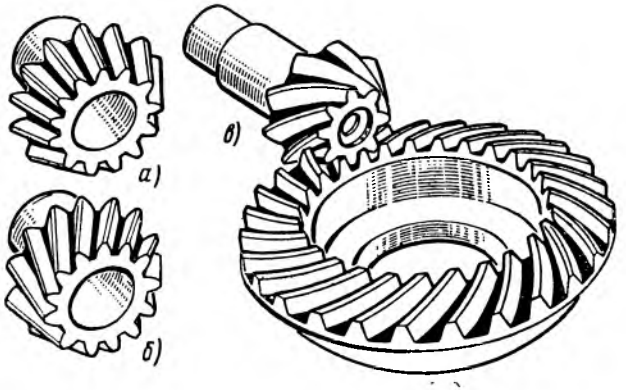


Рис. 3. Конические зубчатые колеса:
а — с прямыми зубьями; *б* — с косыми; *в* — с круговыми

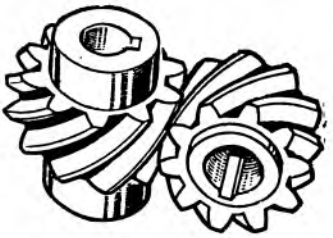


Рис. 4. Винтовая передача

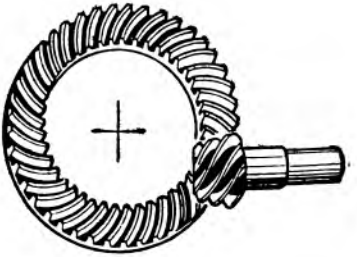


Рис. 5. Гипоидная передача

Если начальная (Н. П.) и средняя (С. П.) плоскости рейки (рис. 7, *а*) совпадают, то расстояние от оси зубчатого колеса до средней плоскости рейки

$$E = 0{,}5d = 0{,}5m_t z.$$

Несовпадение этих плоскостей (рис. 7, *б*) характеризуется коэффициентом смещения

$$x = \frac{E - 0{,}5m_t z}{m}.$$

Диаметры

$$d_a = d + 2(1 + x)\,m; \tag{2}$$

$$d_f = d - 2(1 + c^* - x)\,m. \tag{3}$$

Толщина зуба

$$s_t = 0{,}5\pi m_t + 2xm \operatorname{tg} \alpha_t. \tag{4}$$

С увеличением коэффициента смещения x растет толщина зуба (рис. 7, *в*).

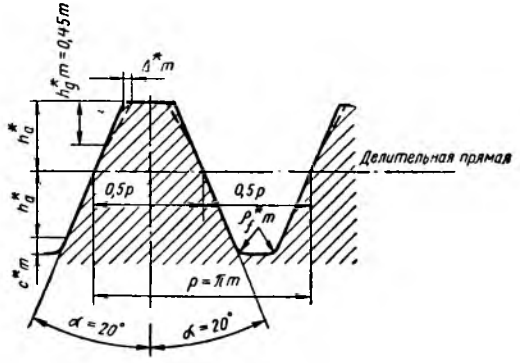


Рис. 6. Исходный контур цилиндрических зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм

Если делительные и начальные диаметры (рис. 8) совпадают ($d_{w1} = d_1$ и $d_{w2} = d_2$), то межосевое расстояние

$$a_w = a = 0{,}5\,(d_1 + d_2) = 0{,}5m_t\,(z_1 + z_2) = 0{,}5m_t z_\Sigma. \tag{5}$$

При $a_w = a$ толщина зуба s_t по дуге окружности d одного из зубчатых колес пары в теоретическом беззазорном зацеплении равна ширине впадины e_t другого:

$$s_{t2} = e_{t1} = \pi m_t - s_{t1}$$

и

$$s_{t1} + s_{t2} = \pi m_t. \tag{6}$$

При $a_w = a$

$$x_\Sigma = 0 \text{ или } x_1 = -x_2$$

и

$$d_{a1} = d_1 + 2m\,(1 + x_1);$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m\,(1 + x_2) = d_2 + 2m\,(1 - x_1);$$

$$h_{a1} = m + x_1 m \text{ и } h_{a2} = m + x_2 m = m - x_1 m.$$

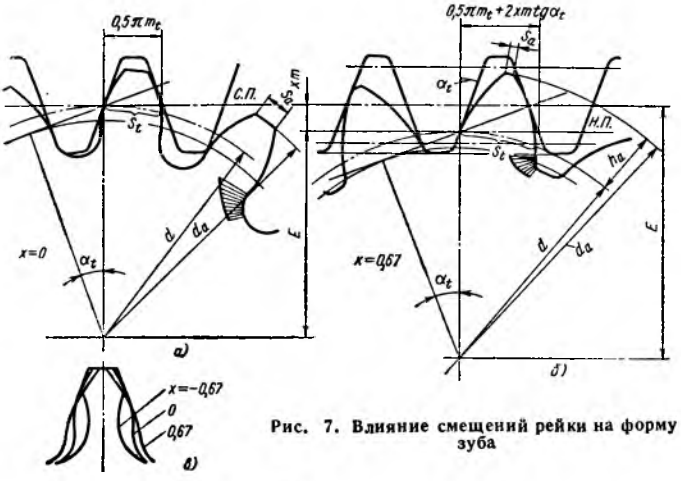


Рис. 7. Влияние смещений рейки на форму зуба

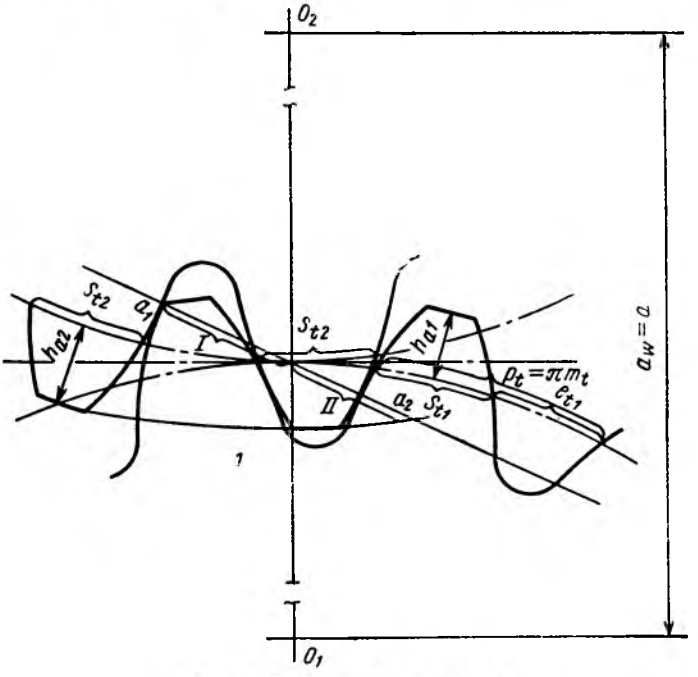


Рис. 8. Зубчатая пара с $a_\omega = a$

2. Формулы для определения основных размеров передач с цилиндрическими зубчатыми колесами

Обозначение	Формула
a_w	$a = 0{,}5\,(d_2 \pm d_1) = 0{,}5m\,(z_2 \pm z_1)\cos^{-1}\beta$; $a_w = a\,\dfrac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}$ или $a_w = a + ym = a + (x_2 \pm x_1 - \Delta y)\,m$
d	$d_1 = mz_1\cos^{-1}\beta$; $d_2 = mz_2\cos^{-1}\beta$
d_w	$d_{w1} = 2a_w\,(u \pm 1)^{-1}$ или $d_{w1} = d_1 + \dfrac{2y}{z_2 \pm z_1}\,d_1$; $d_{w2} = d_{w1}u$ или $d_{w2} = d_2 + \dfrac{2y}{z_2 \pm z_1}\,d_2$
d_a	Внешнее зацепление $d_{a1} = d_1 + 2\,(1 + x_1 - \Delta y)\,m$; $d_{a2} = d_2 + 2\,(1 + x_2 - \Delta y)\,m$ Внутреннее зацепление $d_{a1} = d_1 + 2\,(1 + x_1)\,m$; $d_{a2} = d_2 - 2\,(1 - x_2 + \Delta y - k_2)\,m$, где $k_2 = 0{,}25 - 0{,}125x_2$ при $x_2 < 2$; $k_2 = 0$ при $x_2 \geqslant 2$
$x_2 \pm x_1$	$x_2 \pm x_1 = y + \Delta y$
y	$y = \dfrac{a_w - a}{m} = (x_2 \pm x_1) - \Delta y$
Δy	1. При заданной величине $x_2 + x_1$ $\Delta y = \left(\dfrac{\Gamma}{1000} - \nu\right)\dfrac{z_2 \pm z_1}{\cos\beta}$, где фактор Γ находят по рис. 11. При $\beta = 0$, $\nu = 0$. 2. При заданной величине a_w $\Delta y = \left(\dfrac{Б}{1000} - \mu\right)\dfrac{z_2 \pm z_1}{\cos\beta}$; величину $Б$ находят по рис. 12. При $\beta = 0$, $\mu = 0$
α_t	$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha\cos^{-1}\beta$

Продолжение табл. 2

Обозначение	Формула
α_{tw}	$\cos\alpha_{tw} = \frac{a}{a_w}\cos\alpha_t$ при $\beta = 0$; $\cos\alpha_{tw} = \frac{a}{a_w}\cos\alpha$ (см. рис. 13)
β	Обычно $\beta \approx 7 \div 20°$ в косозубых передачах и $\beta \approx 25 \div 35°$ в шевронных. При нарезании долбяками величина β согласовывается с данными зуборезного инструмента
β_b	$\beta_b = \arcsin(\sin\beta\cos\alpha)$

Примечания: 1. В приведенных формулах верхний знак относится к внешнему, а нижний — к внутреннему зацеплению.
2. Значения ν и μ можно брать по ГОСТ 16532—70 и 19274—73.

Если $x_\Sigma \neq 0$, то

$$s_{t1} + s_{t2} \neq \pi m_t.$$

При $a_w = a$ беззазорного зацепления не может быть. Если $x_\Sigma > 0$, то $s_{t1} + s_{t2} > \pi m_t$ и для введения пары в зацепление надо увеличить межосевое расстояние; на рис. 9, *а* сплошными основными линиями показана зубчатая пара с $x_1 = x_2 = 0$ (или с $x_\Sigma = 0$), а тонкими сплошными изображены зубья этой передачи для варианта с $x_\Sigma > 0$. Увеличив межосевое расстояние до необходимого значения a_w, вводят в беззазорное зацепление передачу с $x_\Sigma > 0$ (рис. 9, *б*). Необходимое увеличение межосевого расстояния

$$ym = a_w - a. \tag{7}$$

Увеличение ym межосевого расстояния, необходимое для компенсации утолщения зубьев (или уменьшение его для компенсации утонения зубьев при $x_\Sigma < 0$), меньше суммарного смещения $x_\Sigma m$, вызвавшего это утолщение, т. е.

$$\left.\begin{aligned} a_w - a = ym < x_\Sigma m; \\ y < x_\Sigma. \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

Вызванное суммой смещений $x_\Sigma m$ увеличение межосевого расстояния ym называют воспринимаемым смещением, а y — коэффициентом воспринимаемого смещения; величина y/x_Σ представляет собой долю суммарного смещения, воспринимаемого межосевым расстоянием.

Цилиндрическая зубчатая передача с внутренним эвольвентным зацеплением показана на рис. 10.

Формулы для определения основных размеров передач с цилиндрическими зубчатыми колесами даны в табл. 2; номограммы к ним приведены на рис. 11—13.

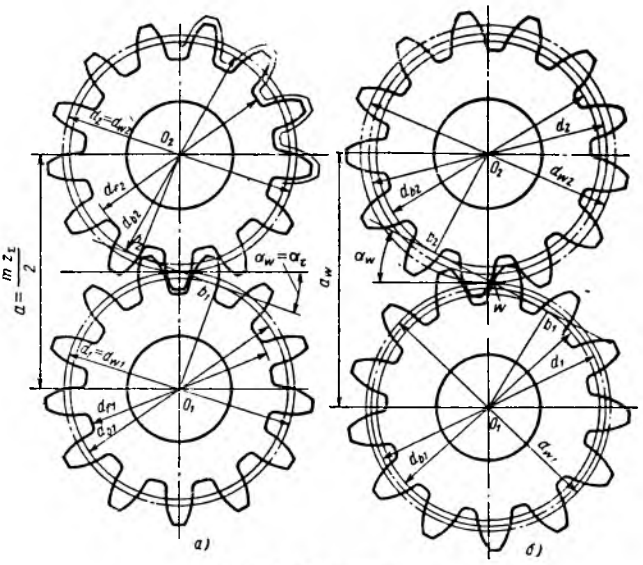


Рис. 9. Передачи:
а — $x_\Sigma = 0$; *б* — $x_\Sigma \neq 0$

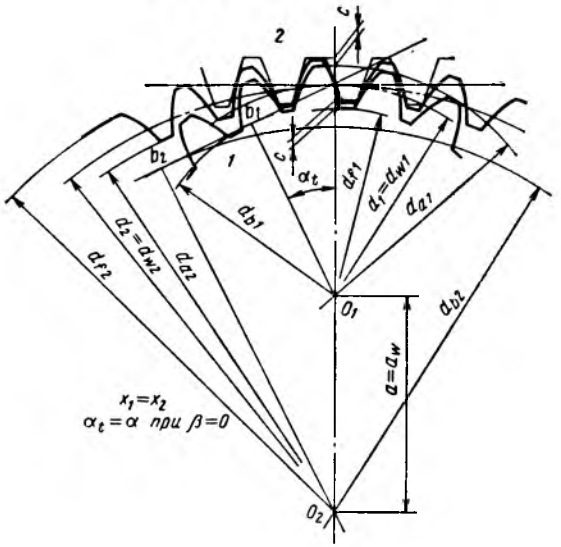


Рис. 10. Внутреннее эвольвентное зацепление

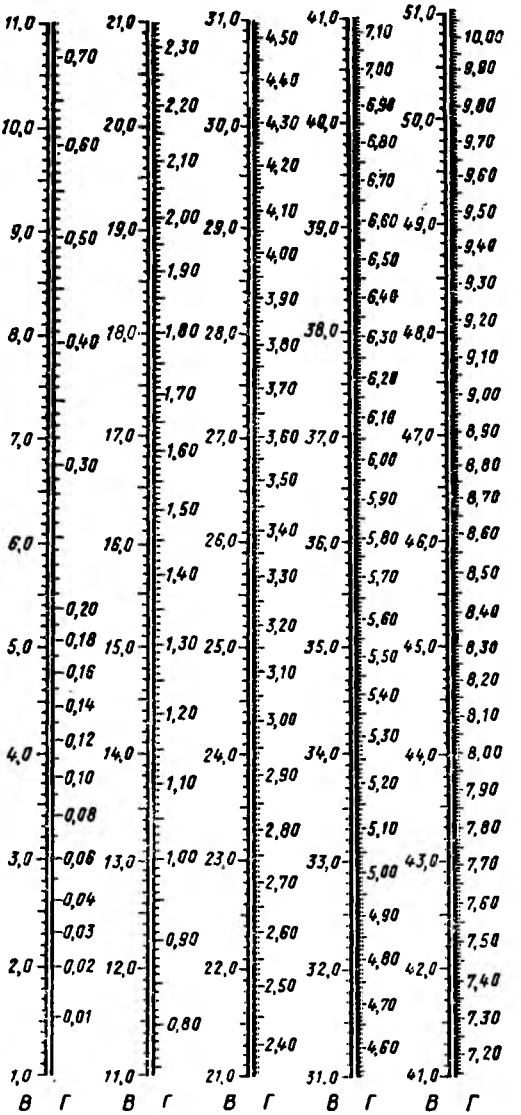


Рис. 11. Номограмма для определения величины Γ в зависимости от значения

$$B = \frac{1000\,(x_2 + x_1)\cos\beta}{z_2 \mp z_1}.$$

Пример. Дано $z_1 + z_2 = 64$; $x_2 + x_1 = 1{,}75$; $m = 10$ мм; $\beta = 0$. Определить Γ, Δy и a (см. табл. 2). Величине $B = \frac{1000 \cdot 1{,}75}{64} = 27{,}3$ соответствует $\Gamma = 3{,}67$. Отсюда (см. табл. 2) $\Delta y = \frac{3{,}67}{1000} \cdot 64 = 0{,}235$ и $a_w = 0{,}5 \cdot 10 \cdot 64 + (1{,}75 - 0{,}235) \cdot 10 = 235{,}15$ мм

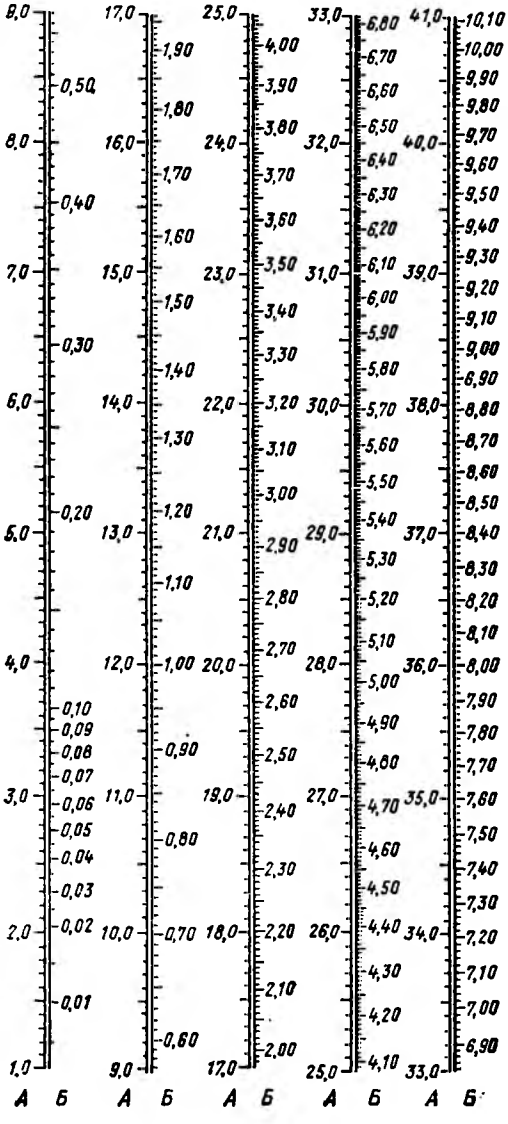


Рис. 12. Номограмма для определения величины $Б$ в зависимости от значения

$$A = \frac{1000y \cos \beta}{z_2 \pm z_1}.$$

Пример. Дано $a_w = 272$ мм; $z_1 + z_2 = 52$; $m = 10$ мм; $\beta = 0$. Определить $x_2 + x_1$. Находим

$$y = \frac{a_w - a}{m} =$$

$$= \frac{272 - 0{,}5 \cdot 10 \cdot 52}{10} = 1{,}2.$$

Величине

$$A = \frac{1000 \cdot 1{,}2}{52} = 23{,}1$$

соотаетствует $Б = 3{,}51$. Отсюда (см. табл. 2)

$$\Delta y = \frac{3{,}51}{1000} \cdot 52 = 0{,}1825 \text{ и}$$

$$x_2 + x_1 = 1{,}2 + 0{,}1825 = 1{,}3825$$

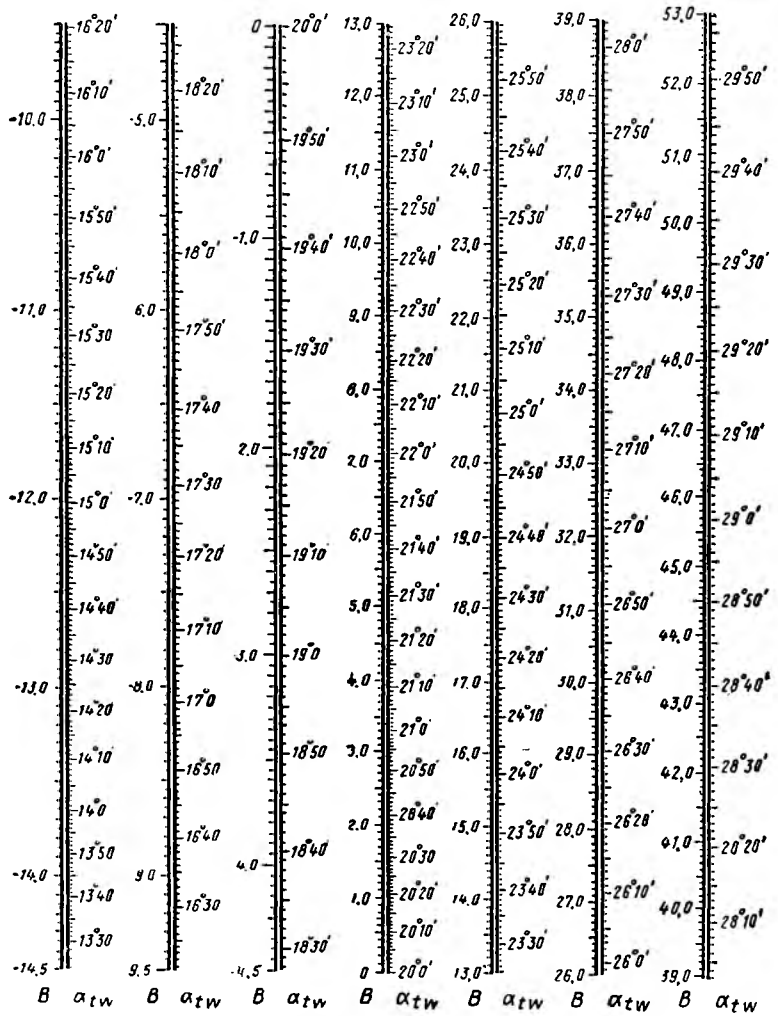


Рис. 13. Номограмма для определения величины α_{tw} прямозубых передач в зависимости от значения

$$B = \frac{1000\,(x_2 + x_1)}{z_2 \pm z_1}.$$

Пример. Дано $z_2 + z_1 = 59$; $x_2 + x_1 = 1{,}75$. Величине

$$B = \frac{1000 \cdot 1{,}75}{59} = 29{,}7$$

соответствует $\alpha_{tw} = 26^\circ\,36'$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = \frac{a_1 a_2}{p_{bt}}. \qquad (9)$$

Значения ε_{a1} и ε_{a2} для передач внешнего зацепления $x_1 = x_2 = 0$, соответствующих исходному контуру по ГОСТ 13755—68, определяют по рис. 14.

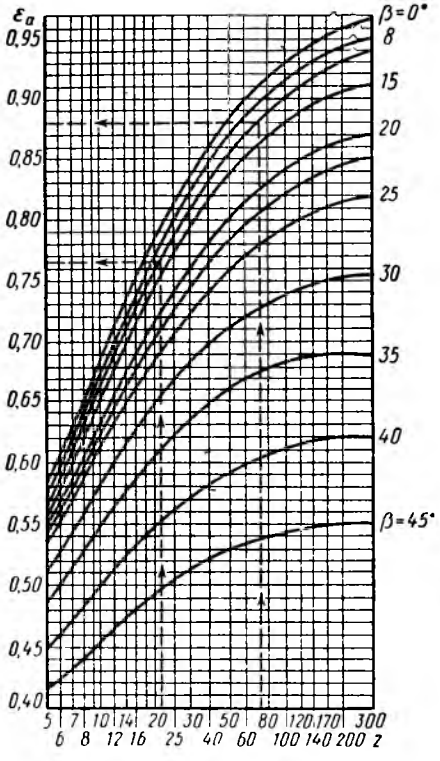


Рис. 14. График для определения ε_a передач внешнего зацепления с $x_1 = x_2 = 0$.

Пример. Дано $z_1 = 21$, $z_2 = 74$; $\beta = 12°$. Из графика следует $\varepsilon_{a1} = 0{,}765$; $\varepsilon_{a2} = 0{,}88$; $\varepsilon_a = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = 1{,}645$. Для передачи с теми же z_1, z_2 и β, но $x_2 + x_1 = 0$ и $h_{a1} = 1{,}5m_n$ и $h_{a2} = 0{,}5m_n$;

$$z_1 \frac{m_n}{h_{a1}} = 21; \quad z_2 = \frac{m_n}{1{,}5m_n} = 14; \quad \varepsilon_{a1} = \frac{h_{a1}}{m_n} \cdot 0{,}71 = 1{,}5 \cdot 0{,}71 = 1{,}064.$$

Аналогично $\varepsilon_{a2} = 0{,}455$; $\varepsilon_a = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = 1{,}519$

Для передач с $x_2 + x_1 = 0$ также можно воспользоваться этим графиком. При этом по рис. 14 определяют ε_a не по действительному z, а по величине $z \frac{m_n}{h_a}$. Умножив найденное значение на h_a/m_n, получают искомое ε_a. При любых x_1 и x_2

$$\varepsilon_{a1} = \frac{\delta_1 h_{wa1}}{p_{bt}}; \qquad \varepsilon_{a2} = \frac{\delta_2 h_{wa2}}{p_{bt}}. \qquad (10)$$

Если $\beta = 0$, то $p_{bt} = \pi m \cos \alpha = 2{,}95$; если $\beta \neq 0$, то $p_{bt} = \pi m \cos \alpha_t \cos^{-1} \beta$. Величины δ_1 и δ_2 выбирают по рис. 15 в зависимости от α_{tw}, d_{w1}/h_{wa1} и d_{w2}/h_{wa2}. Для колес с внутренними зубьями δ_2

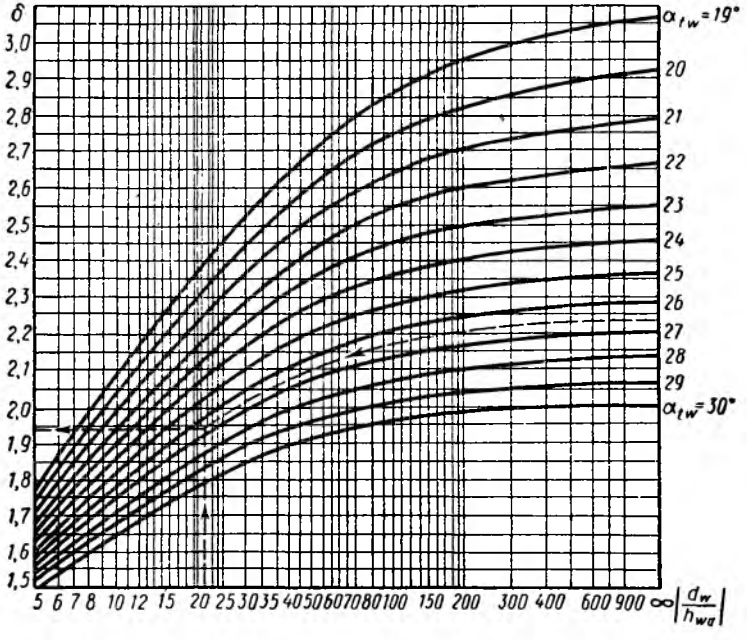


Рис. 15. График для определения коэффициентов δ_1 и δ_2.

Пример. Дано $\beta = 0$; $m = 10$ мм; $\alpha_{tw} = 26° 36'$; $d_{w1} = 210{,}15$ мм; $d_{w2} = 409{,}8$ мм; $h_{wa1} = 9{,}7$ мм; $h_{wa2} = 7{,}8$ мм.

Определить ε_α.

Величинам отношений

$$\left|\frac{d_{w1}}{h_{wa1}}\right| = \frac{210{,}15}{9{,}7} = 21{,}7 \quad \text{и} \quad \frac{d_{w2}}{h_{wa2}} = \frac{409{,}8}{7{,}8} = 52{,}5$$

соответствуют $\delta_1 = 1{,}94$ и $\delta_2 = 2{,}08$. По формулам (9) и (10)

$$\varepsilon_{a1} = \frac{1{,}94 \cdot 9{,}7}{2{,}95 \cdot 10} = 0{,}638; \quad \varepsilon_{a2} = \frac{2{,}08 \cdot 7{,}8}{2{,}95 \cdot 10} = 0{,}552; \quad \varepsilon_\alpha = 1{,}19$$

определяют по величине $d_{w2}/h_{wa2} = \infty$, можно принять также $\delta_2 \approx \approx \sin^{-1} \alpha_{tw}$.

Рекомендуется также выполнять условие $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}2$ при $\beta = 0$ и $\varepsilon_\alpha \geqslant 1$ при $\beta \neq 0$.

Примечание.
Если в прямозубой передаче

$$\varepsilon_{a2} > 0{,}4\, d_{w1} p_{bt}^{-1} \sin \alpha_{tw},$$

то следует принять $\varepsilon_{a_2} = 0{,}4 d_{w_1} p_{bt}^{-1} \sin \alpha_{tw}$. Необходимость этой проверки возникает при сравнительно малых z_1, например при $z_1 < 19$, если $x_1 \leqslant 0$. Когда

$$\varepsilon_{a1} > 0{,}4\, d_{w2} p_{bt}^{-1} \sin \alpha_{tw},$$

то следует принять $\varepsilon_{a_1} = 0{,}4 d_{w_1} p_{bt}^{-1} \sin \alpha_{tw}$. Последнее условие относится к сравнительно редким случаям при малой величине z_2 (например, $z_2 < 19$, если $x_2 \leqslant 0$).

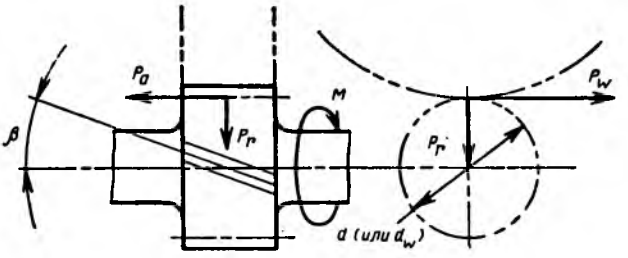


Рис. 16. Составляющие нормального усилия в зацеплении цилиндрической передачи

Усилия в зацеплении. При определении усилий в зацеплении пренебрегают силами трения, вызванными скольжением профилей; распределенную нагрузку заменяют сосредоточенной силой, приложенной

3. Усилия в зацеплении цилиндрических зубчатых колес

Усилие	Прямозубые	Косозубые	Шевронные
Окружное	$P_w = \frac{2M}{d_w}$	$P_w = \frac{2M}{d}$	$P_w = \frac{2M}{d}$
Радиальное	$P_r = P_w \operatorname{tg} \alpha$	$P_r = P_w \operatorname{tg} \alpha_{tw}$	
Осевое	$P_a = 0$	$P_a = P_w \operatorname{tg} \beta_w$	$P_a = 0$
Нормальное	$P_n = \frac{P_w}{\cos \alpha_{tw}}$	$P_n = \frac{P_w}{\cos \alpha_{tw} \cos \beta_b}$	
Примечание. Если $x_2 + x_1 = 0$, то $d_w = d$ и $\alpha_{tw} = \alpha = 20°$ при $\beta = 0$ и $\alpha_{tw} = \alpha_t$ при $\beta \neq 0$.			

в середине зубчатого венца. В действительности из-за неравномерного распределения нагрузки по ширине зубчатого венца результирующая сила смещена от середины зубчатого венца. Однако это смещение не превышает $^1/_6 b_\omega$, и им можно пренебречь при определении усилий в опорах и расчете валов на прочность.

Формулы для определения нормального усилия и его составляющих (рис. 16) приведены в табл. 3.

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Современные станки позволяют изготовлять конические передачи с межосевым углом $\sum = 10° \div 170°$, наиболее распространены передачи с $\sum = 90°$ (рис. 17).

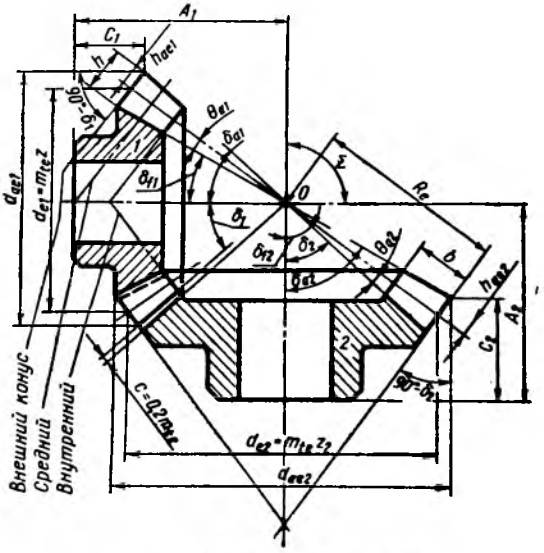


Рис. 17. Коническая передача

Обозначения основных параметров по ГОСТ 16530—70 и 19325—73:

d_e — внешний делительный диаметр;

d_m — средний делительный диаметр;

$K_{be} = \dfrac{b}{R_e}$ — коэффициент ширины зубчатого венца, отнесенный к R_e;

m_n — нормальный модуль в середине ширины зубчатого венца;

m_{te} — внешний окружной модуль;

R_e — внешнее делительное конусное расстояние;

β_{nm} — угол наклона зуба в середине ширины зубчатого венца;

δ — угол между осью и образующей делительного конуса;

Σ — межосевой угол.

Аксоиды в относительном движении конических зубчатых колес называют начальными конусами. Конус, являющийся аксоидом данного зубчатого колеса в движении его относительно производящего конического зубчатого колеса, называют делительным. Если начальный и делительный конусы совпадают (что бывает очень часто), то применяют термин «делительный конус».

Конус, соосный с данным коническим зубчатым колесом, с образующей, перпендикулярной к образующей делительного конуса, называют дополнительным. Различают внешний, внутренний и средний дополнительные конусы.

Сечение конического зубчатого колеса дополнительным конусом называют торцовым. Расстояние между внешним и внутренним торцами зубчатого колеса, измеренное по образующей делительного конуса, называют шириной зубчатого венца. Зубчатый венец ограничивается также конусами вершин зубьев и впадин, углы образующих которых с осью обозначают δ_a и δ_f. Угол между образующими конусов делительного и вершин обозначают θ_a, а угол между образующими конусов делительного и впадин — θ_f.

Окружность, полученная пересечением поверхностей конусов делительного и дополнительного, называется делительной, в пересечении с дополнительными конусами внешним и средним — соответственно внешней делительной — d_e и средней — d_m.

Длины отрезков образующей делительного конуса от его вершины до d_e и d_m называют делительными конусными расстояниями соответственно внешним R_e и средним R_m.

Шаги на окружностях d_e и d_m называют окружными шагами соответственно внешним p_{te} и средним p_{tm}.

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{p_{te}}{\pi}.$$

Средний окружной модуль

$$m_{tm} = \frac{p_{tm}}{\pi};$$

далее

$$d_e = m_{te}z; \quad d_m = m_{tm}z.$$

При расчетах конических передач с непрямыми зубьями используют нормальный модуль m_n в середине ширины зубчатого венца:

$$m_n = m_{tm}\cos\beta_{nm},$$

здесь β_{nm} — угол наклона линии зуба (точнее — средней делительной линии зуба) в середине ширины зубчатого венца.

Передаточное отношение

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Из равенства

$$\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$$

следует:

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{\sin\Sigma}{u + \cos\Sigma}; \quad \delta_2 = \Sigma - \delta_1. \tag{11}$$

Отношение $b/R = K_b$ называют коэффициентом ширины зубчатого венца. Коэффициент ширины, отнесенный к R_e,

$$K_{be} = \frac{b}{R_e}.$$

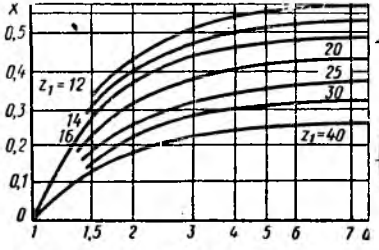


Рис. 18. График для определения коэффициента смещения ($x_1 = -x_2 = x$) прямозубых конических передач

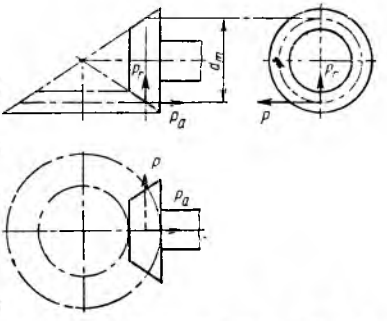


Рис. 19. Составляющие P, P_a и P_r нормального усилия, действующего на коническое зубчатое колесо

Конические зубчатые колеса выполняют с прямыми, косыми и круговыми зубьями (см. рис. 3).

Область применения косозубых конических передач ограничена, так как они отличаются повышенной чувствительностью к погрешностям изготовления и монтажа, а станки для их изготовления малопроизводительны в сравнении со станками, предназначенными для зубчатых колес с криволинейными зубьями.

Передачи с круговыми зубьями (см. рис. 3, *в*) менее чувствительны к погрешностям зацепления и к изменениям во взаимном расположении шестерни и колеса.

Формулы для определения основных размеров прямозубых конических передач, соответствующих исходному контуру по ГОСТ 13754—68*, приведены в табл. 4. График для определения коэффициента смещения x дан на рис. 18. Расчет геометрии этих передач дан в ГОСТ 19624—74. Расчет геометрии конических передач с круговыми зубьями дан в ГОСТ 19326—73.

Усилия в зацеплении (рис. 19). Окружное усилие

$$P = \frac{2M_1}{d_{m1}} = \frac{2M_2}{d_{m2}}, \tag{12}$$

где M_1 и M_2 — вращающие моменты шестерни и колеса; формулы для определения d_{m1} и d_{m2} даны в табл. 4.

4. Формулы для определения основных размеров конических прямозубых передач с $x_1 + x_2 = 0$ и $\sum = 90°$ (см. рис. 18)

Обозначения	Формулы	Обозначения	Формулы
m_{te}	Согласовывается со стандартным рядом	R_e	$R_e = 0{,}5 m_{te} z_c$
d_{e1} d_{e2}	$d_{e1} = m_{te} z_1$; $d_{e2} = m_{te} z_2$	K_{be}	$K_{be} = \frac{2\nu}{u + \nu}$, но не более 0,35; $\nu = 0{,}6$ при консольной шестерне и $\nu = 0{,}8$ при опорах, расположенных по обе стороны от шестерни в непосредственной близости от зубчатого венца
	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	b	$b = K_{be} R_e \leqslant 10 m_{te}$
c	$c = 0{,}2 m_{te}$	θ_{f1} θ_{f2}	$\theta_{f1} = \operatorname{arctg} \frac{h - h_{a1}}{R_e}$ $\theta_{f2} = \operatorname{arctg} \frac{h - h_{a2}}{R_e}$
x_1, x_2	$x_1 = -x_2 = x$ (см. рис. 18)		
h_{ae1} h_{ae2} h	$h_{ae1} = m_{te}(1 + x_1)$ $h_{ae2} = m_{te}(1 + x_2)$ $h = 2m_{te} + c$	δ_{a1} δ_{a2}	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$
δ_1 δ_2	$\operatorname{tg} \delta_1 = u^{-1}$ $\delta_2 = 90° - \delta_1$	δ_{f1} δ_{f2}	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
d_{ae1} d_{ae2}	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$	A_1 и A_2	По конструктивным соображениям
d_{m1} d_{m2}	$d_{m1} = (1 - 0{,}5K_{be}) d_{e1}$ $d_{m2} = (1 - 0{,}5K_{be}) d_{e2}$	C_1 C_2	$C_1 = A_1 - 0{,}5 d_{e1} \operatorname{ctg} \delta_1 + h_{ae1} \sin \delta_1$ $C_2 = A_2 - 0{,}5 d_{e2} \operatorname{ctg} \delta_2 + h_{ae2} \sin \delta_2$

Для прямозубых передач

$$\left.\begin{aligned} P_r &= P \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1; \\ P_a &= P \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1. \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

Для ведущего колеса конических передач с непрямыми зубьями

$$\left.\begin{aligned} P_a &= P \cos^{-1} \beta_{nm} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \pm \sin \beta_{nm} \cos \delta); \\ P_r &= P \cos^{-1} \beta_{nm} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \mp \sin \beta_{nm} \sin \delta); \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

для ведомого колеса

$$\left.\begin{aligned} P_a &= P \cos^{-1} \beta_{nm} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \mp \sin \beta_{nm} \cos \delta); \\ P_r &= P \cos^{-1} \beta_{nm} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \pm \sin \beta_{nm} \sin \delta). \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

Направление вращения конического колеса по часовой стрелке, если смотреть на него от вершины, называют правым, противоположное — левым. Поэтому как показано на рис. 20, в формулах (14) и (15) надо брать верхний знак, если направления вращения и винтовой линии зуба совпадают, и нижний — в противном случае.

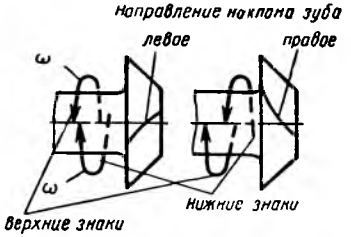


Рис. 20. Схема к выбору знаков в формулах (14) и (15)

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Выход из строя зубчатых колес связан либо с поломкой зубьев, либо с разрушением их рабочих поверхностей.

В качестве одного из критериев, характеризующих степень загруженности рабочих (активных) поверхностей зубьев, широкое распространение в расчетной практике получило напряжение смятия σ_H, определяемое по формуле Герца для цилиндров, касающихся по общей образующей.

В ГОСТ 21354—75 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность» расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления определяют по базирующейся на формуле Герца зависимости

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u}} \leqslant [\sigma]_H; \tag{16}$$

здесь

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}};$$

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi (1 - \nu^2)} \cdot \frac{2E_1E_2}{E_1E_2}};$$

для стальных шестерни и колеса модули упругости $E_1 = E_2 = 2{,}15 \times 10^6$ кгс/см^2, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}3$ и $Z_M = 866$ кгс$^{1/2}$/см;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

для прямозубых передач и

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

для косозубых передач.

Удельная расчетная окружная сила w_{Ht} определяется по формуле

$$w_{Ht} = \frac{2M_{H2}}{b_w d_{w2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}. \qquad (17)$$

Здесь M_{H2} — исходный расчетный момент колеса, а остальные коэффициенты пояснены на стр. 585.

В методике расчета зубчатых передач на выносливость активных поверхностей зубьев (см. рекомендуемое приложение к ГОСТ 21354—75) указана возможность использования зависимостей с коэффициентом контактных напряжений $C_H = (\sigma_H / Z_H)^2$ и силовым фактором

$$k_0 = \frac{2M_{H2}(u+1)}{b_w d_{w2}^2}.$$

Формулы с коэффициентом C_H и силовым фактором k_0 получают из зависимостей (16) и (17) с помощью следующих преобразований:

$$\left.\begin{aligned} \frac{2M_{H2}(u+1)}{b_w d_w^2} &= \left(\frac{\sigma_H}{Z_H}\right)^2 \frac{1}{(Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} = k_0; \\ \frac{2[M_{H2}](u+1)}{b_w d_{w2}^2} &= \left(\frac{[\sigma]_H}{Z_M}\right)^2 \frac{1}{(Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} = [k_0]. \end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

Зависимости (18) в табл. 5 и 6 распространены на передачи с внешним и внутренним зацеплением с учетом переменности приведенного радиуса кривизны и перераспределением нагрузок среди зон зацепления по обе стороны полюсной линии.

В основу расчета на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев в работе [15] положена формула Герца для определения максимальных напряжений смятия в зоне контакта двух цилиндров с параллельными осями

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu)^2} \cdot \frac{q_n}{\rho_{пр}}} \leqslant [\sigma]_H,$$

где $E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — приведенный модуль упругости, кгс/см^2;

E_1, E_2 — модули упругости материалов шестерни и колеса, кгс/см^2;

ν — коэффициент Пуассона;

q_n — нормальная к поверхности удельная нагрузка, кгс/см;
ρ — приведенный радиус кривизны;

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2};$$

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \sin\alpha}{2}; \quad \rho_2 = \frac{d_{w2} \sin\alpha}{2};$$

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{2(u \pm 1)}{u d_{w1} \sin\alpha}$$ (знак «плюс» для наружного зацепления, «минус» для внутреннего).

С учетом приведенных соотношений для передач без коррекции расчетная зависимость имеет вид

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{q}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

Здесь $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ — коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей, при $\alpha = 20°$ $Z_H = 1{,}77$; $Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\nu^2)}}$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес; для стальных колес $Z_M = 866$ кгс$^{1/2}$/см; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_a}{3}}$ — коэффициент, учитывающий торцовое перекрытие ε_a; при среднем значении $\varepsilon_a = 1{,}6$ принимают $Z_\varepsilon \approx 0{,}9$.

После подстановки указанных значений коэффициентов в предыдущую формулу и замены $q = \frac{2M_2K}{d_2 b}$, $d_2 = \frac{2a_w u}{u \pm 1}$ расчетная зависимость принимает вид

$$\sigma_H = \frac{1085 Z_\varepsilon}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K (u+1)^3}{b}}.$$

При выполнении проектного расчета вводят коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_a = b/a_w$ и определяют межосевое расстояние (см):

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1085 Z_\varepsilon}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{M_2 K}{\psi_a}},$$

где $K = K_\beta K_v$ — коэффициент нагрузки; K_β — коэффициент концентрации нагрузки; K_v — коэффициент динамичности нагрузки.

Для предварительных расчетов можно принимать $K = 1{,}3 \div 1{,}5$; большее значение выбирают при несимметричном расположении колес.

Для передач с угловой коррекцией коэффициент 1085 умножают на $\sqrt{\frac{\sin 40°}{\sin 2\alpha_w}}$, где α_w — угол зацепления корригированной пары.

При расчете косозубых и шевронных колес на контактную выносливость учитывают повышение несущей способности передач из-за увеличения длины контактных линий и радиусов кривизны профилей; при $z_1 \geqslant 20$

$$\sigma_H = \frac{870}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K K_{H\alpha} (u \pm 1)^3}{b}};$$

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{870}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{M_2 K K_{H\alpha}}{\psi_a}}.$$

Здесь коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями; при степени точности 7 и окружной скорости $v = 1 \div 20$ м/с $K_{H\alpha} = 1 \div 1{,}1$; при степени точности 8 $K_{H\alpha} = 1{,}05 \div 1{,}2$ (примеч. редактора — С. А. Чернавского).

Расчетные формулы приведены в табл. 5 и 6.

5. Формулы для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев

Проверочный расчет	Проектировочный расчет
Передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами	
$k_0 = \frac{2M_{H_2}(u \pm 1)}{b_w d_{w2}^2} \leqslant [k_0]$ (1)	$a_w \geqslant (u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{M_{H_2}(u \pm 1)}{4u^2 [k_0] \Psi_{bd}}}$ (3)
	$a_w \geqslant (u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{M_{H_2}}{2u^2 [k_0] \Psi_{ba}}}$ (3а)
$\frac{[P]}{b_w} = \frac{d_{w2}[k_0]}{u \pm 1}$ (2)	$b_w \geqslant \frac{2M_{H_2}(u \pm 1)}{d_{w2}^2 [k_0]}$ (4)
Реечные передачи	
$k_0 = \frac{P}{b_w d_1} \leqslant [k_0]$ (5)	$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{P}{\Psi_{bd}[k_0]}}$
	$b_w \geqslant \frac{P}{d_1 [k_0]}$
Передачи с коническими зубчатыми колесами	
$k_0 = \frac{4{,}5M_{H_2} u \sin\sum}{(1 - k_{be}) k_{be} d_{e2}^3} \leqslant [k_0]$	$d_{e2} \geqslant \sqrt[3]{\frac{4{,}5M_{H_2} u \sin\sum}{(1 - k_{be}) k_{be} [k_0]}}$

Примечания: 1. Верхний знак относится к внешнему зацеплению, а нижний — к внутреннему.
2. Линейные величины в сантиметрах, а M_{H_2} в кгс·см.
3. Величину $[k_0]$ определяют по табл. 6.

6. Значения $[k_0]$ для зубчатых передач

Прямозубые цилиндрические и конические передачи

$$[k_0] = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha} [C_H] \frac{\sin 2\alpha_{tw}}{2K_{H\beta}K_{Hv}}. \quad (1)$$

При $x_1 \pm x_2 = 0$

$$[k_0] = \frac{0{,}96}{4 - \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{[C_H]}{K_{H\alpha}K_{Hv}}. \quad (2)$$

Величина $[C_H]$ в формулах (1) и (2) равна меньшему из двух значений $[C_{H1}]$ и $[C_{H2}]$

Косозубые цилиндрические передачи

При $x_1 = x_2 = 0$

$$[k_0] = \frac{([C_{H1}] + [C_{H2}])\,\vartheta_\text{ц}}{2K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}}, \quad (3)$$

если $z_1 \geqslant 25$ $(g - 0{,}7)$, но не менее 13, и величина $g \leqslant 1{,}8$.

В остальных случаях

$$[k_0] = \frac{\varepsilon_{\alpha 1}\delta_1 [C_{H\,I}] + \varepsilon_{\alpha 2}\delta_\text{II} [C_{H\,II}]}{Z_H^2 K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}}. \quad (4)$$

В формуле (3) значения $\vartheta_\text{ц}$ из рис. 28. В формуле (4) величина $[C_{H1}]$ равна меньшему из двух значений $[C_{H2}]$ и $\mu_{K1}[C_{H1}]$, а величина $[C_{H\,II}]$ — меньшему из двух значений $[C_{H\,I}]$ и $\mu_{K2}[C_{H2}]$; значения $\varepsilon_{\alpha 1}$ и $\varepsilon_{\alpha 2}$ определяют по рис. 14; величины δ_I и δ_II — по рис. 15; величины μ_{K1} и μ_{K2} при $v \leqslant 25$ м/с определяют по формулам

$$\mu_{K1} = \frac{36}{\sqrt{HB_1}}, \quad \mu_{K2} = \frac{36}{\sqrt{HB_2}}; \quad (5)$$

Z_H^2 — по рис. 29.

Примечания: 1. При расчете по формуле (3) величина g равна отношению большего из двух значений $[C_{H1}]$ и $[C_{H2}]$ к меньшему, а при расчете по формуле (4) величина g равна отношению большего из двух значений $[C_{H\,I}]$ и $[C_{H\,II}]$ к меньшему.

2. При расчете по формулам (3) и (4) величина g не должна превышать $[g]$: $g \leqslant [g] = 2{,}7 - 0{,}1v \geqslant 1{,}25$ при $HB_2 \leqslant HB$ 350 и $g \leqslant [g] = 1{,}9 - 0{,}1v \geqslant 1$ при $HB_1 > HB$ 350 и $HB_2 > HB$ 350.

Пример. В косозубой передаче с $HB_2 < HB$ 350, $[C_{H\,I}] = 36$ кгс/см², $[C_{H\,II}] = 80$ кгс/см², $v = 8$ м/с

$$g = \frac{80}{36} = 2{,}2 \text{ и } [g] = 2{,}7 - 0{,}1 \cdot 8 = 1{,}9.$$

Здесь $g > [g]$, и поэтому принимают

$$[C_{H\,II}] = [C_{H\,I}]\,[g] = 36 \cdot 1{,}9 = 66{,}4 \text{ кгс/см}^2.$$

Конические передачи с круговыми зубьями

Ориентировочное значение $[k_0]$ определяется по формуле

$$[k_0] = \frac{[C_H]\,\vartheta_\text{К}}{K_{H\beta}K_{Hv}}. \quad (6)$$

Величина $[C_H]$ в формуле (6) равна меньшему из двух значений $[C_{H1}]$ и $[C_{H2}]$; коэффициент $\vartheta_\text{К}$ находят по рис. 30.

МЕТОД РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ ЗУБЬЕВ

Основными исходными параметрами являются передаточное отношение u, механические характеристики зубчатых колес и режим работы — законы изменения нагрузки и частоты вращения.

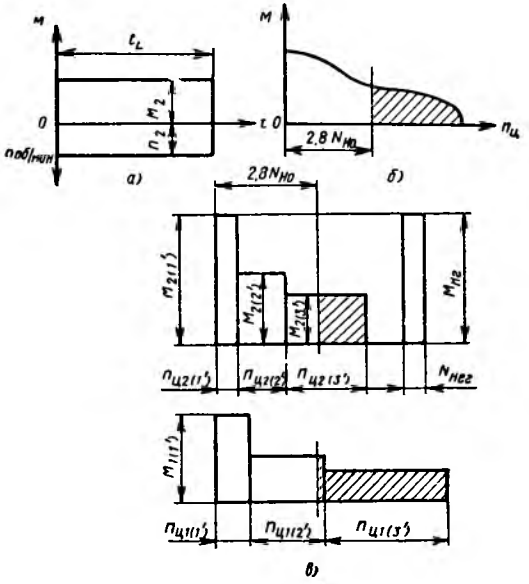


Рис. 21. Графики нагрузок на зубчатые колеса

Расчет на контактную прочность поверхностей зубьев выполняют по формулам табл. 5 и 6 в следующем порядке:

1. Исходный расчетный момент M_{H_2} приравнивают к максимальному из действующих моментов. При постоянной нагрузке $M_{H2} = M_2$ (рис. 21, *а*); при переменной $M_{2H} = M_{2\,(1')}$ (рис. 21, *б*, *в*).

2. Окружная скорость (м/с)

$$v = \frac{\pi\, d_w n}{60 \cdot 10^2},$$

здесь d_w начальный диаметр, см.

Для конических передач

$$v_m = \frac{\pi\, d_m n}{60 \cdot 10^2},$$

где $d_m = (1 - K_{be})\, d_e$.

3. Коэффициент $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ находят по рис. 22 и 23.

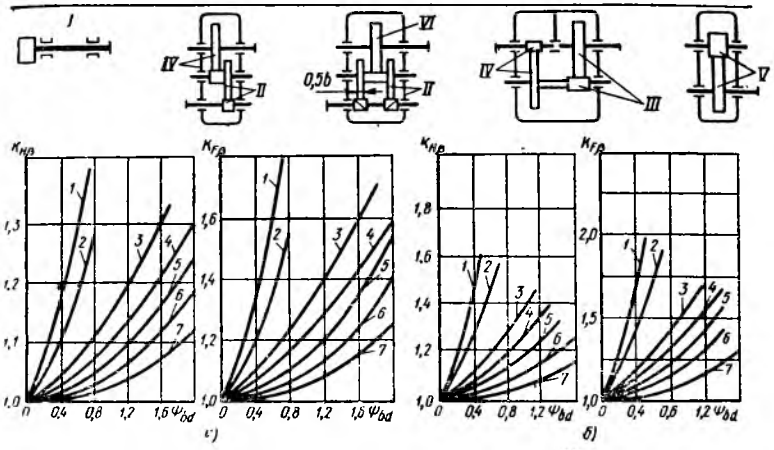


Рис. 22. График для определения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для цилиндрических передач с эвольвентным зацеплением:

а — твердость рабочих поверхностей зубьев $\leqslant HB$ 350 (или $HB_1 > HB$ 350 и $HB_2 \leqslant HB$ 350); *б* — твердость рабочих поверхностей зубьев $> HB$ 350; *1* — передача I (опоры на шариковых подшипниках); *2* — передача I (опоры на роликовых подшипниках); *3* — передача II; *4* — передача III; *5* — передача IV; *6* — передача V; *7* — передача VI (пример на стр. 627)

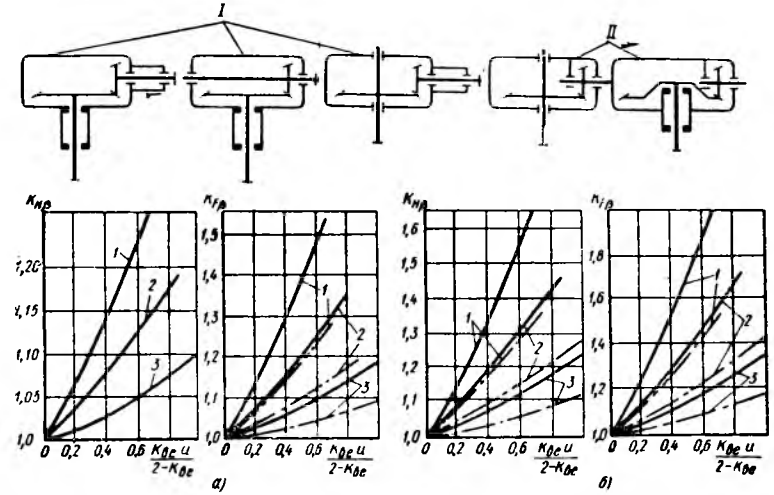


Рис. 23. Графики для определения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для конических передач:

а — твердость рабочих поверхностей зубьев $\leqslant HB$ 350 (или $HB_1 > HB$ 350 и $HB_2 \leqslant HB$ 350); *б* — твердость рабочих поверхностей зубьев $> HB$ 350; *1* — передача I (опоры на шариковых подшипниках); *2* — передача I (опоры на роликовых подшипниках); *3* — передача II, штрихпунктирными линиями даны кривые для конических передач с круговыми зубьями. Для этих передач при $HB_2 < HB$ 350 (а также при $HB_1 < HB$ 350 и $HB_2 < HB$ 350) следует принимать $K_{H\beta} = 1$

Примеры 1. Определить $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для тихоходной ступени передачи IV при твердости рабочих поверхностей зубьев $<HB$ 350 и $\psi_{bd} = b_w/d_{w1} = 1{,}25$. По рис. 22, *а* на кривых *5*, соответствующих передаче IV, при $\psi_{bd} = 1{,}25$, находят $K_{H\beta} \approx 1{,}1$ и $K_{F\beta} \approx 1{,}2$.

2. Определить $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ конической передачи с круговыми зубьями. Дано: шестерня консольная установлена на шариковых подшипниках, твердость поверхностей зубьев $HB_1 \approx HB$ 280, $HB_2 \approx HB$ 250; $K_{be} = 0{,}25$; $u = 3$; $\sum = 90°$. По рис. 23, *б* при $\frac{K_{be}u}{2 - K_{be}} = \frac{0{,}25 \cdot 3}{2 - 0{,}25} = 0{,}43$ $K_{F\beta} \approx 1{,}15$ (см. штрихпунктирную линию)

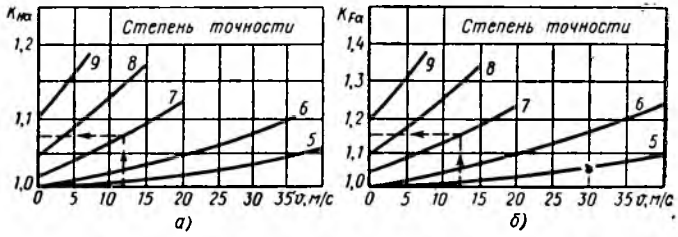


Рис. 24. График для определения коэффициентов $K_{H\alpha}$ (*а*) и $K_{F\alpha}$ (*б*). При тщательной приработке и степени точности 6 и выше $K_{H\alpha} = 1$ и $K_{F\alpha} = 1$

4. Коэффициент $K_{H\alpha} = 1$ при $\beta = 0$; при $\beta \neq 0$ выбирается по рис. 24.

5. Динамический коэффициент K_{Hv} определяют по формуле

$$K_{Hv} = 1 + \nu_H, \tag{19}$$

в которой для цилиндрических передач

$$\left.\begin{aligned} \nu_H &= \frac{b_w d_{w2} w_{Hv}}{2{,}1 M_{H_2} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ \text{и} \\ w_{Hv} &= \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \end{aligned}\right\} \tag{20}$$

и для конических передач

$$\left.\begin{aligned} \nu_H &= \frac{b_w d_{m2} w_{Hv}}{2{,}1 M_{H_2} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ \text{и} \\ w_{Hv} &= \delta_H g_0 v_m \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}}. \end{aligned}\right\} \tag{20а}$$

Значения δ_H и g_0 даны в табл. 7 и 8. Если найденное по формуле (20) или (20а) значение w_{Hv} превышает w_{max} (табл. 9), то принимать $w_{Hv} = w_{max}$. При $\beta = 0$ в формулах (20) и (20а) принять $K_{H\alpha} = 1$. Окружные скорости v и v_m в формулах (20) и (20а) в м/с.

7. Значения δ_H и δ_F

Значения HB_1 и HB_2	Вид зубьев	δ_H		δ_F	
		I	II	I	II
$HB_2 \leqslant HB350$ (или $HB_1 \leqslant HB350$ и $HB_2 \leqslant HB350$)	Прямые	0,20	0,133	0,50	0,33
	Непрямые	0,06		0,20	
$HB_1 > HB350$ и $HB_2 > HB350$	Прямые	0,44		0,50	0,33
	Непрямые	0,13		0,20	

Примечание. I — для прямозубых передач без модификации (нефланкированных); II — для прямозубых с модификацией (фланкированных).

8. Значения g_0

Модуль m, мм	Значения g_0 при степени точности по ГОСТ 1643—72 и 1758-56					
	4	5	6	7	8	9
До 3,55	2,0	2,6	3,3	4,0	4,7	5,8
Св. 3,55 до 10	2,2	3,2	4,2	5,3	6,3	8,3
Св. 10	—	3,9	5,0	6,3	8,6	12

9. Значения w_{max}

Модуль m, мм	Значения w_{max} (кгс/см) при степени точности по ГОСТ 1643—72 и 1758—56					
	4	5	6	7	8	9
До 3,55	32	85	160	240	380	700
Св. 3,55 до 10	53	105	194	310	410	880
Св. 10	—	150	250	450	590	1050

Если с шестерней жестко связана массивная деталь (например, зубчатое колесо, надетое на вал — шестерню в непосредственной близости от этой шестерни) с моментом инерции в γ раз большим, чем у шестерни, то w_{Hv}, а также w_{Fv} надо увеличить в $\sqrt{(1+u^2)\gamma/(u^2+\gamma)}$ раз.

Для ориентировочных расчетов можно принимать значения K_{Hv} и K_{Fv} по таблице.

Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} для цилиндрических колес (в числителе для прямозубых, в знаменателе — для косозубых)

Степень точности	Твердость рабочей поверхности зубьев HB	Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} при окружной скорости v, м/с			
		До 3	3—8	8—12,5	12,5—30
6	≤350 >350	1/1 1/1	1,2/1 1,15/1	1,3/1,1 1,25/1	1,45/1,2 1,35/1,1
7	≤350 >350	1,15/1 1,15/1	1,35/1 1,25/1	1,45/1,2 1,35/1,1	—/1,3 —/1,1
8	≤350 >350	1,25/1,1 1,2/1,1	1,45/1,3 1,35/1,2	—/1,4 —/1,3	— —

(*Примеч. редактора* С. А. Чернавского)

6. Допускаемый коэффициент контактных напряжений

$$[C_H] = [C_{Hr}]\, Z_v^2 Z_R^2 K_{Hx}^2 K_{HL}^2. \qquad (21)$$

Значения $[(C_{Hr}]$ даны в табл. 10 и 11; значения Z_v^2 определяют по рис. 25.

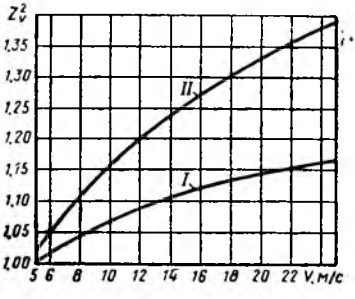


Рис. 25. График для определения коэффициента Z_v^2:

I — для твердости ≤ *HB* 350; *II* — для твердости > *HB* 350

При $v \leqslant 5$ м/с принимают $Z_v^2 = 1$.

Если $d_{w2} \leqslant 700$ мм, то принимают $K_{Hx} = 1$;

при $d_w \geqslant 700$ мм $K_{Hx} = 1{,}05 - 10^{-4} d_w$, где d_w в мм.

Определение коэффициента K_{HL} дано в п. 9.

7. Значения Z_R^2:

при параметре шероховатости поверхности $Ra = 1{,}25$ мкм $Z_R^2 = 1$;

при параметре шероховатости поверхности $Rz = 20$ мкм $Z_R^2 = 0{,}85$.

8. Эквивалентное число циклов при постоянной нагрузке

$$N_{HE} = 60 n \gamma_n t_L. \qquad (22)$$

10. Значения $[\sigma]_{Hr}$ и $[C_{Hr}]$ для передач стальными зубчатыми колесами при твердости поверхностей зубьев $\leqslant HB$ 350

Твердость поверхностей зубьев HB	$[\sigma]_{Hr}$	$[C_{Hr}]$, кгс/см²	Твердость поверхностей зубьев HB	$[\sigma]_{Hr}$	$[C_{Hr}]$, кгс/см²
180	3910	20,4	270	5540	41,0
190	4090	22,3	280	5730	43,7
200	4270	24,3	290	5910	46,6
210	4460	26,5	300	6090	49,5
220	4640	28,7	310	6280	52,5
230	4820	31,0	320	6460	55,6
240	5000	33,3	330	6640	58,7
250	5180	35,8	340	6820	62,0
260	5370	38,4	350	7000	65,3

Примечание. Для передач, преждевременный выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, табличные значения $[C_{Hr}]$ снижают на 15—25%.

11. Значения $[C_{Hr}]$ и $[\sigma_{Hr}]$, кгс/см², для передач со стальными шестерней и колесом при твердости поверхности зубьев $> HRC$ 38

Материал и термообработка	Значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев HRC			
		40	44	48	52
Цементация и нитроцементация легированной стали	$[\sigma_{Hr}]$ $[C_{Hr}]$	—	—	—	—
Поверхностная закалка легированной стали	$[\sigma_{Hr}]$ $[C_{Hr}]$	7330 71,7	7900 83,2	8470 95,6	9030 108,8

Материал и термообработка	Значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев HRC			
		54	56	60	64
Цементация и нитроцементация легированной стали	$[\sigma_{Hr}]$ $[C_{Hr}]$	10 360 143	10 750 154	11 490 176	12 280 201
Поверхностная закалка легированной стали	$[\sigma_{Hr}]$ $[C_{Hr}]$	9320 115,7	9600 122,9	—	—

Примечание. Для передач, преждевременный выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, табличные значения $[C_{Hr}]$ снижаются на 15—25%.

здесь γ_n — число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с одноименными профилями рассчитываемого зубчатого колеса и передающих равные нагрузки; t_L — продолжительность работы под нагрузкой за полный срок службы (см. рис. 21, *а*).

При $\gamma_{n1} = \gamma_{n2} = 1$

$$\left.\begin{aligned} N_{HE_2} &= 60 n_2 t_{L1} \\ N_{HE_1} &= u N_{HE_2}. \end{aligned}\right\} \qquad (23)$$

При действии переменных нагрузок задается циклограмма, на которой по горизонтальной оси откладывается число циклов изменения напряжений, а по вертикальной — величины моментов. Нагрузки, найденные на основании статистической обработки замеров или из расчета, располагают на циклограмме в порядке убывания с индексами (1), (2′) . . ., а соответствующие им числа циклов перемен напряжений за полный срок службы обозначают $n_{ц\,(1')}$, $n_{ц\,(2')}$ . . (см. рис. 21, *в*).

Момент M_{H2} в формулах табл. 5 приравнивают к максимальному (рис. 21, *в*). При действии переменных нагрузок

$$N_{HE} = \sum \left[\frac{M_i + \nu_H M_H}{M_H (1 + \nu_H)}\right]^3 n_{ц i}, \qquad (24)$$

где M_i — момент на зубчатом колесе, соответствующий i-ой нагрузке; $n_{ц i} = 60 n_i \gamma_n t_{Li}$ — число циклов при действии момента M_i; n_i — частота вращения при действии момента M_i об/мин; t_{Li} — продолжительность действия нагрузки M_i в ч за полный срок службы. Если $\nu_H \leqslant 0{,}08$, то в формуле (24) принять $\nu_H = 0$.

Здесь учитывают только те нагрузки (начиная от наибольшей), которым на циклограмме соответствует $n_ц \leqslant 2{,}8 N_{H0}$. Для случаев, показанных на рис. 21, *б* и 21, *в*, заштрихованные участки циклограмм не учитывают при определении N_{HE}.

Таким образом, заданную переменную нагрузку заменяют постоянной M_H и определяют число циклов N_{HE}, при котором нагрузка M_H оказывает то же влияние на усталостную прочность, что и заданная переменная нагрузка.

За расчетную не следует принимать наибольшую кратковременную нагрузку, если число циклов за полный срок службы

$$n_ц^п < 0{,}03 N_{HE}. \qquad (25)$$

Здесь N_{HE} определяют по формуле (24) с учетом всех действующих нагрузок, т. е. с учетом и нагрузок, заштрихованных на рис. 21, *б* и *в*. По наибольшей кратковременной нагрузке выполняют проверочный расчет по формулам табл. 5 и 6, при этом $Z_v^2 = Z_R^2 = K_{Hx}^2 = 1$ и $K_{HL}^2 = 6{,}5$ для зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению и объемной закалке с низким отпуском, и $K_{HL}^2 = 3{,}2$ для зубчатых колес, цементованных и подвергнутых контурной закалке.

9. Коэффициент

$$K_{HL}^2 = \sqrt[3]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \qquad (26)$$

N_{H0} определяют по рис. 26.

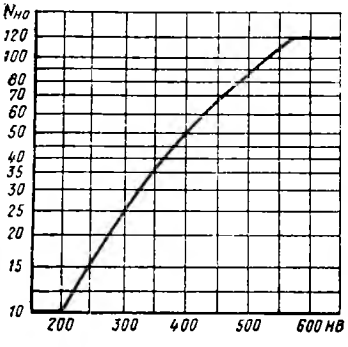


Рис. 26. Зависимость величин N_{H0} от твердости поверхностей зубьев HB

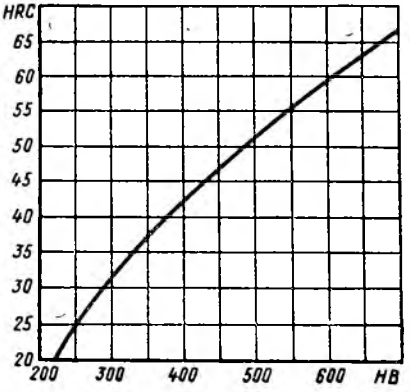


Рис. 27. График, связывающий величины HB и HRC

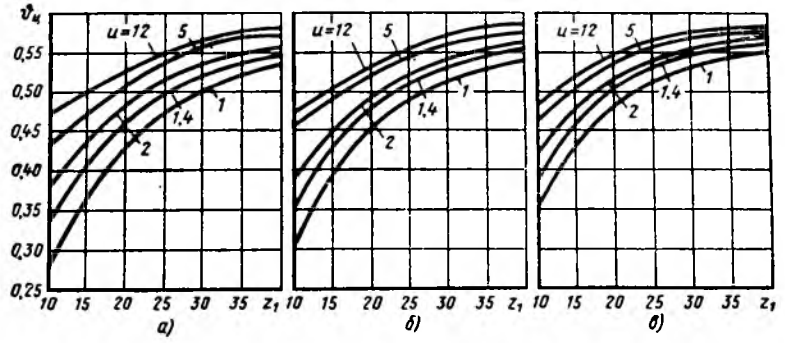


Рис. 28. Графики для определения величины $\vartheta_ц$ цилиндрических передач с $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$:

а — $\beta = 12°$; *б* — $\beta = 22°$ и *в* — $\beta = 30°$

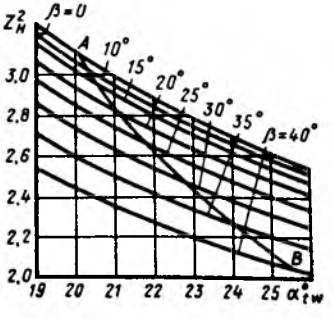


Рис. 29. График для определения величины Z_H^2. При $x_2 \pm x_1 = 0$ значения Z_H^2 представлены кривой AB

Если $N_{HE} > N_{H0}$, то в формуле (26) принять $N_{HE} = N_{H0}$. Если $N_{H0} > 12 \cdot 10^7$, то следует принять $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$.

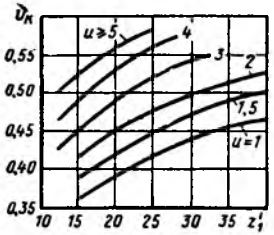


Рис. 30. График для определения величины ϑ_K конических передач с круговыми зубьями с $\beta = 30 \div 40°$, $\Sigma = 90°$ в зависимости от u и z_1'

На рис. 27 дан график, связывающий твердости по Бринелю HB и Роквеллу HRC.

Если нагрузка близка к постоянной и $N_{HE} > N_{H0}$, то

$$K_{HL}^2 = \sqrt[12]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}. \qquad (27)$$

Если $K_{HL}^2 < 0{,}8$, то следует K_{HL}^2 принимать равным 0,8.

10. Значения $\vartheta_ц$, $Z_н^2$ и $\vartheta_к$, входящих в формулы (3), (4) и (6) табл. 6, определяют по рис. 28, 29 и 30.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ИЗГИБ

Исходными параметрами являются передаточное отношение u, механические характеристики зубчатых колес и режим работы. Расчет ведут по формулам табл. 12, порядок расчета следующий:

1. Исходный расчетный момент M_{F_2} колеса и M_{F_1} шестерни приравнивают к максимальному из действующих моментов, которому соответствует число циклов перемен напряжений за полный срок службы (не менее $4 \cdot 10^4$).

2. Определяют коэффициент $K_{F\beta}$ по рис. 22 и 23.

3. Принимают $K_{F\alpha} = 1$ при $\beta = 0$; при $\beta \neq 0$ $K_{F\alpha}$ определяют по рис. 24.

4. Величина K_{Fv} определяется по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \nu_F, \qquad (28)$$

в которой для цилиндрических передач

$$\left.\begin{aligned} \nu_F &= \frac{b_w d_{w2} w_{Fv}}{2{,}1 M_{F_2} K_{F\beta} K_{F\alpha}} \\ \text{и} \quad w_{Fv} &= \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \end{aligned}\right\} \qquad (29)$$

и для конических передач

$$\left.\begin{aligned} \nu_F &= \frac{b_w d_{m2} w_{Fw}}{2{,}1 M_{F_2} K_{F\beta} K_{F\alpha}} \\ \text{и} \quad w_{Fv} &= \delta_F g_0 v_m \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}}. \end{aligned}\right\} \qquad (30)$$

12. Формулы для расчета прочности зубьев на изгиб

$\beta = 0$	$\beta \neq 0$
Передачи цилиндрические	
$\sigma_{F_1} = \dfrac{2M_{F_1}K_{F\beta}K_{Fv}Y_{F_1}Y_{\varepsilon 1}}{b_w d_1 m} \leqslant [\sigma_{F_1}]$ (1)	$\sigma_{F_1} = \dfrac{2{,}5M_{F_1}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}Y_{F_1}\cos\beta}{b_w d_1 m \varepsilon_\alpha} \leqslant [\sigma_{F_1}]$ (3)
$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1}\dfrac{Y_{F_2}Y_{\varepsilon 2}}{Y_{F_1}Y_{\varepsilon 1}} \leqslant [\sigma_{F_2}]$ (2)	$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1}\dfrac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leqslant [\sigma_{F_2}]$ (4)
Передачи конические	
$\sigma_{F_1} = \dfrac{2{,}26M_{F_1}K_{F\beta}K_{Fv}Y_{F_1}}{b_w d_{e2} m_{te}(1-K_{be})} \leqslant [\sigma_{F_1}]$ (5)	$\sigma_{F_1} = \dfrac{1{,}5M_{F_1}K_{F\beta}K_{Fv}Y_{F_1}}{b_w d_{e2} m_{t2}(1-K_{be})\cos\beta_m} \leqslant [\sigma_{F_1}]$ (7)
$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1}\dfrac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leqslant [\sigma_{F_2}]$ (6)	$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1}\dfrac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leqslant [\sigma_{F_2}]$ (8)

Примечания: 1. В формулах линейные величины (в том числе и m) в см, моменты в кгс·см.

2. Указания к нахождению величин, входящих в формулы, даны в табл. 13.

3. Если найденные по формулам (3) и (4) величины σ_{F_1} и σ_{F_2} превышают допускаемые значения, то их следует умножить соответственно на $0{,}8\varphi_{п1}$ и $0{,}8\varphi_{п2}$.

Если величина φ (см. табл. 6) удовлетворяет условию $\varphi \leqslant 1{,}1$, то принять $\varphi_{п1} = \varphi_{п2} = 1$. При окружной скорости $v \geqslant 16$ м/с следует принимать $\varphi_{п1} = \varphi_{п2} = 1$. В остальных случаях $\varphi_{п1}$ и $\varphi_{п2}$ определяют в соответствии со следующими указаниями.

Если $[C_{H\,II}] \geqslant [C_{H\,I}]$ или $[C_{H1}] \geqslant [C_{H2}]$ при расчете по формуле (3) из табл. 6, то $\varphi_{п1} = 1$ и

$$\varphi_{п2} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\varepsilon_{a2} + \frac{1}{\varphi}\varepsilon_{a1}} \text{ при } \varepsilon_{a2} \geqslant \varepsilon_{a1} \text{ и } \varphi_{п2} = 1 + \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1}\cdot\frac{2\varepsilon_{a2}}{\varepsilon_\alpha} \text{ при } \varepsilon_{a2} < \varepsilon_{a1}.$$

Если $[C_{H\,I}] > [C_{H\,II}]$ или $[C_{H2}] > [C_{H1}]$ при расчете по формуле (3) из табл. 6, то $\varphi_{п2} = 1$ и

$$\varphi_{п1} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\varepsilon_{a1} + \frac{1}{\varphi}\varepsilon_{a2}} \text{ при } \varepsilon_{a1} \geqslant \varepsilon_{a2} \text{ и } \varphi_{п1} = 1 + \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1}\cdot\frac{2\varepsilon_{a2}}{\varepsilon_\alpha} \text{ при } \varepsilon_{a1} < \varepsilon_{a2}.$$

5. Значения Y_F (Y_{F1} для шестерни и Y_{F2} для колеса) для зубчатых колес с внешними зубьями выбирают по рис. 31. Для цилиндрических прямозубых колес значения Y_{F1} и Y_{F2} выбирают в зависимости

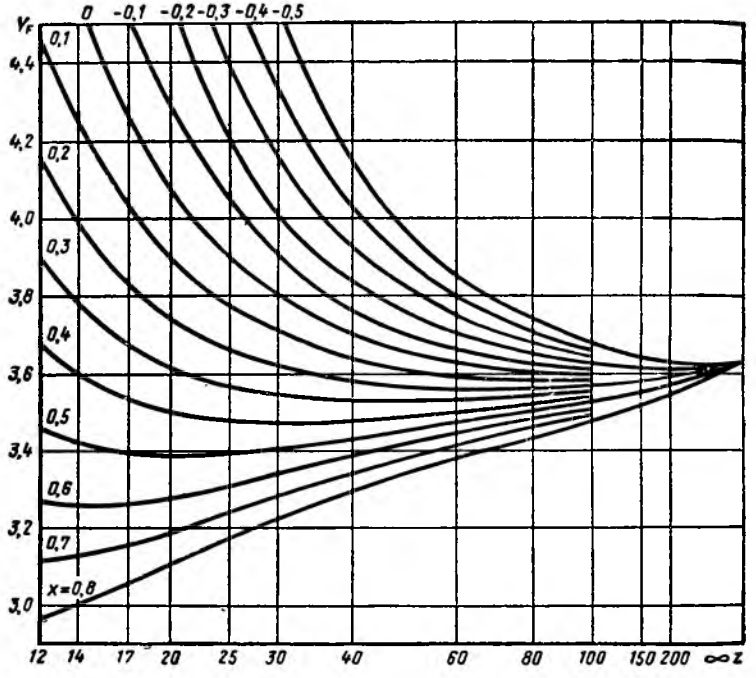


Рис. 31. График для определения величины Y_F в зависимости от z и x

от z_1 и z_2, а для косозубых — в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

$$\left.\begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos^3\beta}; \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos^3\beta}. \end{aligned}\right\} \qquad (31)$$

Для конических передач Y_{F1} и Y_{F2} выбирают по рис. 31 в зависимости от эквивалентных чисел зубьев, определяемых по формулам

$$\left.\begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos^3\beta_{nm}\cos\delta_1}; \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos^3\beta_{nm}\cos\delta_2}. \end{aligned}\right\} \qquad (32)$$

Для прямозубых конических передач $\cos\beta_{nm} = 1$.

В формулы (5)—(8) табл. 10 подставляют значения Y_F, увеличенные на 20% против найденных по рис. 31.

Первоначально следует принять $Y_{\varepsilon 1} = Y_{\varepsilon 2} = 1$. Если при этом действующие напряжения превышают допускаемые, производят уточняющий расчет.

6. Допускаемое напряжение

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_{F\,\lim 0}}{[S_F]} K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} K_{Fx} K_{FL}. \qquad (33)$$

Значения $\sigma_{F\,\lim 0}$ и $[S_F]$ даны в табл. 13. Коэффициент K_{Fg} учитывает влияние шлифования переходной поверхности, $K_{Fg} = 1$, если зубья нешлифованные или шлифованы только боковые стороны их и предусмотрено поднутрение у основания, обеспечивающее выход шлифовального круга. В остальных случаях K_{Fg} выбирают по табл. 11.

Коэффициентом K_{Fd} учитывают влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности (см. табл. 11). При отсутствии этих видов упрочнения $K_{Fd} = 1$.

7. Коэффициент $K_{Fx} = 1$ при $d_w < 400$ мм, в остальных случаях при $d_w < 3500$ мм его определяют по формуле

$$K_{Fx} = 1{,}04 \div 1{,}1 \cdot 10^{-4} d_w. \qquad (34)$$

8. Определяют величину N_{FE}. При постоянной нагрузке

$$N_{FE} = 60 n \gamma_n t_L. \qquad (35)$$

При действии переменных нагрузок

$$N_{FE} = \sum_i \left[\frac{M_i + \nu_F M_E}{M_F (1 + \nu_F)} \right]^m n_{ui}. \qquad (36)$$

Значения N_{FE} вычисляют для шестерни и колеса (N_{FE_1} и N_{FE_2}). В обоих случаях в квадратных скобках величину N_F можно приравнять к расчетному моменту M_{F1} на шестерне, а M_i — текущее значение момента шестерни ($M_{1\,(1')}$, $M_{1\,(2')}$ и т. д.); n_{ui} — число циклов изменения напряжений при действии момента M_i (n_{ui1} — для шестерни и n_{ui2} — для колеса); в формуле (36) $m = 6$ при твердости рабочих поверхностей зубьев $\leqslant HB$ 350 и $m = 9$ при твердости $> HB350$. Если $\nu_F \leqslant 0{,}08$, то в формуле (36) принять $\nu_F = 0$.

9. Коэффициент K_{FL} определяют по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \qquad (37)$$

при твердости поверхностей зубьев $\leqslant HB$ 350 и по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \qquad (38)$$

при твердости поверхностей зубьев $> HB$ 350.

Если $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$, то принимают $K_{FL} = 1$.

13. Параметры для определения допускаемых напряжений изгиба

Вид термической обработки	Твердость зубьев		$\sigma_{F\,lim b}$, кгс/см²	K_{Fg}	K_{Fd}	$[S_F]^{**}$
	поверхности *HRC*	сердцевины *HRG*				
Цементация легированных сталей (18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А и др.)	57—63	32—45	8000 *1	0,75 (0,6)	1,0 (1,2)	1,75
Нитроцементация (25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.)	57—63	32—45	7500 *2	0,75 (0,6)	1,05 (1,2)	1,75
Закалка при нагреве ТВЧ сталей, легированных с концентрацией углерода 0,6—0,8% (60ХВ, 60Х, 60ХН и др.)	54—60	25—35	7000	0,8 (0,7)	1 (1,15)	1,75
Закалка при нагреве ТВЧ сталей, легированных с концентрацией углерода 0,35—0,5% (35ХМА, 40Х, 40ХН и др.)	48—60	25—35	6500	1,0 (0,8)	1,05 (1,15)	2
Нормализация и улучшение	HB 180 $\leqslant$ HB 350		2300—9 HB	1,1 (0,9)	1,15	1,65

Продолжение табл. 13

Вид термической обработки	Твердость зубьев		$\sigma_{F\,lim_0}$, кгс/см²	K_{Fg} *3	K_{Fd} *4	$[S_F]$ *5
	поверхности HRC	сердцевины HRC				
Объемная закалка легированных сталей с содержанием углерода 0,4—0,55% (например 40Х, 40ХН, 40ХФА и др.)	45—55		6000	0,9 (0,75)	1,15	1,8
Азотирование легированных сталей (например 35ХМЮА, 38Х2МЮА, 30Х2Н2ВФА и др.)	HV от 550 до 750	23—42	$430 + 190HRC_{\text{сердц}}$		1,15 *6	2,0

*1 Это значение справедливо при глубине диффузионного слоя у переходной поверхности $(0{,}277m - 0{,}007m^2) \pm 0{,}2$ мм. Для сталей с содержанием хрома 1% и никеля более 1% принимать $\sigma_{F\,lim_0} = 9000 \div 9500$ кгс/см², если высокий отпуск после цементации проводится в безокислительной среде. При твердости сердцевины от HRC 20 до HRC 31 и свыше HRC 45 значение $\sigma_{F\,lim_0}$ следует снижать на 25%.

*2 Это значение относится к зубчатым колесам, закаливаемым с нитроцементационного нагрева с глубиной диффузионного слоя у переходной поверхности (0,13—0,2) m мм, но не более 1,2 мм. Для хромомарганцевых с молибденом сталей (например, 25ХГМ) можно принять $\sigma_{F\,lim_0} = 9500$ кгс/см².

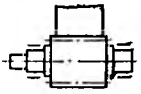
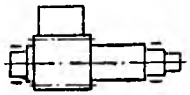
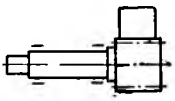
*3 Величины, приведенные в скобках, принимают в том случае, если не гарантировано отсутствие прижогов микротрещин или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности.

*4 Значения в скобках относятся к упрочнению дробью и роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

*5 Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, приведенные значения $[S_F]$ необходимо увеличить на 20—35%.

*6 Это значение относится к зубчатым колесам из стали марки 30Х2Н2ВФА.

14. Ориентировочные значения $\psi_{bd\,max} = \frac{b_w}{d_{w1}}$

Расположение опор относительно зубчатого венца	Нагрузка	$\psi_{bd\,max}$ при твердости рабочих поверхностей зубьев	
		I $HB_2 \leqslant HB\ 350$ или $HB_1 \leqslant HB\ 350$ и $HB_2 \leqslant HB\ 350$	II $HB_1 > HB\ 350$ и $HB_2 > HB\ 350$
Симметричное и вблизи зубчатого венца 	*А*	1,80 (2,40)	1,10 (1,4)
	Б	1,40 (1,90)	0,90 (1,2)
Несимметричное 	*А*	1,4 (1,90)	0,9 (1,2)
	Б	1,15 (1,65)	0,7 (1,1)
По одну сторону зубчатого венца 	*А*	0,8	0,55
	Б	0,6	0,4

Примечания: 1. Буквой *А* обозначена нагрузка, мало изменяющаяся по величине; буквой *Б* — нагрузка, резко изменяющаяся по величине.

2. В скобках даны значения ψ_{bd} для шевронных передач, для которых b_w — сумма значений ширины обоих полушевронов.

3. Обычно при твердостях рабочих поверхностей, указанных для варианта 1, рекомендуется принимать $\psi_{bd} = 0{,}8 \div 1{,}4$; для варианта 2 $\psi_{bd} = 0{,}6 \div 1{,}2$ при весьма жесткой конструкции (характерной, например, для тихоходной ступени двухступенчатого редуктора) и $\psi_{bd} = 0{,}4 \div 0{,}8$ для менее жестких конструкций. При твердости рабочих поверхностей зубьев, по варианту II, для тех же случаев рекомендуется принимать ψ_{bd} равным 0,4—0,9; 0,3—0,6 и 0,2—0,4 соответственно.

4. В судовых передачах, а также иногда в редукторах общего назначения встречаются ψ_{bd}, превышающие $\psi_{bd\,max}$. Но при этом имеется значительная неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, если не принять специальных мер для ее устранения.

10. Коэффициент K_{Fc} учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем (нереверсивном) приложении нагрузки $K_{Fc} = 1$.

Если расчетная нагрузка, действующая в одну сторону, M'_F, а в другую M''_F(причем $M'_F \geqslant M''_F$), а соответствующие им эквивалентные числа циклов перемен напряжений N'_{FE} и N''_{FE} (при этом $N'_{FE} \geqslant N''_{FE}$), то

$$K_{Fc} = 1 - \gamma_{Fc} \frac{M''_F}{M'_F}. \qquad (39)$$

При твердости зубьев $\leqslant HB$ 350 $\gamma_{Fc} = 0{,}3$. Для зубьев с поверхностным упрочнением $\gamma_{Fc} = 0{,}25$, за исключением азотированных, для которых $\gamma_{Fc} = 0{,}1$.

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При проектировании передач размеры их обычно определяют из расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев. Что же касается изгибной прочности зубьев, то при размерах b_w и d_{w1}, найденных из расчета на контактную прочность, обычно удается подобрать такое z_1 (и, следовательно, m), при котором напряжение изгиба не превышает допускаемого. Исключение составляют передачи кратковременного действия и в первую очередь реверсивные с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев.

Если не задан ни один из размеров зубчатых колес, то для цилиндрических передач обычно задаются величиной ψ_{bd} (табл. 14) или ψ_{ba}. Эти величины связаны зависимостью

$$\psi_{bd} = 0{,}5\,(u + 1)\,\psi_{ba}.$$

При заданном межосевом расстоянии определяют b_w по формуле (4) табл. 5.

Величину $[k_0]$ определяют по табл. 6. Для прямозубых цилиндрических передач со значениями $x_1 = x_2 = 0{,}5$ при проектировочном расчете

$$[k_0] = 0{,}42 \frac{[C_H]}{K_{H\beta} K_{HV}}. \qquad (40)$$

При проектировании надо задаваться величинами K_{HV} и $K_{H\alpha}$ из табл. 15. Значения $K_{H\beta}$ выбирают по рис. 22 и 23. При определении $[C_H]$ по формуле (22) принять $Z_V^2 = 1$ и $K_{Hx} = 1$.

Величину $[k_0]$, найденную с помощью перечисленных предварительных значений (K_{HV}, $K_{H\alpha}$, $[C_H]$ и др.), отмечают вверху штрихом — $[k'_0]$. Отмечают штрихом и величину a'_w, найденную по значению $[k'_0]$. Далее по значению a'_w определяют $d'_{w1} = 0{,}5a'_w\,(u \pm 1)^{-1}$,

окружную скорость, степень точности (табл. 16), $K_{H\beta}$, K_{HV}, $K_{H\alpha}$, Z_V^2 и K_{Hx}^2. Затем уточняют величину $[k_0]$ и определяют

$$a_w = a'_w \sqrt[3]{\frac{[k'_0]}{[k_0]}}. \qquad (41)$$

Выбор величины z_1. В эвольвентных передачах принимают z_1 в широких пределах, начиная обычно от 10 до 70. С увеличением z_1 при заданном d_1 уменьшается интенсивность шума, повышается плавность

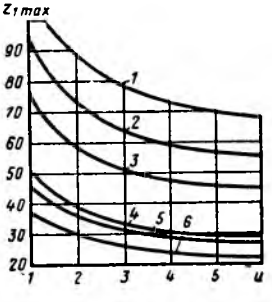


Рис. 32. Значения $z_{1\,max}$ при $N_{HE} \geqslant N_{H_0}$ в зависимости от u и твердости рабочих поверхностей зубьев при твердости:
1 — *HB* 250 при $\beta \neq 0$; *2* — *HB* 300 при $\beta \neq 0$ и *HB* 250 при $\beta = 0$; *3* — *HB* 300 при $\beta = 0$; *4* — *HRC* 58 при $\beta = 0$ и степени точности не ниже 6-й; *5* — *HRC* 58 при $\beta \neq 0$; *6* — *HRC* 58 при $\beta = 0$ и степени точности не выше 7-й (кривые *1*, *2*, *3* — термически улучшенные; кривые *3*, *4*, *5* — цементация и закалка)

работы, уменьшаются потери на трение и повышается несущая способность, лимитируемая повреждениями зубьев от заедания. Однако с ростом z_1 снижается прочность зубьев на изгиб, что и ограничивает $z_{1\,max}$.

Значения $z_{1\,max}$, при которых имеет место равнопрочность зубьев по изгибным и контактным напряжениям, приведены на рис. 32.

При реверсивной симметричной нагрузке $z_{1\,max}$ снижают примерно на 20%. При $N_{HE} < N_{H_0}$ их надо разделить на K_{HL}^2. Для передач с цементованными и закаленными зубьями значения $z_{1\,max}$ на рис. 32 даны исходя из $[\sigma_F] = 5000$ кгс/см². При $[\sigma_F] \neq 5000$ кгс/см²

$$z_1 \approx \frac{[\sigma_F]}{5000} z_{1\,max}.$$

В практике конструирования обычно назначают меньшие чем по рис. 32, значения z_1, в особенности при твердостях $<HB$ 350. При этом запас прочности по изгибу $n \gg [n]$, что компенсирует влияние трудноучитываемых факторов.

Выбор коэффициентов смещения x_1 и x_2. С ростом x увеличивается толщина зуба у основания, напряжение изгиба уменьшается, концентрация напряжений увеличивается. При малых z (а также при $x < 0$) происходит подрезание эвольвенты зуба. Минимальное значение коэффициента смещения, при котором отсутствует подрезание,

$$x_{min} = 1 - \frac{z \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta}. \qquad (42)$$

15. Ориентировочные значения K_{HV} и $K_{H\alpha}K_{HV}$

Угол наклона	Частота вращения шестерни n_1, об/мин	Твердость рабочих поверхностей зубьев					
		$HB_1 \leqslant HB\ 350$ и $HB_2 \leqslant HB\ 350$ или $HB_1 > HB\ 350$ и $HB_2 \leqslant HB\ 350$			$HB_1 > HB\ 350$ и $HB_2 > HB\ 350$		
		v_H	K_{HV}	$K_{H\alpha}K_{HV}$	v_H	K_{HV}	$K_{H\alpha}K_{HV}$
$\beta = 0$	До 600	0,15	1,15	—	0,05	1,05	—
	Св. 600 до 1200	0,25	1,25		0,10	1,10	
	Св. 1200 до 2000	0,40	1,40		0,15	1,15	
	Св. 2000	0,60	1,60		0,25	1,25	
$\beta \neq 0$	До 600	0,05	1,05	1,12	0,0	1,00	1,06
	Св. 600 до 1200	0,10	1,10	1,18	0,04	1,04	1,10
	Св. 1200 до 2000	0,15	1,15	1,25	0,06	1,06	1,15
	Св. 2000	0,20	1,20	1,30	0,10	1,10	1,25

16. Предельные окружные скорости v_{max} (м/с) для силовых передач

Вид зубьев	Вид передачи	v_{max} при степенях точности по ГОСТ 1643—72 и 1758—56				
		5 и выше	6	7	8	9
Прямые	Цилиндрические	Св. 15	До 20	До 20	До 8	До 3
	Конические	Св. 10	До 14	До 10	До 5	До 2
Непрямые	Цилиндрические	Св. 30	До 40	До 30	До 12	До 6
	Конические	Св. 20	До 25	До 16	До 8	До 4

Подрезания не происходит, если при заданном x

$$z_{min} \geqslant \frac{2(1-x)\cos\beta}{\sin^2\alpha_t}. \qquad (43)$$

При $x = 0$ и $\beta = 0$ $z_{min} \approx 17$, но и при $z = 13$ подрезание еще невелико, и смещение назначают для повышения несущей способности, зависящей от изгибной и контактной прочности зубьев. В ГОСТ 16532—70 при $\beta = 0$ для тех случаев, когда межосевое расстояние не задано, при условии $10 \leqslant z_1 \leqslant 30$ рекомендуется принимать

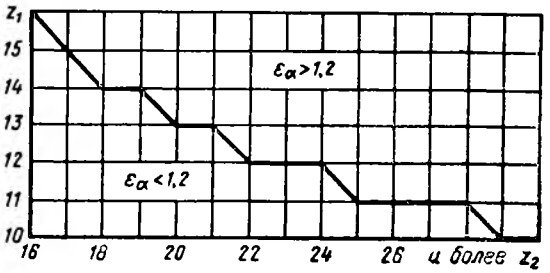


Рис. 33. График для определения нижнего предельного значения z_1 передачи с $x_1 = x_2 = 0{,}5$ в зависимости от z_2, при котором $\varepsilon_\alpha = 1$ (например, при $z_2 = 45$ $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}2$, если $z_1 \geqslant 10$; при $z_1 = 13$ $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}2$, если $z_2 \geqslant 21$)

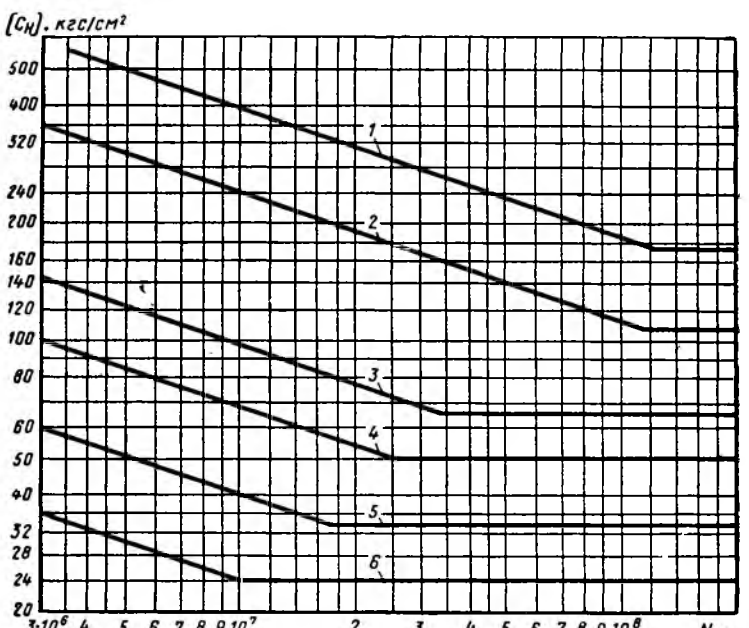


Рис. 34. График значений $[\sigma_H]$ при $Z_V = 1$ и $K_{Hx} = 1$ в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и N_{HE}:

1 — цементация и закалка HRC 60; *2* — закалка т. в. ч. HRC 54; *3* — HB 350; *4* — HB 300; *5* — HB 250; *6* — HB 200

$x_1 = x_2 = 0{,}5$; при этом $Y_{F1}Y_{\varepsilon 1} \approx Y_{F2}Y_{\varepsilon 2}$, зубья шестерни и колеса близки к равнопрочности по изгибу.

На рис. 33 дан график для определения нижнего предельного значения z_1 (или z_2), при котором $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$.

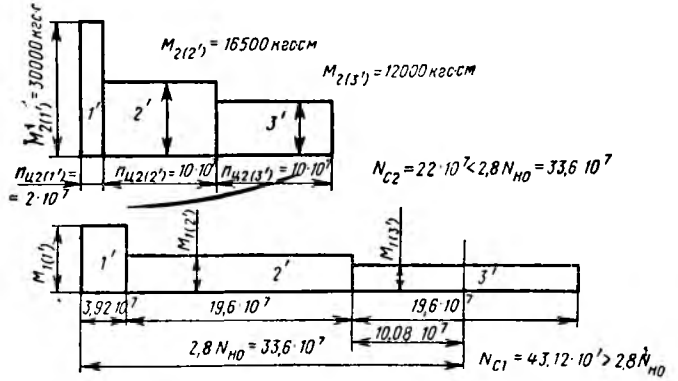


Рис. 35. График нагрузок к примеру расчета цилиндрической передачи

При $\beta \neq 0$ и $[C_{H1}] \leqslant [C_{H2}]$ (рис. 34) рекомендуется принимать

$$x_1 = -x_2 = (0{,}015z_1 - 0{,}04)\sqrt{u-1}. \qquad (44)$$

Если $z_1 \geqslant 18$, то в эту формулу подставляют $z_1 = 18$; при $u \geqslant 6$ принимают $u = 6$. Если x окажется меньше $x_{\min}$, найденной по формуле (43), то рекомендуется принять $x_1 \approx x_{\min}$.

Значения $[C_H]$ приведены на рис. 34.

ПРИМЕР ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА

Цилиндрическая прямозубая передача, выполненная по рис. 22, имеет $z_1 = 26$; $z_2 = 51$; $m = 4$ мм; $x_1 = x_2 = 0{,}5$; $u = 1{,}96$; $d_{w1} = 106{,}49$ мм; $d_{w2} = 208{,}88$ мм; $a_w = 157{,}69$ мм; $d_1 = 104$ мм; $d_2 = 204$ мм; $b_w = 60$ мм; $\varepsilon_\alpha = 1{,}46$. График нагрузок дан на рис. 35; на-

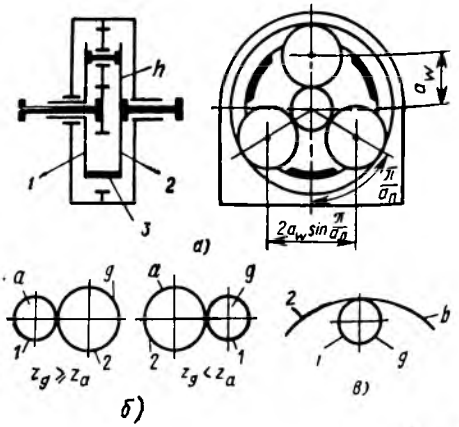


Рис. 36. Планетарный механизм A:
а — кинематическая схема; *б* — зацепление *a—g*; *в* — зацепление *b—g*

грузка нереверсивная; $n_1 = 490$ об/мин; шестерня и колесо из стали марки 20Х2Н4А; твердость сердцевины HRC 32—40; твердость поверхности зубьев HRC 58—62; цементация со ступенчатой закалкой выполняется в штампах; зубья не шлифованные, шероховатость рабочих поверхностей $R_a = 2{,}5$ мкм по ГОСТ 2789—73; степень точности зацепления 8 по ГОСТ 1643—72.

Расчет дан в табл. 17.

17. Расчет прямозубой цилиндрической передачи

Определяется	№ формулы, рисунок, таблица	Определение числовой величины
M_{H_2}	Рис. 35	$M_{H_2} = 30\,000$ кгс·см
	—	$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^2} = \frac{3{,}14 \cdot 10{,}65 \cdot 490}{60 \cdot 10^2} = 2{,}74$ м/с
$K_{H\beta}$	Рис. 22	Значению $\psi_{bd} = \frac{60}{106{,}49} \approx 0{,}56$ соответствует $K_{H\beta} = 1{,}04$
w_{Hv}	Формула (20), табл. 7 и 8	$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} =$
		$= 0{,}44 \cdot 6{,}3 \cdot 2{,}74 \sqrt{\frac{15{,}77}{1{,}96}} = 21{,}55$ кгс/см
$K_{H\alpha}$	Стр. 610	При $\beta = 0$ имеем $K_{H\alpha} = 1$
ν_H	Формулы (19) и (20)	$\nu_H = \frac{b_w d_{w2} w_{Hv}}{2{,}1 M_{H_2} K_{H\beta} K_{H\alpha}} =$
		$= \frac{6 \cdot 20{,}89 \cdot 21{,}55}{2{,}1 \cdot 30\,000 \cdot 1{,}04} = 0{,}04$
K_{Hv}		$K_{Hv} = 1 + \nu_H = 1{,}04$
$\nu_п$	—	В зацеплении находятся шестерни и колесо, и поэтому $\nu_{п_1} = \nu_{п_2} = 1$.
K^2_{Hx}	Формула (23)	При $d_w \leqslant 700$ мм $K^2_{Hx} = 1$
Z^2_v	Рис. 25	При $v < 5$ м/с $Z^2_v = 1$
Z^2_R	Стр. 612	6-му классу шероховатости соответствует $Z^2_R = 0{,}92$
$[\sigma_{Hr_1}]$	Табл. 9	При твердости HRC 58 $[\sigma_{Hr_1}] = [\sigma_{Hr_2}] = 165$ кгс/см²
N_{H0}	Рис. 26	При $HRC = 58$ $N_{H\,01} = N_{H\,02} = 12 \cdot 10^7$

Продолжение табл. 17

Определяется	№ формулы, рисунок, таблица	Определение числовой величины
N_{HE}	Формула (24)	Значения $n_{цi}$ при каждом уровне нагрузки даны на рис. 35. $\nu_H = 0{,}08$, и поэтому в формуле (24) принимают $\nu_H = 0$ (см. стр. 610): $N_{HE_2} = \sum \left(\frac{M_{2i}}{M_{H_2}}\right)^3 n_{ц\,2i} = \left(\frac{30\,000}{30\,000}\right)^3 \times$ $\times 2 \cdot 10^7 + \left(\frac{16\,500}{30\,000}\right)^3 10 \cdot 10^7 \cdot 2 +$ $+ \left(\frac{12\,000}{30\,000}\right)^3 10 \cdot 10^7 = 4{,}3 \cdot 10^7.$ У шестерни $N_{c_1} = 43{,}12 \cdot 10^7 > 2{,}8 N_{H0} =$ $= 33{,}6 \cdot 10^7$, и поэтому учитывают только те нагрузки, которым соответствует $n_ц = 33{,}6 \cdot 10^7$: $N_{HE_1} = \sum \left(\frac{M_{2i}}{M_{H_2}}\right)^3 n_{ц\,1i} = \left(\frac{30\,000}{30\,000}\right)^3 \times$ $\times 3{,}92 \cdot 10^7 + \left(\frac{16\,500}{30\,000}\right)^3 19{,}6 \cdot 10^7 +$ $+ \left(\frac{12\,000}{30\,000}\right)^3 10{,}08 \cdot 10^7 = 7{,}82 \cdot 10^7$
$K^2_{HL\,1}$ $K^2_{HL\,2}$	Формула (26)	$K^2_{HL\,1} = \sqrt[3]{\frac{N_{H\,01}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 10^7}{7{,}82 \cdot 10^7}} = 1{,}15$ $K^2_{HL\,2} = \sqrt[3]{\frac{N_{H\,02}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 10^7}{4{,}3 \cdot 10^7}} = 1{,}41$
$[\sigma_{H_1}]$ $[\sigma_{H_2}]$	Формула (22)	$[\sigma_{H1}] = [\sigma_{Hr1}]\, Z^2_{V1} Z^2_R K^2_{Hx_1} K^2_{HL\,1} =$ $= 165 \cdot 0{,}92 \cdot 1{,}15 = 174{,}57$ $[\sigma_{H2}] = [\sigma_{Hr\,2}]\, Z^2_{V2} Z^2_R K^2_{Hx_2} K^2_{HL\,2} =$ $= 165 \cdot 0{,}92 \cdot 1{,}41 = 214{,}04$
$[k_0]$	Формула (1) из табл. (6)	В формулу (1) из табл. 6 подставляют меньшее из двух значений $[\sigma_{H_1}]$ и $[\sigma_{H_2}]$: $[k_0] = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha} [\sigma_H] \frac{\sin 2\alpha_{tw}}{2 K_{H\beta} K_{HV}} =$ $= \frac{3}{4 - 1{,}56} \cdot 174{,}57 \frac{0{,}7294}{2 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}04} = 72{,}5$ кгс/см²

Продолжение табл. 17

Определяется	№ формулы, рисунок, таблица	Определение числовой величины
k_0	Формула (1) из табл. (5)	$k_0 = \frac{2M_2(u+1)}{b_w d_w^2} \leqslant [k_0]$; $k_0 = \frac{2 \cdot 30\,000\,(1{,}96+1)}{6 \cdot 20{,}89} = 67{,}8$ кгс/см² $< 72{,}5$ кгс/см²
M_{F_2}	Рис. 35	$M_{F_2} = 30\,000$ кгс·см
$K_{F\beta}$	Рис. 22	При $\psi_{bd} = 0{,}56$ $K_{F\beta} = 1{,}08$
$K_{F\alpha}$	—	$K_{F\alpha} = 1$ при $\beta = 0$
w_{Fv} ν_F K_{Fv}	Формула (29), табл. 7 и 8 Формулы (28) и (29)	$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0{,}5 \cdot 6{,}3 \cdot 2{,}74 \sqrt{\frac{15{,}77}{1{,}96}} = 27{,}5$ $\nu_F = \frac{b_w d_{w2} w_{Fv}}{2{,}1 M_{F_2} K_{F\beta} K_{F\alpha}} = \frac{6 \cdot 20{,}89 \cdot 27{,}5}{2{,}1 \cdot 30\,000 \cdot 1{,}08} = 0{,}05$ $K_{Fv} = 1{,}05$
Y_{F_1} Y_{F_2}	Рис. 31	$Y_{F_1} = 3{,}39$; $Y_{F_2} = 3{,}45$
$\sigma_{F\,\lim 0}$ $[S_F]$ K_{Fd}	Табл. 13	В соответствии с заданием и данными табл. 15 $\sigma_{F\,\lim 0} = 9000$ кгс/см²; $[S_F] = 1{,}75$; $K_{Fd} = 1{,}0$
K_{Fg}	—	Зубья не шлифованы, поэтому $K_{Fg1} = K_{Fg2} = 1$
K_{Fc}	—	Нагрузка нереверсивная, и поэтому $K_{Fc} = 1$
K_{Fx_1} K_{Fx_2}	—	$K_{Fx_1} = K_{Fx_2} = 1$, так как $d_{w_2} < 400$ мм
ν_F	Формула (36)	$\nu_F = 0{,}05 < 0{,}08$, и поэтому в формуле (36) принимаем $\nu_F = 0$

Продолжение табл. 17

Определяется	№ формулы, рисунок, таблица	Определение числовой величины
N_{FE_1} N_{FE_2}	Формула (36)	$N_{FE1} = \sum \left(\frac{M_{1i}}{M_{F1}}\right)^6 n_{ц\,1i} =$ $= \left(\frac{30\,000}{30\,000}\right)^6 2 \cdot 10^7 + \left(\frac{16\,500}{30\,000}\right)^6 10 \cdot 10^7 +$ $+ \left(\frac{12\,000}{30\,000}\right)^6 10 \cdot 10^7 = 2{,}32 \cdot 10^7$ $N_{FE2} = \left(\frac{30\,000}{30\,000}\right)^6 3{,}92 \cdot 10^7 +$ $+ \left(\frac{16\,500}{30\,000}\right)^6 19{,}6 \cdot 10^7 + \left(\frac{12\,000}{30\,000}\right)^6 10{,}08 \cdot 10^7 =$ $= 4{,}50 \cdot 10^7$
K_{FL1} K_{FL2}	—	$K_{FL1} = K_{FL2} = 1$ при $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$
$[\sigma_{F_1}]$ $[\sigma_{F_2}]$	Формула (33)	$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] =$ $= \frac{\sigma_{F\,\lim b}}{[S_F]} K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} K_{Fx} K_{FL} =$ $= \frac{9000}{1{,}75} 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 5143$ кгс/см²
σ_F	Формулы (1) и (2) из табл. 10	$\sigma_{F1} = \frac{2M_{F1} z_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} Y_{\varepsilon 1}}{b_\omega d_1^2} \leqslant [\sigma_{F1}];$ $\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot \frac{30\,000}{1{,}96} \cdot 26 \cdot 1{,}08 \cdot 1{,}05 \cdot 3{,}39}{6 \cdot 10{,}4^2} =$ $= 4554$ кгс/см² < 5143 кгс/см² $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 4554 \frac{3{,}45}{3{,}39} =$ $= 4635$ кгс/см² < 5143 кгс/см²

МАТЕРИАЛ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основной материал для зубчатых колес — легированная сталь. Масса зубчатой передачи данного типа связана с суммарной массой входящих в нее зубчатых колес — зависимостью, близкой к прямопропорциональной.

В передачах, несущая способность которых определяется прочностью рабочих поверхностей зубьев, с переходом от твердости *HB* 200 к *HB* 340 масса передачи снижается примерно в 2,5 раза, а с переходом от твердости *HB* 200 к твердости *HRC* 60 для цементованных зубчатых колес достигается снижение в 7 раз. Эти сравнения относятся к передачам с неограниченно большим числом циклов изменения напряжений при действии расчетной нагрузки (при $N_{HE} \geqslant N_{H0}$). При ограниченном сроке службы ($N_{HE} < N_{H0}$) преимущества передач с высокой твердостью зубьев еще более значительны.

В передачах массового и крупносерийного производства применяют зубчатые колеса с высокими твердостями рабочих поверхностей (>*HRC* 45).

Высокие твердости рабочих поверхностей зубьев получают с помощью объемной закалки с низким отпуском, поверхностной закалки ТВЧ, химико-термической обработки — цементации, нитроцементации и азотирования.

Для объемной закалки используют стали с содержанием углерода 0,4—0,55% (40Х, 40ХН, 40ХФА). При этом значительно искажается форма зубьев, сопротивление ударным нагрузкам ниже, чем при других видах термической обработки, велик разброс в величинах предела выносливости, поэтому закалку с высоким отпуском не применяют для передач, к которым предъявляются повышенные требования.

Лучшие результаты могут быть получены с помощью химико-термической обработки и поверхностной закалки зубьев с нагревом т. в. ч. с формой закаленного слоя, повторяющей очертания впадины. При этом используют обычно стали с содержанием углерода 0,35—0,5% (40Х, 40ХН, 35ХМА) и стали, содержащие 0,6—0,8% углерода (табл. 13).

Наибольшая несущая способность (по условиям контактной и изгибной прочности) достигается при использовании цементованных и нитроцементованных зубчатых колес (см. табл. 13) с применением доводочных операций, устраняющих искажения формы зубьев.

Высокая поверхностная твердость и износостойкость при минимальном искажении формы зубьев достигаются с помощью азотирования (табл. 13); оно особенно ценно в тех случаях, когда после термической обработки не применяют отделочных операций (например, для колес с внутренними зубьями). По сопротивлению выкрашиванию азотированные зубчатые колеса при $N_{HE} > N_{H0}$ и цементованные приблизительно равноценны. При относительно малых N_{HE} (и особенно при больших диаметрах зубчатых колес) азотирование уступает цементации [18].

Однако высокая твердость затрудняет приработку, снижающую вредные последствия от местных перегрузок. Поэтому реализация преимуществ азотирования возможна только при высокой точности изготовления либо при использовании доводочных операций в паре при минимальной неравномерности удельных нагрузок по ширине зубчатого

венца, вызванной деформациями. В косозубых передачах преимущества азотирования реализовать труднее, чем в прямозубых с $\varepsilon_\alpha < 2$. Отмеченное относится к колесам из сталей с алюминием (38Х2МЮА, 35ХЮА и др.) и в меньшей степени к колесам из сталей без алюминия (30ХН2МФА, 30ХН2ВФА), поверхностная твердость которых после азотирования значительно ниже.

Для азотированных зубчатых колес величину $[\sigma_H]$ надо назначать с осторожностью, поскольку методы расчета не полностью отражают влияние неравномерности распределения удельных контактных нагрузок. Ориентировочно можно принять $[C'_{Hr}] = 140$ кгс/см^2.

Зубчатые колеса, нарезаемые после окончательной термической обработки (улучшения или нормализации), при твердости $\leqslant HB$ 350 изготовляют из качественных углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,35—0,5% (сталь 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. 35ХГСА). Механические характеристики их приведены в табл. 2. При малых размерах (например, при $d <$ 150—200 мм) твердость можно доводить до HB 300—350.

Если твердость рабочих поверхностей не превышает $\leqslant HB$ 350—400, то для снижения опасности заедания и повышения несущей способности передач рекомендуется выдерживать условие

$$HB_1 - HB_2 \geqslant 40 \div 50.$$

Для крупных зубчатых колес используют стальное литье (например, стали 40ХЛ, 35ГСЛ).

В сравнительно малозагруженных передачах для зубчатых колес применяют чугун марок СЧ 28-48, СЧ 32-52, ВЧ 60-2.

Передачи с неметаллическими колесами отличаются высокой деформативностью, характеризуемой величиной C_H/E, следствием чего являются малые динамические нагрузки, бесшумность и способность компенсировать погрешности шагов и взаимного расположения колес. Материал для них текстолит, лигнофоль, полиамиды.

Для улучшения теплоотвода неметаллические колеса ставят в паре со стальными или чугунными.

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Общие сведения. Передачи называют планетарными, если ось хотя бы одного из колес подвижна.

Звено, на котором установлены зубчатые колеса с подвижными осями, называют водилом и обозначают h (рис. 36).

Звенья с зубчатыми венцами, оси которых подвижны, называют сателлитами (звенья g на рис. 36). Число сателлитов планетарной передачи обозначают $a_п$.

Неподвижную ось, около которой может вращаться водило h, называют основной осью. Зубчатые колеса, сцепляющиеся с сателлитами, ось которых совпадает с основной осью, называют центральными (колеса a и b). Закрепив звено h получают простую передачу.

Звенья, которые могут вращаться около основной оси и воспринимают в работающей передаче нагрузки от внешних моментов, называют основными.

Основное звено может быть и неподвижным, если одно из центральных колес прикрепляется к корпусу передачи, через посредство которого и воспринимает внешний момент (в табл. 18 вариант с $\omega_a = 0$).

Планетарные передачи, в которых подвижны все три основных звена (например, звенья a, b и h), называют дифференциалами.

Наиболее распространены планетарные передачи, в которых взаимное расположение осей в процессе работы не изменяется. Передачи этой группы обозначают в соответствии с обозначениями основных звеньев: центральным колесам приписывают букву k; если основными звеньями являются два центральных колеса и водило, то передачу обозначают $2k - h$; такие передачи выполняют чаще всего с одновенцовым сателлитом, вступающим во внешнее зацепление с одним из центральных колес и во внутреннее с другим. Этой передаче присваивают обозначение A с добавлением двух индексов внизу, соответствующих обозначениям ведущего и ведомого основных звеньев; первый индекс соответствует обозначению звена, передающего больший крутящий момент. Вверху ставят индекс, соответствующий обозначению неподвижного звена, например, передачу при $\omega_b = 0$ обозначают A^b_{ha} (см. табл 18).

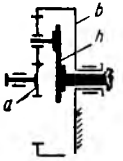
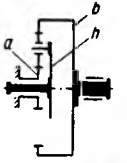
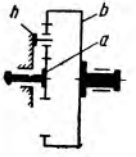
Передача A самая распространенная из всех планетарных передач из-за ее малых габаритов и сравнительно простой конструкции. При использовании одной передачи A выбор значений передаточного отношения ограничен (см. варианты 1—3 табл. 18, в которых даны ориентировочные значения передаточных отношений, получаемых при различных неподвижных основных звеньях). Осуществив привод с помощью двух и большего числа передач A, можно получить любые значения передаточного отношения.

Если привод составлен из нескольких последовательно соединенных передач A, то при буквах a, b и h добавляют индекс 1 в тихоходной ступени, индекс — 2 в следующей за ней ступени и т. д. (вариант 4 в табл. 18). Впереди ставится буква A с соответствующими индексами, относящимися к тихоходной ступени, затем идет обозначение следующей за ней ступени. Например, $A^{b_1}_{h_1 a_1} A^{b_2}_{h_2 a_2}$ означает двухступенчатую передачу, составленную из двух передач A, в каждой из которых неподвижное колесо с внутренними зубьями; тихоходным звеном этой двухступенчатой передачи является водило h_1 тихоходной ступени, а быстроходным — центральное колесо a_2 быстроходной ступени. Центральное колесо a_1 тихоходной ступени соединено с водилом h_2 быстроходной ступени (см. табл. 18).

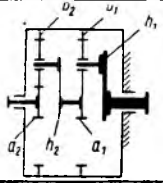
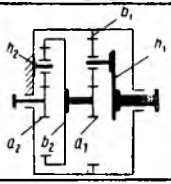
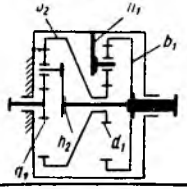
Если в передаче, составленной из двух механизмов A, у одного из этих механизмов подвижны все три основных звена, то такую передачу называют замкнутой. В этом случае имеется только одно неподвижное звено и один из выходных валов вращается вместе с двумя основными звеньями, принадлежащими двум механизмам A. Условное обозначение такой передачи состоит из заключенных в скобки двух букв A; вверху ставится индекс, соответствующий обозначению неподвижного основного звена, а внизу индексы, соответствующие обозначениями звеньев, связанных с выходными валами. При этом два основных звена, связанных с одним из выходных валов, заключены в скобки (см. вариант 6 в табл. 18).

Передаточное отношение. При буквенном обозначении передаточного отношения, связывающего относительные угловые скорости двух

18. Передаточные отношения и к. п. д. передач, составленных из одного и двух механизмов *A*

№ варианта	Условное обозначение варианта	Схема	Передаточное отношение	Интервалы ориентировочных величин рациональных передаточных отношений	К. п. д.	
					Формулы	Ориентировочные значения
1	A^b_{ha}		$u^b_{ah} = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + p$	$\frac{9-2}{(0{,}11-0{,}5)}$	$\eta^b = 1 - \frac{p\psi^h}{p+1}$	0,970—0,990
2	A^a_{hb}		$u^a_{bh} = \frac{\omega_b}{\omega_h} = \frac{p+1}{p}$	$\frac{1{,}13-1{,}5}{(0{,}89-0{,}67)}$	$\eta^a = 1 - \frac{\psi^h}{1+p}$	0,990—0,996
3	A^h_{ba}		$u^h_{ab} = \frac{\omega_a}{\omega_b} = -p$	$\frac{-8--2}{-(0{,}125--0{,}5)}$	$\eta^h = 1 - \psi^h$	0,960—0,985

Продолжение табл. 18

№ варианта	Условное обозначение варианта	Схема	Передаточное отношение	Интервалы ориентировочных величин рациональных передаточных отношений	К. п. д.	
					Формулы	Ориентировочные значения
4	$A^{b_1}_{h_1 a_1} A^{b_2}_{h_2 a_2}$		$u_{a_2 h_1} = u^{b_2}_{a_2 h_2} u^{b_1}_{a_1 h_1} = (1 + p_2)(1 + p_1)$	$u_{a_2 h_1} = 12 \div 50$	$\eta = \eta^{b_2} \eta^{b_1}$	0,94—0,98
5	$A^{b_1}_{h_1 a_1} A^{h_2}_{b_2 a_2}$		$u_{a_2 h_1} = u^{h_2}_{a_2 b_2} u^{b_1}_{a_1 h_1} = p_2 (1 + p_1)$	$u_{a_2 h_1} = 10 \div 50$	$\eta = \eta^{h_2} \eta^{b_1}$	0,93—0,975
6	$(A_1 A_2)^{h_1}_{(b_1 h_2)\, a_2}$		$u_{об} = u_{a_2 (b_1 h_2)} = p_2 (1 + p_1) + 1$	$u_{a_2 (b_1 h_1)} = 10 \div 20$	$\eta = 1 - \left(\psi^{h_2} + \frac{p_1 p_2}{u_{об}} \psi^{h_1}\right)$	0,94—0,98

Примечание. В приведенных формулах $p = \frac{z_b}{z_a}$; $p_1 = \frac{z_{b1}}{z_{b2}}$; $p_2 = \frac{z_{b2}}{z_{b1}}$.

звеньев, помимо двух индексов внизу, соответствующих обозначению этих звеньев, ставится также индекс вверху. Последний соответствует обозначению звена, относительно которого взяты угловые скорости, например, если даны угловые скорости ω_a, ω_b, ω_h основных звеньев a, b и h (см. рис. 36), то скорости звеньев a и h относительно звена b равны соответственно $\omega_a - \omega_b$ и $\omega_h - \omega_b$. В соответствии с принятой условностью

$$\frac{\omega_a - \omega_b}{\omega_h - \omega_b} = u_{ah}^{b}.$$

При $\omega_b = 0$ величина u_{ah}^{b} выражает передаточное отношение планетарной передачи; u — величина алгебраическая, положительная при одинаковом направлении угловых скоростей и отрицательная в противоположном случае. Для передачи A

$$\left.\begin{aligned} u_{ab}^{h} &= -\frac{z_b}{z_a}; \qquad u_{ah}^{b} = 1 - u_{ab}^{h}; \\ u_{ha}^{b} &= \frac{1}{1 - u_{ab}^{h}}; \qquad u_{bh}^{a} = 1 - u_{ba}^{h}; \qquad u_{hb}^{a} = \frac{1}{1 - u_{ba}^{h}}. \end{aligned}\right\} \tag{45}$$

На основании зависимостей (45) получены формулы для передаточных отношений (см. табл. 18).

Влияние центробежных сил на выбор схемы. Опоры сателлитов воспринимают усилия зацепления и центробежные силы. Влияние последних растет с увеличением ω_h и размеров передачи; при больших ω_h рационален вариант 3 при одном механизме A и вариант 5 при двух механизмах A. В последнем случае от центробежных сил разгружены опоры сателлитов быстроходной ступени.

В варианте 6 от центробежных сил разгружены опоры тихоходной ступени. Это имеет значение в весьма быстроходных приводах, когда угловая скорость и передаваемый момент тихоходного вала значительны. В этом варианте водило h_2 вращается со скоростью тихоходного вала. Но $M_{H2} \ll M_{H1}$, и поэтому размеры механизма A с основными звеньями a_2—b_2—h_2 значительно меньше, чем другого механизма A, а поэтому влияние центробежных сил в нем (в известном диапазоне исходных параметров) невелико. Помимо отмеченных достоинств, в отдельных случаях передачи, выполненные по схеме варианта 6, имеют конструктивные преимущества по сравнению с вариантами 4 и 5.

Условия сборки и выбор некоторых параметров механизма А. Для возможности сборки число сателлитов $a_п$ и число зубьев центральных колес z_a и z_b должны удовлетворять условию

$$\frac{z_a + z_b}{a_п} = \text{целому числу}. \tag{46}$$

Максимально возможное значение $a_п$ зависит от величины $p = z_b/z_a$ и установки сателлитов на водиле (консольной или неконсоль-

ной) и величины $\psi_{bd_b} = b_w/(d_w)_b$ — отношения ширины зубчатого венца к диаметру начальной окружности центрального колеса b (табл. 19).

Одним из ограничений при выборе $a_п$ является необходимость удовлетворить условию соседства

$$2a_w \sin \frac{\pi}{a_п} > d_{ga}. \quad (47)$$

Здесь d_{ga} — диаметр цилиндра вершин сателлита g.

19. Ориентировочные значения максимальных величин $p = \frac{z_b}{z_a}$, допускаемых при различных $a_п$ (см. рис. 36)

Число сателлитов $a_п$	Значения $p = \frac{z_b}{z_a}$ при установке сателлитов		
	консольной	неконсольной	
		$\psi_{bd_b} >$ $> 0{,}14$	$\psi_{bd_b} \leqslant$ $\leqslant 0{,}14$
2		Ограничений нет	
3	$\leqslant 11{,}8$	$\leqslant 11$	$\leqslant 11$
4	$\leqslant 5{,}07$	$\leqslant 3{,}5$	$\leqslant 4$
5	$\leqslant 3{,}32$	$\leqslant 2{,}5$	$\leqslant 3$
6	$\leqslant 2{,}64$	$\leqslant 2$	$\leqslant 2{,}5$
7	$\leqslant 2{,}28$	$\leqslant 1{,}8$	$\leqslant 2$
8	$\leqslant 2{,}05$	$\leqslant 1{,}6$	—

Примечание. Для ψ_{bd_b} приведены значения p, полученные Ю. А. Державцем на основании анализа высоконагруженных передач. При этом предусмотрена достаточная крутильная жесткость водила для предупреждения перекосов осей сателлитов и центральных колес. Последние могут вызвать значительную неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов. При консольном расположении сателлитов число их ограничивается условиями соседства.

Наиболее распространены водила с двумя щеками *1* и *2*, связанными перемычками *3* (см. рис. 36). Жесткость этих перемычек существенно влияет на крутильную жесткость водила, которая, в свою очередь, оказывает большое влияние на распределение нагрузки по ширине зубчатого венца планетарной передачи. В связи с этим, начиная приблизительно с $p \approx 3{,}5$, величина $a_п$ ограничивается не условием соседства, а необходимостью обеспечить требуемую жесткость перемычек *3*; это требование отражено в табл. 19, позволяющей найти максимальное значение $a_п$ при заданном p; например, требуется найти максимальное значение $a_п$ при $p = 3{,}5$ и $\psi_{bd_b} = 0{,}12$. Из табл. 19 находим, что при условии

$$3 < p \leqslant 4$$

$a_п = 4$; следовательно, при заданном p можно принять $a_п \leqslant 4$.

Эффективность планетарных передач зависит от распределения нагрузки среди сателлитов, характеризуемого величиной коэффициента неравномерности $\Omega = P_{max}/P$, где P_{max} — окружное усилие наиболее загруженного сателлита; P — окружное усилие при равномерном распределении нагрузки среди сателлитов.

Так как $P = \frac{2M_a}{(d_w)_a a_п}$, то

$$\Omega = \frac{P_{max}(d_w)_a a_п}{2M_a}$$

и расчет зацепления центрального колеса a с сателлитом выполняется по моменту

$$M = \frac{M_a}{a_п}\Omega.$$

Величина Ω зависит от точности изготовления конструкции передачи, числа сателлитов и степени загруженности [14]. Простейшим способом выравнивания нагрузки среди сателлитов (приближением к единице величины Ω) является использование эффекта «плавания» центральных колес: центральное колесо устанавливают без радиальных опор, и ось его под влиянием погрешностей изготовления смещается против своего теоретического положения. Момент к плавающему основному звену передается с помощью муфт (обычно зубчатых), допускающих радиальные смещения этого звена. Плавание особенно эффективно при $a_п = 3$.

В механизме *А* межосевое расстояние у зацеплений $a—q$ и $b—q$ одинаковое (условие соосности):

$$(a_w)_{aq} = (a_w)_{bq}. \tag{48}$$

При одинаковых углах зацепления $(\alpha_{tw})_{aq}$ и $(\alpha_{tw})_{aq}$ условие соосности

$$z_b = z_a + 2z_q. \tag{49}$$

Это условие ограничивает выбор чисел зубьев и затрудняет получение заданного передаточного отношения при жестких требованиях к габаритам и массе передачи. Отказ от этого условия связан с необходимостью принять $(\alpha_{tw})_{aq} \neq (\alpha_{tw})_{bq}$. При этом не только расширяются возможности выбора чисел зубьев, но создаются предпосылки к увеличению несущей способности.

В механизме *А* при твердости рабочих поверхностей сателлитов и центрального колеса $a > HRC\ 45$ рекомендуется принимать

$$\psi_{bd_b} = 0{,}12 \div 0{,}14 \quad \text{и} \quad \psi_{bd_a} \leqslant 0{,}7.$$

Эта рекомендация отражает средние данные, и от нее возможны отклонения.

Зависимость между моментами, действующими на новые звенья:

$$\left.\begin{aligned} \frac{M_a}{M_h} &= -\frac{1}{u^b_{ah}} = -\frac{1}{1+p};\\ \frac{M_b}{M_h} &= -\frac{1}{u^a_{bh}} = -\frac{p}{1+p};\\ \frac{M_a}{M_b} &= -\frac{1}{u^h_{ab}} = \frac{1}{p}. \end{aligned}\right\} \tag{50}$$

В варианте 6 (см. табл. 16)

$$M_{a1} = -M_{b2};$$

$$M_{h2} = -M_{a2}(p_2 + 1);$$

$$M_{b2} = -M_{a1} = M_{a2}p_2;$$

$$M_{b1} = M_{a1}p_1 = -M_{a2}p_1p_2;$$

$$M_{h1} = M_{a1}(1 + p_1) = M_{a2}p_2(1 + p_1).$$

20. Величины, входящие в формулы расчета на прочность зубьев механизма A

Расчитываемая передача (см. рис. 36)	Величины входящие в формулы табл. 5, 6 и 12				N_{HE} и N_{FE} при постоянной нагрузке		n_{ci} для	
							шестерни	
	d_{w2}	d_1	M_{H2}	M_{F1}	$N_{HE1}=N_{FE1}$	$N_{HE2}=N_{FE2}$		
$a-q$, $z_q \geqslant z_a$	$(d_w)_q$	$(d)_a$	$\frac{z_q}{z_a}$	$\frac{M_a\Omega u}{a_п}$	$\frac{M_a\Omega}{a_п}$	$60(n_a-n_h)a_п^t L$	$60(n_q-n_h)^t L$	$(n_{ci})_1=60(n_{ai}-n_{hi})a_п^t L i$	$(n_{ci})_2=60(n_{qi}-n_{hi})^t L i$
$a-q$, $z_q < z_a$	$(d_w)_a$	$(d)_q$	$\frac{z_a}{z_q}$	$\frac{M_a\Omega}{a_п u}$	$\frac{M_a\Omega}{a_п}$	$60(n_q-n_h)^t L$	$60(n_a-n_h)a_п^t L$	$(n_{ci})_1=60(n_{qi}-n_{hi})^t L i$	$(n_{ci})_2=60(n_{ai}-n_{hi})a_п^t L i$
$b-q$	$(d_w)_b$	$(d)_q$	$\frac{z_b}{z_q}$	$\frac{M_b\Omega}{a_п}$	$\frac{M_b\Omega}{a_п u}$	$60(n_q-n_h)^t L$	$60(n_b-n_h)a_п^t L$	$(n_{ci})_1=60(n_{qi}-n_{hi})^t L i$	$(n_{ci})_2=60(n_{bi}-n_{hi})a_п^t L i$

К. п. д. передачи А и передач, составленных из механизма А. Формулы для определения к. п. д. различных вариантов передач, составленных из механизмов A, приведены в табл. 18, там же даны ориентировочные значения к. п. д.

Коэффициентом потерь ψ^h простой передачи, полученной из механизма A остановкой водила, учитывают потери в зацеплениях центральных колес с сателлитами и в опорах подшипников сателлитов:

$$\psi^h = \psi_{з\,(a-q)} + \psi_{з\,(b-q)} + \psi_{подш};$$

$$\psi_{з\,(a-q)} \approx 2{,}3f\left(\frac{1}{z_a}+\frac{1}{z_q}\right);$$

$$\psi_{з\,(b-q)} \approx 2{,}3f\left(\frac{1}{z_b}-\frac{1}{z_q}\right).$$

Коэффициент трения f зависит от окружной скорости, скорости скольжения, вязкости смазки, шероховатости и твердости рабочих поверхностей зубьев. Ориентировочно $f \approx 0{,}05 \div 0{,}08$.

Коэффициент потерь подшипников сателлита

$$\psi_{подш} = \frac{M_{тр.\,подш}}{M_{сат}} = \frac{2M_{тр.\,подш}}{P\,d_g}.$$

Практических рекомендаций к учету потерь на размешивание и разбрызгивание масла в планетарных передачах в настоящее время нет.

Потери этих в скоростных передачах могут быть значительными. Например, вхождение в зацепление сателлита g с колесом b ниже уровня масла можно допускать только при малой скорости.

Указания к расчету на контактную и изгибную прочность зубьев механизма *A*. Расчет зубьев зубчатых колес механизма *A* выполняют с использованием приведенной выше методики. Для возможности непосредственного применения формул из табл. 5, 6 и 12, в которые входят d_{w2}, d_1 и u, в каждом из зацеплений $a-g$ и $b-g$ надо выделить меньший (шестерню) и больший (колесо) элементы сцепляющейся пары и определить M_1 и M_2 с учетом числа сателлитов $a_п$ и неравномерности распределения нагрузки среди сателлитов, учитываемой коэффициентом Ω. На рис. 36 показаны передача $b-g$ и два варианта передачи $a-g$; у одного из них $z_g \geqslant z_a$, а у другого $z_a > z_g$. В табл. 20 для передач $a-g$ и $b-g$ даны значения величин, входящих в формулы табл. 5, 6 и 12.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ *

При буквенных обозначениях, общих для червяка и колеса (d, d_a, M и т. д.), червяк отмечается индексом 1, а колесо индексом 2:

a — делительное межосевое расстояние (значение a_w при $x = 0$);

a_w — межосевое расстояние;

b_1 — длина нарезанной части червяка;

b_2 — ширина венца червячного колеса;

c — радиальный зазор червячной передачи;

d_1 (d_2) — делительный диаметр червяка (колеса);

d_{w1} — начальный диаметр червяка;

d_{a1} (d_{a2}) — диаметр вершин витков червяка (зубьев колеса);

d_{f1} (d_{f2}) — диаметр впадин витков червяка (зубьев колеса);

d_{aM2} — наибольший диаметр червячного колеса;

m — расчетный модуль червячной передачи;

$p = \pi m$ — расчетный шаг (делительный окружной шаг червячного колеса);

$q = d_1 m^{-1}$ — коэффициент диаметра червяка;

x — коэффициент смещения червяка;

z_1 (z_2) — число заходов червяка (зубьев колеса);

γ — угол подъема линии витка на делительном цилиндре;

γ_w — угол подъема на начальном цилиндре.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Схема червячной передачи показана на рис. 37.

Ведущее звено — обычно червяк, а в ускоряющих передачах колесо (например, в приводах центрифуг, в ручных дрелях).

Во многих случаях в червячных передачах, передающих энергию двигателя от червяка к колесу, при торможении за счет сил инерции червяк становится ведомым звеном.

Важные достоинства червячных передач — плавность и относительная бесшумность в сравнении с зубчатыми передачами и возможность

* Рассматриваются передачи с углом скрещивания осей червяка и колеса, равным 90°.

получения большого передаточного отношения и при одной сцепляющейся паре, если применять однозаходные червяки с малым углом подъема; однако это вызывает большие потери на трение. Червяки с $z_1 = 1$ применяют обычно в приводах с кратковременными включениями и в кинематических передачах.

При одинаковых передаточных отношениях потери в червячных передачах существенно больше, чем в зубчатых. Это ограничивает

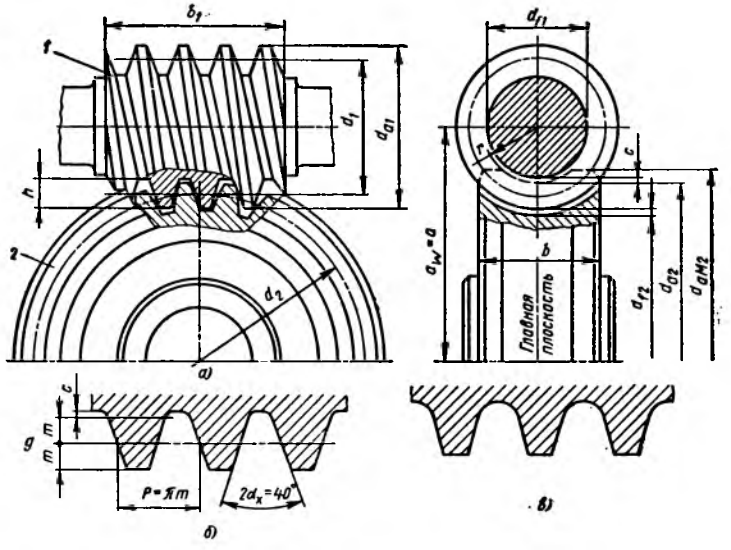


Рис. 37. Червячная передача:
а — схема; *б* — осевое сечение архимедова червяка; *в* — то же, червяка с вогнутыми боковыми поверхностями

величину передаваемой мощности, которая, как правило, не должна превышать ~60 кВт. Обычно в червячных передачах $u = 10 \div 80$.

Габариты и масса червячных передач больше, чем предназначенных для тех же условий цилиндрических двух- или трехступенчатых передач с высокими твердостями рабочих поверхностей зубьев.

ГЕОМЕТРИЯ И КИНЕМАТИКА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи выполняют с цилиндрическим червяком (рис. 37) или с глобоидным (рис. 38).

Глобоидные передачи обладают большей несущей способностью. Но это их преимущество может быть эффективно реализовано не во всех случаях по следующим причинам.

При обычно используемых способах отвода тепла в передачах, предназначенных для продолжительной работы с малоизменяющейся нагрузкой, начиная с некоторого значения a_w (приблизительно при $a_w >$

$>120 \div 150$ мм), величина термической мощности ниже мощности, лимитируемой несущей способностью зацепления глобоидной передачи при обеспечении требуемой температуры. Использование глобоидных передач при недогрузках связано с потерями на трение бо́льшими, чем в передачах с цилиндрическим червяком. Глобоидные передачи значительно сложнее в изготовлении и монтаже, чем передачи с цилиндрическим червяком. Применение глобоидных передач наиболее эффективно в приводах кратковременного действия. Сведения о расчетах, конструировании и изготовлении глобоидных передач приведены в работе [9].

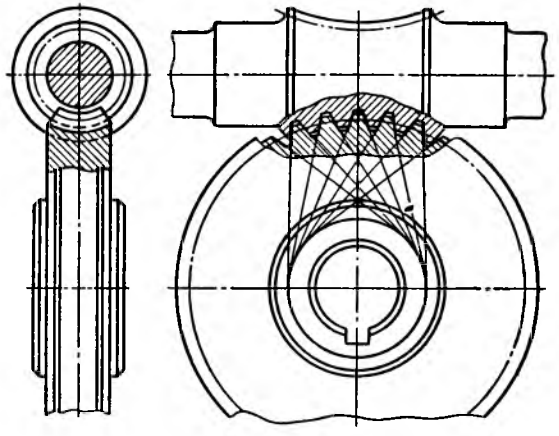


Рис. 38. Червячная передача с глобоидным червяком

Червяки архимедовы, конволютные и эвольвентные имеют линейные боковые поверхности, являющиеся следом винтового движения прямой линии. У архимедова червяка в сечении осевой плоскостью витки имеют прямолинейный профиль. В конволютных червяках витки имеют прямолинейный профиль в сечении, перпендикулярном к витку.

В сечении витков эвольвентного червяка плоскостью, перпендикулярной к оси, получается звольвента окружности, и поэтому такой червяк можно рассматривать как эвольвентное косозубое колесо с малым числом зубьев и большим углом наклона; как и косозубое колесо, эвольвентный червяк может сцепляться с косозубой рейкой; боковые поверхности витков можно шлифовать плоским кругом.

В стандартах (ГОСТ 19036—73, 18498—73) передачам с архимедовым червяком присвоено обозначение ZA, с эвольвентным — ZI, с конволютными червяками — ZN1 и ZN2 соответственно при прямолинейном очертании (обеих боковых сторон) в нормальном сечении витка и впадины.

Значительно реже применяют цилиндрические червяки с вогнутыми боковыми поверхностями (см. рис. 37), имеющими более благоприятные условия для образования масляного слоя, разделяющего контактирующие поверхности; этим объясняется их повышенная несущая способность.

Расстояние p между соответствующими боковыми сторонами двух смежных витков, измеренное параллельно оси, называют шагом (см. рис. 37, *б*); отношение $p/\pi = m$ называют модулем.

Значения m из стандартного ряда приведены в табл. 21. В табл. 22 даны значения коэффициента диаметра червяка:

$$q = \frac{d_1}{m}.$$

Угол γ подъема винтовой линии на цилиндре d_1 определяют по формуле

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}. \qquad (51)$$

21. Ряд модулей цилиндрических червячных передач (от $m \geqslant 2$ мм) по ГОСТ 19672—74

Модули, мм			
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
2	—	6,3	—
2,5	—	—	7,0
—	3,0	8,0	—
3,15	—	10,0	—
—	3,5	—	12,0
4,0	—	12,5	—
5,0	—	16	—
—	6,0	20	—

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть 2-му

22. Коэффициенты диаметра червяка q (ГОСТ 19672—74)

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
—	7,1	—	14,0
8,0	—	16,0	—
—	9,0	—	18,0
10,0	—	20,0	—
—	11,2	—	22,4
12,5	—	25,0	—

Примечания:
1. 1-й ряд следует предпочесть 2-му.
2. Допускается применение коэффициентов диаметра червяка 7,5 и 12,0.

По ГОСТ 19036—73 угол профиля в осевом сечении витка архимедова червяка $\alpha_x = 20°$; угол профиля в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с червяком ZI, $\alpha_n = 20°$, угол профиля в нормальном сечении витка червяка ZN $\alpha_{nr} = 20°$, угол профиля в нормальном сечении впадины червяка ZN2 $\alpha_{nS} = 20°$.

В табл. 23 даны формулы для определения основных размеров червячных передач с архимедовым, конволютным (а также близких к ним передач с нелинейчатыми поверхностями витков червяка) и эвольвентным червяком, базирующихся на ГОСТ 19036—73 и 19650—74. Передаточное число червячной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Рекомендуется брать $z_2 \geqslant 22$ при $z_1 = 1$ и $z_2 \geqslant 26$ при $z_1 > 1$. Максимальное значение z_2 ограничивается конструктивными соображениями.

Относительная скорость точек червяка и червячного колеса, соприкасающихся в полюсе зацепления (скорость скольжения),

$$v_s = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 100 \cos\gamma} = \frac{d_1 n_1}{1900 \cos\gamma} \text{ м/с}, \qquad (52)$$

где d_1 — делительный диаметр червяка, см.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С $x \neq 0$

Если в червячной передаче цилиндры d_1 и d_2 касаются, т. е. межосевое расстояние равно делительному межосевому расстоянию [$a_w = a = 0{,}5\,(d_1 + d_2)$], то передача выполнена без смещения червяка. Смещением червяка называют расстояние (обозначается mx) по межосевой

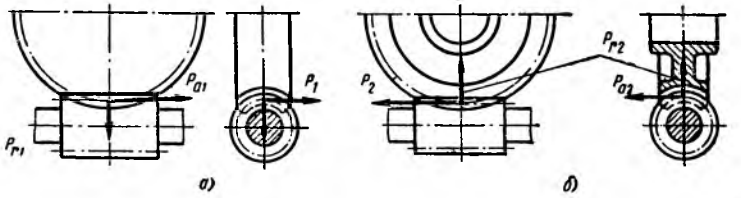


Рис. 39. Схема распределения составляющих усилий в червячной передаче: *а* — силы, действующие на червяк; *б* — силы, действующие на колесо

линии червячной передачи между делительными поверхностями червяка и колеса:

$$mx = a_w - a = a_w - 0{,}5\,(d_1 + d_2) = a_w - 0{,}5m\,(q + z_2). \qquad (53)$$

Величина x может быть положительной ($a_w > a$) и отрицательной ($a_w < a$). Из формулы (53) следует:

$$z_2 = \frac{2a_w}{m} - q - 2x.$$

При заданных m, a_w и q, варьируя величину x, можно получить различные z_2 и $u = z_2/z_1$.

Например, при $a_w = 180$ мм, $m = 10$ мм, $q = 8$ и $z_1 = 20$

$$z_2 = \frac{2 \cdot 180}{10} - 8 - 2x = 28 - 2x;$$

отсюда

при $x =$	$-0{,}5$	0	0,5	1
$z_2 =$	29	28	27	26
$u =$	14,5	14	13,5	13

Длину нарезанной части цилиндрического червяка определяют по табл. 24.

23. Расчет основных геометрических параметров червячных передач с цилиндрическим червяком

Обозначение	Формула
a_w	$a_w = 0{,}5m\,(q + z_2 + 2x)$
a	$a = 0{,}5m\,(q + z_2)$
b_1	См. табл. 24
b_2	$b_2 = 0{,}75d_{a1}$ при $z_1 = 1 \div 2$; $b = 0{,}67d_{a1}$ при $z_1 = 4$
	$e = c^*m$
	$c^* = 0{,}2$. Для эвольвентных червяков и червяков с делительным углом подъема $\gamma \geqslant 26{,}565°$ принимать $c^* = 0{,}2\cos\gamma$
d	$d_1 = mq$; $d_2 = mz_2$
d_{w1}	$d_{w1} = m\,(q + 2x)$
d_a	$d_{a1} = d_1 + 2m$; $d_{a2} = d_2 + 2m + 2xm$
d_f	$d_{f1} = d_1 - 2\,(1 + c^*)\,m$; $d_{f2} = d_2 - 2\,(1 + c^*)\,m + 2xm$
d_{aM_2}	$d_{aM_2} \leqslant d_{a2} + \dfrac{6m}{z_1 + 2}$
m	См. табл. 21
q	$q = \dfrac{d_1}{m}$ (см. табл. 22)
	Рекомендуется принимать в пределах $1 \geqslant x \geqslant -1$

24. Расчетная длина нарезанной части b_1

	При $z_1 = 1$ и 2	При $z_1 = 4$
—1	$b_1 \geqslant (10{,}5 + z_1)\, m$	$b_1 \geqslant (10{,}5 + z_1)\, m$
—0,5	$b_1 \geqslant (8 + 0{,}06z_2)\, m$	$b_1 \geqslant (9{,}5 + 0{,}09z_2)\, m$
0	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}06z_2)\, m$	$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}09z_2)\, m$
0,5	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}1z_2)\, m$	$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}1z_2)\, m$
1	$b_1 \geqslant (12 + 0{,}1z_2)\, m$	$b_1 \geqslant (13 + 0{,}1z_2)\, m$

Примечания: 1. При промежуточном значении коэффициента x длину b_1 вычисляют соответственно тому из двух ближайших значений x, которые дает большее b_1.

2. Длину шлифуемых и фрезеруемых червяков следует увеличить при $m < 10$ мм на 25 мм, при $m = 10 \div 16$ мм на 35—40 мм и при $m > 16$ мм на 50 мм.

УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ И К. П. Д. ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Усилия в зацеплении определяют по табл. 25 (рис. 39). К. п. д. червячной передачи

$$\eta = \eta' \eta_п \eta_р, \tag{54}$$

где η' учитывает потери соответственно в зацеплении; $\eta_п$ — в подшипниках; $\eta_р$ — на размешивание и разбрызгивание масла.

Если ведущий элемент передачи червяк, то

$$\eta' = \eta'_{12} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \varphi')}. \tag{55}$$

Если червяк — ведомый элемент, то

$$\eta' = \eta'_{21} = \frac{\operatorname{tg} (\gamma - \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}. \tag{56}$$

Для передач с чугунным колесом, работающим в паре со стальным червяком, $\operatorname{tg} \varphi' = f' = 0{,}06 \div 0{,}12$ (меньшие значения при $V_S \geqslant 2$ м/с).

25. Формулы для определения усилий в зацеплении червячной передачи (см. рис. 39)

Ведущее звено	$P_{a1} = P_{t2}$	$P_{t1} = P_{a2}$	$P_{r1} = P_{r2}$
Червяк	$\frac{2M_2}{d_2} = P_1 \frac{\eta_{12}}{\operatorname{tg}\gamma}$	$\frac{2M_1}{d_1} = P_2 \operatorname{tg}(\gamma+\varphi') = P_2 \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\eta_{12}'}$	$\frac{P_2 \operatorname{tg}\alpha_S}{1-\operatorname{tg}\gamma\operatorname{tg}\varphi'} \approx P_2 \operatorname{tg}\alpha_S$
Колесо	$\frac{2M_2}{d_2} = P_2\eta_{21}\operatorname{tg}\gamma$	$\frac{2M_1}{d_1} = P_2 \operatorname{tg}(\gamma-\varphi') = P_2\eta_{21}'\operatorname{tg}\gamma$	$\frac{P_2 \operatorname{tg}\alpha_S}{1+\operatorname{tg}\gamma\operatorname{tg}\varphi'} \approx P_2 \operatorname{tg}\alpha_S$

Примечание. Здесь φ' — угол трения. В передачах с архимедовым червяком $\alpha_S = \alpha = 20°$; в передачах с эвольвентным и конволютным червяками

$$\alpha_S = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg} 20'}{\cos\gamma}\right).$$

Значения f' и $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$ при бронзовом червячном колесе и стальном червяке даны в табл. 26. Меньшие значения f' и φ' соответствуют передачам с шлифованными червяками, имеющими твердость рабочих

26. Коэффициент трения f' и угол трения φ' при работе червячного колеса из бронзы в паре со стальным червяком

v_S, м/с	f'	φ'	v_S, м/с	f'	φ'
0,01	0,11—0,12	6° 17′—6° 51′	2,5	0,030—0,040	1° 43′—2° 17′
0,1	0,08—0,09	4° 34′—5° 09′	3	0,028—0,035	1° 36′—2° 00′
0,25	0,063—0,075	3° 43′—4° 17′	4	0,023—0,030	1° 19′—1° 43′
0,5	0,055—0,065	3° 09′—3° 43′	7	0,018—0,026	1° 02′—1° 29′
1	0,045—0,055	2° 35′—3° 09′	10	0,016—0,024	0° 55′—1° 22′
1,5	0,040—0,050	2° 17′—2° 52′	15	0,014—0,020	0° 48′—1° 09′
2	0,035—0,045	2° 00′—2° 35′			

п верхностей витков $>HRC$ 45 и работающими в паре с колесом из оловянной бронзы при обильной смазке.

При расчете червячных передач с опорами качения следует принимать $\eta_п = 1$.

На рис. 40 дан график для определения к. п. д. червячных передач в зависимости от γ и f'. Если $\varphi' = \gamma$, то при ведомом червяке к. п. д. $\eta_{21} = 0$, т. е. теоретически имеет место самоторможение; практически при вибрации самоторможение не удается получить даже при $\gamma \approx 3 \div 6°$.

К. п. д. $\eta_р$ при погружении окунающегося элемента передачи (колеса или червяка) в масло приблизительно на высоту зуба (витка) определяют по формуле

$$\eta_р = 1 - \frac{1{,}4 v_{ок} B \sqrt{v_{ок} \nu}}{10^5 N}, \qquad (57)$$

где $v_{ок}$ — окружная скорость погруженного в масло элемента, м/с; ν — кинематическая вязкость масла при рабочей температуре, сСт;

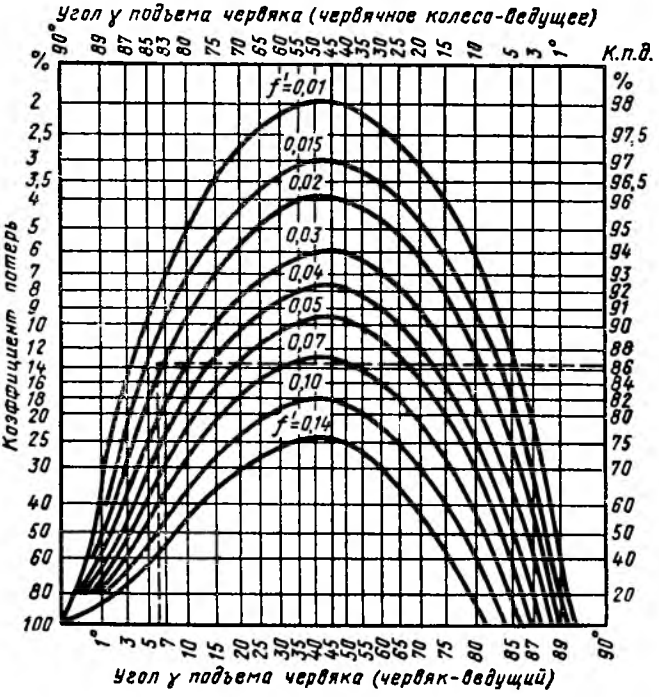


Рис. 40. График для определения к. п. д. червячных передач.

Пример. Определить к. п. д. η'_{12} при ведущем червяке, если $\gamma = 6° 20' 25''$ и $f' = 0{,}017$. По графику (см. штриховую линию) находим, что $\eta'_{12} \approx 0{,}86$

N — мощность, передаваемая червячным колесом, кВт; $B = B_2$ — ширина обода червячного колеса, погруженного в масло, см; если в масло окунается червяк, то вместо B в формулу подставляют длину рабочей части червяка b_1.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Потери мощности на трение в зацеплении, в опорах и на разбрызгивание и размешивание масла вызывают повышение температуры. Количество тепла Q_1 (ккал/ч), выделяемого в редукторе (рис. 41), не должно

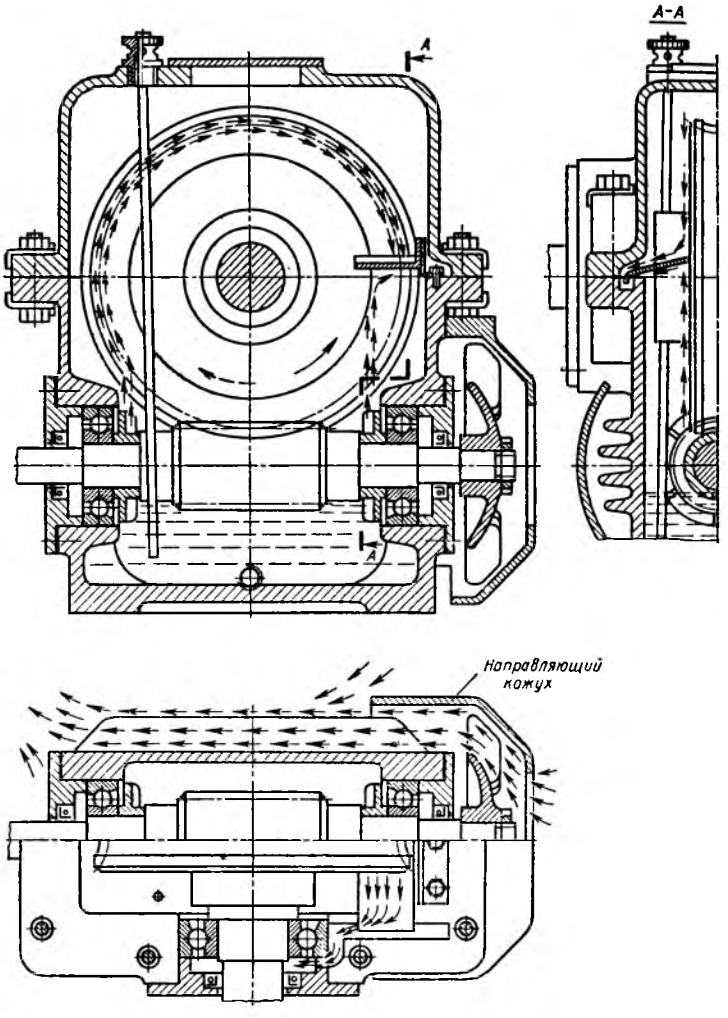


Рис. 41. Червячный редуктор с воздушным охлаждением

превышать количество тепла Q_2, отдаваемого поверхностью корпуса в окружающую среду:

$$Q_1 = 860N\,(1 - \eta), \tag{58}$$

где N — мощность на ведущем валу, кВт; η — к. п. д. передачи.

Если величина N переменная, то в формулу (58) подставляют среднее значение ее по времени. Величина Q_2 определяется по формуле

$$Q_2 = K_t S\,(t_м - t_{ов}), \tag{59}$$

где K_t — коэффициент теплопередачи корпуса передачи, ккал/(м²·ч·°С); S — поверхность корпуса, соприкасающаяся с воздухом и омываемая внутри корпуса маслом или его брызгами, м²; $t_м$ — температура масла и $t_{ов}$ — температура окружающего воздуха, °С. Если корпус передачи имеет оребрение, то в расчет вводится половина поверхности ребер.

В закрытых небольших помещениях при отсутствии циркуляции воздуха $K_t \approx 7 \div 9$; в помещениях с интенсивной вентиляцией $K_t \approx 12 \div 16$.

Обычно принимают $t_м = 60 \div 70°$ и $t_{м\,max} \approx 85 \div 90°$ С.

Если $Q_1 > Q_2$, то увеличивают поверхность охлаждения, применяют обдув или искусственное охлаждение, например, с помощью змеевика с циркулирующей водой.

Воздухом червячные передачи охлаждаются с помощью крыльчатки центробежного типа, рабочие плоскости которой расположены в плоскости оси червяка; диаметр крыльчатки (0,6 — 0,8) d_2 (см. рис. 41).

При обдуве

$$K_{t\,обд} = 14\sqrt{v_0}, \tag{60}$$

где v_0 — скорость движения воздуха, м/с. Для предварительного расчета можно принимать $v_0 \approx 0{,}005 n_1$; n_1 — частота вращения червяка с крыльчаткой.

Найденное по формуле (60) значение K_t следует относить только к обдуваемой поверхности. В этом случае

$$\left.\begin{aligned} Q_2 &= \Omega_1\,(t_м - t_{ов}); \\ \Omega_1 &= K_t S_н + K_{t\,обд} S_{обд}, \end{aligned}\right\} \tag{61}$$

где $S_н$ и $S_{обд}$ — соответственно необдуваемая и обдуваемая вентилятором поверхности корпуса, м²; $K_{t\,обд}$ — коэффициент теплоотдачи для обдуваемой части корпуса, ккал/м²·ч·°С.

Из равенства $Q_1 = Q_2$ можно найти температуру масла $t_м$ при установившемся режиме работы передачи или определить величину необходимой поверхности охлаждения при заданном значении $t_м$.

При проектировании червячных редукторов полезны формулы для определения максимальной мощности, которую может передать редуктор при заданном $t_{м\,max}$. Эта мощность называется термической мощностью червячного редуктора и обозначается $N_{терм}$.

При отсутствии вентилятора

$$N_{терм} = \frac{K_t S\,(t_{м\,max} - t_{ов})}{860\,(1 - \eta)}. \tag{62}$$

При наличии вентилятора

$$N_{\text{терм}} = \frac{\Omega_1 (t_{\text{м max}} - t_{\text{ов}})}{860 (1 - \eta)}. \quad (63)$$

За время T непрерывной работы передачи масло нагревается до температуры

$$t_{\text{м}} = t_{\text{ов}} + \frac{2TQ_1}{2\Pi + \Omega_1 T}. \quad (64)$$

Если $N_{\text{терм}} \lessdot N$, то время T (ч), в течение которого температура масла редуктора достигает $t_{\text{м max}}$, определяют по формуле

$$T = \frac{\Pi (t_{\text{м max}} - t_{\text{ов}})}{Q_1 - \Omega_1 \frac{t_{\text{м max}} - t_{\text{ов}}}{2}}. \quad (65)$$

В двух последних формулах

$$\Pi = G_1 c_1 + G_2 c_2,$$

где G_1 — масса редуктора, кг; c_1 — средняя теплоемкость металла, $c_1 = 0{,}12$ ккал/(кг·°С); G_2 — масса масла, кг; c_2 — теплоемкость масла, $c_2 = 0{,}4$ ккал/кг·°С; Ω_1 при наличии вентилятора вычисляют по формуле (61), при отсутствии вентилятора $\Omega_1 = K_t S$.

Если передача работает с частыми остановками, причем за каждый рабочий цикл продолжительность работы равна T_1, продолжительность остановки T_2, то для предупреждения нагревания масла до температуры выше $t_{\text{м max}}$ должно выполняться условие

$$\frac{t_{\text{м max}} - t_{\text{ов}}}{\exp \frac{\Omega_2 T_2}{\Pi}} \leqslant \frac{Q_1}{\Omega_1} - \left[\frac{Q_1}{\Omega_1} - (t_{\text{м max}} - t_{\text{ов}})\right] \exp \frac{\Omega_1 T_1}{\Pi}, \quad (66)$$

здесь Q_1 определяют из равенства (58); $\Omega_2 = K_t S_{\text{м}}$; $S_{\text{м}}$ — увеличенная на 20% поверхность редуктора, соприкасающаяся с воздухом и омываемая внутри маслом при неработающем редукторе.

МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯКА И КОЛЕСА И ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Для червячных передач характерны высокие скорости скольжения, и поэтому часто несущая способность лимитируется заеданием; оно возникает из-за разрыва масляного слоя между трущимися поверхностями. Более благоприятные условия для образования непрерывного масляного слоя имеются в передачах с глобоидным червяком или с цилиндрическим червяком с вогнутыми зубьями.

Высокими антифрикционными свойствами обладают бронзы с относительно малыми значениями $\sigma_b < 30$ кгс/мм^2, например, оловянные бронзы Бр. ОФ 10-1, Бр. ОФН, Бр. ОФ 6,5-0,15, они наиболее пригодны для червячных колес при большой скорости скольжения ($v_S > 5$ м/с) и продолжительной работе без перерывов; характерный вид разрушения зубьев колес из оловянных бронз — усталостное выкрашивание.

У бронз с $\sigma_в \geqslant 40$ кгс/мм^2 (например, у бронзы Бр. АЖ 9-4) сопротивление выкрашиванию намного выше, но антифрикционные свойства ниже. Несущая способность червячных колес лимитируется заданием и падает с возрастанием v_s. Обычно для этой бронзы ограничивают $v_{s\,max} \leqslant 6$ м/с.

Несущая способность чугунных червячных колес также лимитируется заеданием и падает с ростом v_s; обычно принимают $v_s \leqslant 2$ м/с.

Червяки изготовляют из стали. С повышением твердости рабочих поверхностей витков сопротивление заеданию увеличивается.

Для колес из Бр. АЖ 9-4 червяки должны быть из цементуемых сталей (15Х, 20Х, 20ХФ), из сталей с поверхностной или объемной закалкой (45; 40Х), с твердостью рабочих поверхностей витков $> HRC$ 45.

Поверхности витков червяка должны иметь низкую шероховатость для повышения несущей способности, лимитируемой выкрашиванием и заеданием.

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Проверочный расчет выполняют по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Ограничение первого из них допускаемой величиной $\sigma_н$ должно устранять опасность выкрашивания и заедания.

Базой для расчета служит формула Герца. При $E_1 = 2\,15.10^6$, $E_2 = 0{,}9.10^6$ кгс/см^2 и известных размерах передачи контактное напряжение в зубьях колес из бронзы и чугуна (в кгс/см^2)

$$\sigma_H = \frac{1080}{d_2}\sqrt{\frac{2M_{H_2}K}{d_1}}. \qquad (67)$$

Здесь d_1 и d_2 — делительные диаметры см; M_{H_2} — исходный расчетный момент червячного колеса, кгс·см; $K = K_{H\beta}K_{Hv}$, $K_{Hv} = 1$ при $v_2 \leqslant 3$ м/с и 1,3 при $v_2 = 6$ м/с;

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - m_p). \qquad (68)$$

Значения θ даны в табл. 27; m_p — отношение среднего по времени момента к наибольшему:

$$m_p = \frac{M_{2\,ср}}{M_{2\,max}} = \frac{1}{M_{2\,max}}\left(\frac{\sum_i M_{2i}T_i}{T}\right), \qquad (69)$$

здесь M_{2i} — момент, действующий на червячное колесо при i-ой нагрузке; T_i — продолжительность работы под нагрузкой (моментом) M_{2i} за полный срок службы передачи; T — общая продолжительность работы за полный срок службы передачи. При постоянной или малоизме-

27. Значения коэффициента деформации червяка θ в зависимости от числа заходов червяка z_1 и отношения q делительной окружности червяка к модулю

	Значения θ при q					
	8	9	10	11	12	13
1	72	89	108	127	147	168
2	57	71	86	102	117	134
3	51	61	76	89	103	118
4	47	58	70	82	94	108

няющейся нагрузке $m_p \approx 1$ и $K_{H\beta} \approx 1$. Если нагрузка переменная и изменяется периодически, то величины T_i и T следует брать не за полный срок службы, а за один цикл.

При проектном расчете определяют межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)\sqrt[3]{\left(\frac{540}{[\sigma]_H \frac{z_2}{q}}\right)^2 M_{H_2} K}. \qquad (70)$$

Для колес из оловянных бронз при твердости поверхностей витков червяка до *HRC* 45 допускаемое напряжение

$$[\sigma]_H = 0{,}75\sigma_в \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HF_2}}}. \qquad (71)$$

При твердости червяка $\geq HRC$ 45, шлифованных и полированных витках $[\sigma]_H$ на 20% больше. Значения $[\sigma]_H$ для колес из бронзы Бр. АЖ 9-4 и из чугуна даны в табл. 28.

Механические характеристики оловяннофосфористых бронз и чугуна приведены в табл. 29:

$$N_{HE2} = 60 \sum \left(\frac{M_i}{M_{max}}\right)^4 n_i {}^{\tau}i. \qquad (72)$$

Если $N_{HE_2} \geq 25 \cdot 10^7$, то принимают его равным $25 \cdot 10^7$.

При замене σ_H коэффициентом контактных напряжений C_H расчетные формулы принимают вид

$$C_H = \frac{5{,}25 M_{H_2} K_{H\beta}}{d_2^2 d_1} \leq [C_H]; \qquad (73)$$

$$d_2 \geq 1{,}74 \sqrt[3]{\frac{M_{H_2} K_{H\beta} z_2}{[C_H] q}}. \qquad (74)$$

При $E_1 = 2{,}15 \cdot 10^6$ и $E_2 = 10^6$ кгс/см^2 (для бронзы)

$$[C_H] = 2{,}1 \left(\frac{[\sigma_H]}{1000}\right)^2 = 1{,}7 \left(\frac{\sigma_в}{1000}\right)^2 \sqrt[4]{\frac{10^7}{N_{HE_2}}}. \qquad (75)$$

28. Значения $[\sigma_H]$ и $[C_H]$ для передач с колесом из бронзы Бр.АЖ 9-4 или чугуна (кгс/см²)

Материалы колеса и червяка	Обозначение параметра	v_S, м/с							
		0,25	0,5	1	2	3	4	5	6
Бронза Бр.АЖ 9-4 по стальному червяку с твердостью витков *HRC* 45	$[\sigma_H]$	2280	2230	2130	1930	1730	1540	1340	1160
	$[C_H]$	10,92	10,45	9,55	7,89	6,46	4,99	3,74	2,84
Чугун СЧ 15-32 или СЧ 18-36 ($E_2 \approx 1{,}1 \cdot 10^6$ кгс/см²) по цементованному червяку из стали 20 или 20Х	$[\sigma_H]$	1580	1300	1150	860	—	—	—	—
	$[C_H]$	4,80	3,21	2,56	1,44				
Чугун СЧ 12-28 или СЧ 15-32 по червяку из стали 45 или стали Ст6	$[\sigma_H]$	1440	1150	1000	720	—	—	—	—
	$[C_H]$	3,96	2,56	1,93	1,00				

29. Механические характеристики оловянных бронз и чугунов

Марка материала	Способ отливки	Механические свойства, кгс/см²		
		$\sigma_в$	$\sigma_и$	$\sigma_т$
Бр.ОФ 10-1	В песок	2000	—	1200
	В кокиль	2600	—	1500
Бр.ОФН	Центробежный	2900	—	1700
СЧ 15-32	В песок	1500	3200	—
СЧ 18-36	В песок	1800	3600	—

Примечания: 1. С уменьшением N_{HE2} величина $\sqrt[4]{\frac{10^7}{N_{HE_2}}}$ растет, поэтому во избежание заедания или недопустимых пластических деформаций в тех случаях, когда эта величина превышает 2,5, ее следует принять равной 2,5. Такое значение $\sqrt[4]{\frac{10^7}{N_{HE_2}}}$ можно назначать только для передач кратковременного действия с продолжительностью рабочих циклов до 2 мин.

2. При точном изготовлении червячных передач, обеспечивающем высокую степень прилегания, значения $[\sigma_H]$, получаемые по формуле (75), можно увеличить на 15—20%.

3. Для малооловянных и безоловянных бронз с $\sigma_в \leqslant 30$ кгс/мм² можно принимать значения $[\sigma_H]$ сниженными на 25% против получаемых по формуле (75).

4. При расчете червячных передач с колесом из бронзы Бр.АЖ 9-4 или чугуна приведенные в табл. 26 значения $[\sigma_H]$ могут быть увеличены на 40—50%, если привод работает кратковременно и продолжительность рабочих циклов $t_р \leqslant 4$ мин.

5. Нагрузочная способность червячных передач с колесами из чугуна или высокопрочной бронзы ($\sigma_в > 30 \div 35$ кгс/см²) ограничивается опасностью заедания. Величины $[\sigma_H]$ для этих материалов не зависят от числа циклов изменения напряжений, поскольку для предупреждения заедания величины $[\sigma_H]$ принимают меньше предела контактной выносливости.

Для червячных передач с колесом из бронзы Бр. АЖ 9-4 или чугуна значения $[\sigma_H]$ и $[C_H]$ даны в табл. 28.

Для колес из фосфористой бронзы (табл. 29) при твердости рабочих поверхностей витков червяка $>HRC$ 45

$$[\sigma_H] = 0{,}9\sigma_в \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE_2}}}. \qquad (76)$$

На изгиб зубья червячного колеса проверяют по формуле

$$\sigma_и = \frac{2M_{F_2}K_{H\beta}}{d_2 d_1 m Y_2} \leqslant [\sigma]_и. \qquad (77)$$

Здесь d_2, d_1, m в см; M_{F_2} в кгс/см; Y_2 находят по рис. 42; $K_{H\beta}$ определяют по формуле (68).

Для бронзовых червячных колес

$$[\sigma]_и = (0{,}25\sigma_т + 0{,}08\sigma_в) \times \times \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE_2}}} \quad (78)$$

при нереверсивной нагрузке и

$$[\sigma]_и = 0{,}16\sigma_в \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE_2}}} \quad (79)$$

при реверсивной симметричной нагрузке.

Величину N_{FE_2} определяют по формуле

$$N_{FE_2} = \sum \left(\frac{M_{2i}}{M_{F_2}}\right)^6 n_{ц\,2i}. \quad (80)$$

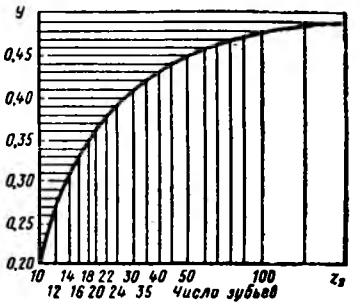


Рис. 42. График для определения коэффициента формы зуба Y червячного колеса

Если $N_{FE_2} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{FE_2} = 25 \cdot 10^7$; если же $N_{FE_2} < 10^5$, то принимают $N_{FE_2} = 10^5$.

Для колес из серого чугуна независимо от величины N_{FE_2}

$$[\sigma]_и = 0{,}12\sigma_{ви} \quad (81)$$

при нереверсивной нагрузке ($\sigma_{ви}$ — предел прочности при изгибе) и

$$[\sigma]_и = 0{,}075\sigma_{ви} \quad (82)$$

при реверсивной симметричной нагрузке.

Примечания. 1. Значения $[\sigma]_и$ можно повысить на 20%, если рабочие поверхности витков червяка шлифованы и полированы и твердость их $\geqslant$ *HRC* 45.

2. Несущая способность червячных передач с вогнутыми поверхностями витков червяка существенно выше, чем передач с цилиндрическими червяками других видов; установившихся расчетных норм для этого вида передач еще нет. В качестве первого приближения несущую способность (по условию прочности рабочих поверхностей зубьев колеса) этих передач можно принять на 30—40% выше, чем передач с конволютным или эвольвентным червяком.

ДОПУСКИ НА ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Точность зубчатых передач характеризуют показатели:

Кинематическая точность передачи вращения от данного колеса к сцепляющемуся с ним (сопряженному) колесу. Нарушение кинематической точности проявляется в несогласованности поворотов колес передачи, периодически повторяющейся за оборот колеса.

Плавность работы передачи — нарушение ее вызывает многократно повторяющиеся за оборот колеса колебания частоты вращения, вследствие чего возникают динамические явления, вибрация и шум при работе зубчатых передач.

Контакт боковых поверхностей зубьев. Уменьшение поверхности контакта зубьев в передаче приводит к сокращению области прилегания

зубьев и концентрации нагрузки на отдельных участках поверхностей зубьев.

Боковой зазор между нерабочими профилями зубьев. Он обеспечивает отсутствие заклинивания зубьев и свободный поворот (игру) одного колеса относительно другого.

Наряду с ограничением отклонений указанных показателей выполнения передачи регламентированы также другие эксплуатационные характеристики качества работы передач, к ним относятся:

1) шум работающей передачи при высоких окружных скоростях под нагрузкой или на холостом ходу;

2) вибрация передачи, вызванная погрешностями изготовления и динамической неуравновешенностью вращающихся масс;

3) к. п. д. передачи;

4) статическая и динамическая неуравновешенность вращающихся масс.

Нормированы также шероховатость боковых поверхностей зубьев изготовляемого колеса.

ДОПУСКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Допуски зубчатых колес мелкомодульных ($m < 1$) и передач регламентированы ГОСТ 9178—72, а среднемодульных и крупномодульных ($m = 1 \div 56$) ГОСТ 1643—72. Область распространения стандартов приведена в табл. 30.

80. Область распространения стандартов

Наименование параметра	ГОСТ 9178—72	ГОСТ 1643—72
Модули, мм	От 0,1 до менее 1,0	От 1 до 56
Делительный диаметр, мм	До 400	До 6300
Межосевое расстояние, мм	До 400	До 4000
Ширина венца, мм	До 40	До 1250
Степени точности	4—12	3—12
Передачи	Эвольвентные цилиндрические внешнего и внутреннего зацепления и винтовые	Эвольвентные цилиндрические внешнего и внутреннего зацепления
Колеса	Прямозубые и косозубые	Прямозубые, косозубые и шевронные
Исходный контур	По ГОСТ 9587—68	По ГОСТ 13755—68
Соответствие рекомендациям СЭВ	РС 3350—71 и РС 3646—72	РС 3352—71

Для каждой степени точности изготовления зубчатых колес и передач устанавливают нормы: 1) кинематической точности; 2) плавности работы; 3) контакта зубьев.

Независимо от степени точности зубчатых колес и передач в ГОСТе предусмотрено шесть видов сопряжений, различающихся по величине

гарантированного (наименьшего) бокового зазора и допуску зазора. По величине гарантированного бокового зазора между зубьями в передаче предусматриваются сопряжения.

Вид сопряжения	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*H*
Диапазон степеней кинематической точности передач	3—12	3—10	3—9	3—8	3—7	3—6

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается раздельным указанием степени точности и вида сопряжения. Например, передача степени 7 по всем трем нормам с видом сопряжения *C* и соответствием между видами сопряжения и допуска на боковой зазор обозначается: *7—C ГОСТ 1643—72.*

ГОСТы предусматривают возможность взаимного комбинирования трех норм по различным степеням точности.

При специальных требованиях к партии или комплекту передач могут быть приняты расширенные или суженные допуски на боковой зазор, обозначаемые буквами *z*, *y*, *x*, *a*, *b*, *c*, *d*, *h*, например, при расширении допуска бокового зазора — *Ba* а при уменьшении *Bc*.

Передача со степенью 8 по нормам кинематической точности со степенью 7 по нормам плавности работы, со степенью 6 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения колес *B* и видом допуска на боковой зазор *a* обозначается *8—7—6—Ba ГОСТ 1643—72.*

Для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ установлены различные требования к косозубым и шевронным колесам с коэффициентами осевого перекрытия ε_β не менее указанных в табл. 31, с одной стороны, и к прямозубым

31. Значения коэффициентов осевого перекрытия ε_β, обеспечивающие полное проявление эффекта косозубости

Степени точности	3	4	5	6	7	8
Коэффициент $\varepsilon_\beta \geqslant$	1,25		1,5	2	2,5	3,5

и косозубым колесам с коэффициентами осевого перекрытия ε_β меньше значений, приведенных в табл. 31, с другой стороны, поскольку отклонения отдельных элементов (шага зацепления, профиля, волнистости винтовой линии) неодинаково влияют на работу тех и других колес.

Степени точности, применяемые в различных машинах, указаны в табл. 32. Допуски по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и бокового зазора приведены в табл. 33—38 для степеней точности от 7 до 9 при m свыше 0,5 до 10 и диаметре зубчатых колес до 560 мм.

При выборе гарантированного бокового зазора следует учитывать температурный режим работы передачи; способ смазки и окружную скорость зубчатых колес; влияние бокового зазора на эксплуатационные качества передачи.

Величина гарантированного бокового зазора, необходимая для температурной компенсации

$$l_{n1} = a\left(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2\right) 2 \sin \alpha_n,$$

82. Степени точности колес, применяемых в различных областях техники

Область применения	Степени точности	Область применения	Степени точности
Измерительные колеса	3—5	Грузовые автомобили	7—9
Редукторы турбин и турбомашин	3—6	Тракторы	6—8
Металлорежущие станки	3—7	Редукторы общего назначения	6—8
Авиационные двигатели	4—7	Прокатные станы	6—9
Электроподвижной состав	5—7	Лебедки шахтные	8—10
Товарный состав	6—8	Крановые механизмы	7—10
Легковые автомобили	5—8	Сельскохозяйственные машины	8—11

где α_1 и α_2 — коэффициенты линейного расширения для материалов колес и корпуса; Δt_1° и Δt_2° — отклонения температуры колес и температуры корпуса от 20° С, т. е.

$$\Delta t_1^\circ = t_1^\circ - 20^\circ \text{ С} \text{ и } \Delta t_2^\circ = t_2^\circ - 20^\circ \text{ С}.$$

Величина гарантированного бокового зазора, обеспечивающая нормальные условия смазки, зависит от способа смазки и окружной скорости передачи и составляет в микрометрах от $10m_n$ для тихоходных передач до $30m_n$ для особо скоростных передач, где m_n — нормальный модуль в миллиметрах. Для тихоходных передач при отсутствии принудительной смазки гарантированный зазор можно принимать равным 10 мкм.

Наименьшие дополнительные смещения исходного контура на шестерне и колесе, данные в табл. 37, определены с учетом значения k величины компенсации погрешностей изготовления и монтажа зубчатой передачи по формулам

$$A_{He1} + A_{He2} = \frac{j_{n\min} + k}{2 \sin \alpha};$$

$$k = \sqrt{(f_a \cdot 2 \sin \alpha)^2 + 2 (F_\beta)^2 + 2 (f_{pb})^2 + (f_x \sin \alpha)^2 + (f_y \cos \alpha)^2}.$$

Наибольший боковой зазор между зубьями передачи

$$j_{n\max} \approx j_{n\min} + \sqrt{0{,}5 (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2f_a^2}$$

(стандартами не ограничивается).

В этом случае принимается, что часть наибольшего бокового зазора поглощается из-за непараллельности и перекоса осей передачи погрешностей шага зацепления и направления зубьев.

При пользовании допусками по ГОСТам необходимо учитывать следующее.

1. Для каждой из трех норм точности в стандартах приведено несколько показателей характеризующих точность зубчатых колес. Показатели для каждой нормы точности и их комплексы перечислены в табл. 56.

33. Нормы кинематической точности цилиндрических колес, мкм

Степень точности	Обозначения	Модуль нормальный m, мм	Диаметр делительной окружности, мм								
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 280	св. 280 до 560
7	F_i'	Св. 0,5 до 25	$F_i' = F_p + f_f$, значения f_f по табл. 34								
	F_r	Св. 0,5 до 1,0	21	22	24	26	30	36	42	—	—
		От 1 до 2				30	38		48		63
		Св. 2 до 3,55				32	40		50		63
		Св. 3,55 до 6				34	42		53		67
		Св. 6 до 10				—	48		60		70
	V_W	Св. 0,5 до 1,0	6	7	9	11	15	21	28	36	50
		От 1 до 25				15	24		36		56
	F_i	Св. 0,5 до 1,0	30	32	34	38	42	48	55	62	70
		От 1 до 2				42	53		67		90
		Св. 2 до 3,55				45	56		70		90
		Св. 3,55 до 6				48	60		75		95
		Св. 6 до 10				—	67		85		100
	F_c	Св. 0,5 до 1,0	6	7	9	11	15	21	28	36	50
		От 1 до 16				15	24		36		56
	F_p	Св. 0,1 до 1,0	22	24	27	30	35	42	50	56	64
		От 1 до 16			32	36	42	48	55	67 *2	80 *3
	F_{pk}^{*1}	От 0,1 до 1,0	20	22	24	27	30	35	42	50	56

Продолжение табл. 33

Степень точности	Обозначения	Модуль нормальный m, мм	Диаметр делительной окружности, мм								
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 280	св. 280 до 560
	F_i'	Св. 0,5 до 40	$F_i' = F_p + f_f$, значения f_f по табл. 34								
	F_r	Св. 0,5 до 1,0	26	28	30	34	38	45	52	55	70
		От 1 до 2				38	48		60		75
		Св. 2 до 3,55				40	50		63		80
		Св. 3,55 до 6				42	53		67		85
		Св. 6 до 10				—	60		70		90
	V_W	Св. 0,5 до 1,0	7	9	11	14	20	26	35	45	63
		От 1 до 40				19	30		45		70
	F_i''	Св. 0,5 до 1,0	38	40	45	48	52	60	70	80	95
		От 1 до 2				53	67		85		105
		Св. 2 до 3,55				56	70		90		110
		Св. 3,55 до 6				60	75		95		120
		Св. 6 до 10				—	85		100		130
	F_c	Св. 0,5 до 1,0	7	9	11	14	20	26	35	45	63
		От 1 до 40				19	30		45		70
	F_p	Св. 0,5 до 1,0	32	34	38	44	50	60	70	80	90
		От 1 до 40			45	50	56	67	80	95[2]	110[3]
	F_{pk}^{*1}	Св. 0,5 до 1,0	28	32	34	38	44	50	60	70	80

Продолжение табл. 33

Степень точности	Обозначения	Модуль нормальный m, мм	Диаметр делительной окружности, мм								
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 280	св. 280 до 560
9	F_r	Св. 0,5 до 1,0	34	36	40	45	50	55	65	75	90
		От 1 до 2				48	60		75		95
		Св. 2 до 3,55				50	63		80		100
		Св. 3,55 до 6				53	67		85		105
		Св. 6 до 10				—	75		90		110
	V_W	Св. 0,5 до 1,0	(9)	(11)	(14)	(18)	(25)	(34)	(45)	60	80
	F_i''	Св. 0,5 до 1,0	48	50	55	60	65	75	85	100	120
		От 1 до 2				67	85		105		130
		Св. 2 до 3,55				70	90		110		140
		Св. 3,55 до 6				75	95		120		150
		Св. 6 до 10				—	105		130		150
	F_c	Св. 0,5 до 1,0	(9)	(11)	(14)	(18)	(25)	(34)	(45)	60	80

Примечание. Принятые обозначения: F_i' — допуск на кинематическую погрешность колеса; F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца; V_W — допуск на колебание длины общей нормали; F_i'' — допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса; F_c — допуск на погрешность обката; F_p — допуск на накопленную погрешность шага по колесу; F_{pk} — допуск на накопленную погрешность k шагов.

*1 F_{pk} назначается в зависимости от длины дуги делительной окружности, для которой действительны указанные в головке таблицы диапазоны. Обычно принимается дуга, равная $^1/_8$ длины делительной окружности.

*2 Значения F_p даны для диапазонов диаметров 200—315 мм.

*3 Значения F_p даны для диапазонов диаметров 315—500 мм.

34. Нормы плавности

Обозначения	Модуль нормальный m_n, мм	Степень точности 7				
		Диаметр				
		до 50	св. 50 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 280	св. 280 до 560
$\pm f_{pt}$	Св. 0,5 до < 1,0		13			—
	От 1 до 2	14	15	16		17
	Св. 2 до 3,55	15	16	17		18
	Св. 3,55 до 6	17	18	19		20
	Св. 6 до 10	—	21	22		24
f_i''	Св. 0,5 до < 1,0		15			—
	От 1 до 2	20	21	22		24
	Св. 2 до 3,55	21	22	24		26
	Св. 3,55 до 6	24	25	26		28
	Св. 6 до 10	—	28	30		32
f_i'	Св. 0,5 до < 1,0		22			—
	От 1 до 2	24	25	28		32
	Св. 2 до 3,55	26	28	32		36
	Св. 3,55 до 6	30	32	36		40
	Св. 6 до 10	—	38	40		45
$\pm f_{p0}$	Св. 0,5 до < 1,0		11			—
	От 1 до 2	14	15	16		17
	Св. 2 до 3,55	15	16	17		18
	Св. 3,55 до 6	17	18	19		20
	Св. 6 до 10	—	20	21		22
f_f	Св. 0,5 до < 1,0		10			—
	От 1 до 2	10	11	12		15
	Св. 2 до 3,55	11	12	14		17
	Св. 3,55 до 6	13	14	16		19
	Св. 6 до 10	—	17	19		21

Примечание. Принятые обозначения: f_i' — допуск на местную f_{pt} — предельное отклонение шага; f_f — допуск на погрешность профиля одном зубе.

*1 Наибольшая разность шагов зацепления в пределах колеса допу

*2 При установлении допуска на разность любых шагов V_p в пределах вышать значения 1,6 f_{pt}.

*3 При обеспечении в измерении угла зацепления α_{tw_M}, не равного углу расстояния на одном зубе не должно превышать 1,25f_i''.

индрических колес, мкм

Степень точности 8					Степень точности 9				
елительной окружности, мм									
до 50	св. 50 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 280	св. 280 до 560	до 50	св. 50 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 280	св. 280 до 560
	18			—		25			—
20	21	22		24	26	30	32		34
21	22	24		26	30	32	34		38
24	25	26		28	34	36	38		40
—	30	30		32	—	42	45		48
	20			—		26			—
28	30	32		34	34	36	40		42
30	32	34		38	38	40	42		45
34	36	38		40	42	45	48		50
—	42	42		45	—	53	56		60
	30			—					
32	36	40		48					
36	38	42		50					
42	45	48		56					
—	53	60		67					
	16			—					
19	20	22		24					
21	22	24		26					
24	24	26		28					
—	28	30		32					
	13			—					
13	14	17		22					
15	16	19		24					
18	19	22		28					
—	25	28		32					

инематическую погрешность; f_{pb} — предельное отклонение шага зацепления;

уба; f_i'' — допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на

кается не более величины одностороннего отклонения (f_{pb}).

колеса взамен предельных отклонений шага его значение не должно пре-

ацепления α_{two} в обработке колеса, колебание измерительного межосевого

35. Нормы контакта цилиндрических зубчатых колес и передач с модулем $m_n \geqslant 1$

Степень точности	Обозначения	Размерность	Ширина венца, мм		
			до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160
7	F_β и f_x	мкм	12	16	20
	f_y	мкм	6	8	10
	Пятно контакта	%	По высоте $\geqslant 45$, по длине $\geqslant 60$		
8	F_β и f_x	мкм	20	25	32
	f_y	мкм	10	13	16
	Пятно контакта	%	По высоте $\geqslant 30$ по длине $\geqslant 40$		
9	F_β и f_x	мкм	32	40	50
	f_y	мкм	16	20	25
	Пятно контакта	%	По высоте $\geqslant 20$, по длине $\geqslant 25$		

Примечание. В качестве показателя допускается использовать требования к пятну контакта колеса в зацеплении с измерительным колесом; эти нормы могут регламентироваться отраслевым стандартом и должны быть соответственно увеличены по сравнению с указанными в таблице.

Принятые обозначения: F_β — допуск на направление зуба; f_x — допуск на непараллельность осей; f_y — допуск на перекос осей.

36. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,\min}$, предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, предельные отклонения измерительного межосевого расстояния $A_{a''e}$ и $A_{a''i}$, мкм

Вид сопряжения		Обозначение	Межосевое расстояние, мм								
$m_n < 1$	$m_n \geqslant 1$		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315
H	*H*	$j_{n\,\min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G	—		6	8	9	11	13	15	18	—	—
F	—		10	11	13	16	19	22	25	—	—
E	*E*		16	18	21	25	30	35	40	46	52
D	*D*		22	27	33	39	46	54	63	72	81
—	*C*						74	87	100	115	130
—	*B*						120	140	160	185	210
—	*A*						130	220	250	290	320
H	*H*, *E*	$\pm f_a$	8	9	11	13	15	18	20	23	26
G	*D*		11	14	17	20	23	27	32	36	40
F	*C*		18	22	26	32	38	43	50	58	65
E	*B*		29	35	42	50	60	70	80	92	105
D	*A*		45	55	65	80	95	110	125	145	160

Продолжение табл. 36

Вид сопряжения		Обозначение	Межосевое расстояние, мм									
$m_n < 1$	$m_n \geqslant 1$		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 * до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315
Для всех видов сопряжений		$A_{a''e}$	Для колес внешнего зацепления равно $+ f_i''$. Для колес внутреннего зацепления равно $+ T_H$									
		$A_{a''i}$	Для колес внешнего зацепления равно $- T_H$. Для колес внутреннего зацепления равно $- f_i''$									

* Для передач с колесами, имеющими $m_n \geqslant 1$, данный диапазон относится к межосевым расстояниям до 80 мм.

37. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура для колес с модулем $m_n \geqslant 1$, мкм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Диаметр делительной окружности, мм						
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
H	3—6	12	14	16	18	20	22	25
	7	13	15	18	20	22	25	28
E	3—6	30	35	40	46	52	57	63
	7	34	40	45	50	55	63	70
D	3—6	48	55	63	70	80	90	100
	7	52	60	70	80	90	100	110
	8	55	65	75	85	100	110	120
C	3—6	75	85	100	115	130	140	155
	7	80	95	110	125	140	150	170
	8	90	105	120	140	160	170	190
	9	100	110	130	150	170	180	200
B	3—6	120	140	160	185	210	230	250
	7	130	150	170	200	230	250	270
	8	140	170	190	220	250	280	300
	9	160	180	200	240	280	300	320
A	3—6	190	220	250	290	320	360	400
	7	200	240	280	320	360	400	440
	8	220	260	300	340	380	420	480
	9	250	280	320	360	420	480	530

38. Допуск на смещение исходного контура T_H, мкм, для колес с модулем $m_n \geqslant 1$ мм (поле допуска — в тело колеса)

Вид сопряжения	Вид допуска	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r, мкм							
		св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125
H, E	*h*	45	52	60	70	80	95	120	140
D	*d*	55	55	75	90	100	125	150	180
C	*c*	70	80	95	110	130	160	200	220
B	*b*	90	105	120	140	160	200	240	280
A	*a*	110	130	150	180	200	250	300	360
—	*z*	140	160	180	220	250	300	360	450
—	*y*	180	200	240	280	320	360	450	560
—	*x*	220	250	280	320	360	450	560	680

Примечание. При измененной величине допуска зазора, задаваемой двумя буквами, например *Ca*, допуск на смещение исходного контура T_H принимают отличающимся от предусмотренного для вида сопряжения и берут в соответствии с буквой указанного вида допуска, например A_{He} — по сопряжению *C*, а T_H по виду допуска *a*.

2. Кинематическая погрешность возникает в колесе из-за кинематической погрешности при обработке (V_W или F_c) и радиального биения зубчатого венца (F_r или F_i''). Поэтому ГОСТом допускается превышение одной из этих величин, входящих в комплекс, над предельным значением по ГОСТу, если сумма обеих величин данного комплекса не превышает суммы допусков, заданных стандартом, т. е. если удовлетворяются неравенства

$$F_{rr} + V_{Wr} \leqslant F_r + V_W;$$

$$F_{ir}'' - f_{ir}'' + V_{Wr} \leqslant F_i'' - f_i'' + V_W;$$

$$F_{rr} + F_{cr} \leqslant F_r + F_c.$$

В левой части неравенств стоят измеренные отклонения, в правой части — допускаемые по ГОСТу.

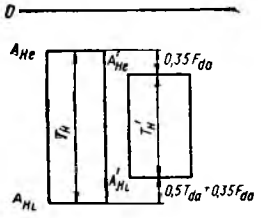
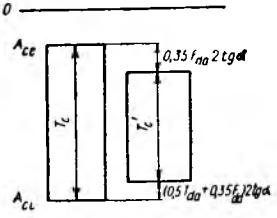
3. Нормы кинематической точности, кроме F_r'', F_i'' и V_W, плавности работы, кроме f_i'' и нормы контакта зубьев в передаче, кроме f_x и f_y, относятся к рабочей стороне зубьев. По каждой из норм степень точности шестерни и колеса передачи должна быть единой.

4. При специальных требованиях к размерам, форме, расположению или способам определения пятна контакта показатели и нормы, определяющие контакт зубьев в передаче, устанавливают независимо от ГОСТа.

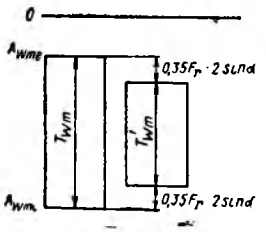
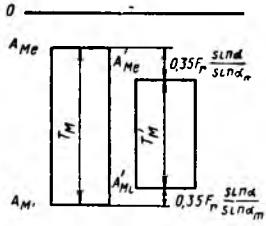
5. Радиальное биение зубчатого венца не должно вызывать смещения какого-либо зуба за границы, определяемые наименьшим дополнительным смещением исходного контура A_{He} и допуском на смещение T_H.

6. Требования к точности зубчатого колеса установлены относительно рабочей оси. Предельные отклонения диаметра окружности вершин зубьев колеса, биение этой окружности F_{da}, а также биение торцов F_T ГОСТами не регламентируются. При использовании этих поверхностей в качестве технологической или измерительной базы вносимые ими погрешности должны учитываться или компенсироваться уменьшенным производственным допуском (табл. 39).

39. Формулы для определения производственных допусков для разных методов контроля смещения исходного контура

Предельные отклонения и допуск	Причина уменьшения производственного допуска	Расчетная формула и эскиз
Наименьшее смещение исходного контура A'_{He} Допуск на смещение исходного контура T'_H Наибольшее смещение исходного контура A'_{Hi}	Погрешность базы измерения T_{da} и F_{da}	 $A'_{He} = \lvert A_{He} \rvert + 0{,}35F_{da}$ $T'_H = T_H - 0{,}5T_{da} - 0{,}7F_{da}$ $A'_{Hi} = \lvert A'_{He} \rvert + T'_H$
Верхнее отклонение толщины зуба по постоянной хорде A'_{ce} Допуск на толщину зуба T'_c Нижнее отклонение толщины зуба A'_{ce}		 $A'_{ce} = \left(\lvert A_{He} \rvert + 0{,}35F_{da}\right) 2\,\mathrm{tg}\,\alpha$ $T'_c = \left(T_H - 0{,}5T_{da} - 0{,}7F_{da}\right) 2\,\mathrm{tg}\,\alpha$ $A'_{ci} = \lvert A'_{ce} \rvert + T'_c$

Продолжение табл. 33

Предельные отклонения и допуск	Причина уменьшения производственного допуска	Расчетная формула и эскиз
Верхнее отклонение средней длины общей нормали A_{Wme} Допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm} Нижнее отклонение средней длины общей нормали A_{Wmi}	Отсутствие в результатах измерения влияния F_r	 $A_{Wme} = (\lvert A_{He} \rvert + 0{,}35F_r)\, 2 \sin\alpha$ $T_{Wm} = (T_H - 0{,}7F_r)\, 2 \sin\alpha$ $A_{Wmi} = \lvert A_{Wme} \rvert + T_{Wm}$
Верхнее отклонение размера по роликам A_{Me} Допуск на размер по роликам T_M Нижнее отклонение размера по роликам A_{Mi}		 $A_{Me} = (\lvert A_{He} \rvert + 0{,}35F_r)\, 2 \dfrac{\sin\alpha}{\sin\alpha_m}$ $T_M = (T_H - 0{,}7F_r)\, 2 \dfrac{\sin\alpha}{\sin\alpha_m}$ $A_{Mi} = \lvert A_{Me} \rvert + T_M$

Примечание. Принятые обозначения: T_{da} — допуск на диаметр окружности выступов; F_{da} — допуск на биение цилиндра выступов; F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца; α — угол исходного контура; α_m — угол давления на радиусе, проходящем через центр ролика.

Допуск наружного диаметра T_{da} при использовании его в качестве базы для измерения размеров зубьев принимается $T_{da} = 0{,}5T_H$ с округлением до величины поля допуска скольжения C для гладких изделий по ОСТ или поля h по ИСО. Радиальное биение окружности вершин зубьев $F_{da} \approx 0{,}25T_H$.

7. В случаях, когда взаимозаменяемость в условиях эксплуатации не обязательна, разрешается принимать за номинальные следующие элементы одного из колес: среднее значение действительного шага зацепления; среднее значение действительного осевого шага и действительное дополнительное смещение исходного контура.

В ГОСТе оговорены изменения допусков F_i'' и f_i'' при комбинировании степеней точности, отличии угла зацепления при измерении или от угла профиля исходного контура.

ДОПУСКИ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

ГОСТ 9368—60 и 1758—56 [1] допусков на конические зубчатые передачи распространяются на зубчатые передачи с пересекающимися под любым углом осями с металлическими, механически обработанными, коническими зубчатыми колесами и исходным контуром по ГОСТ 9587—68 и 13754—68*. Стандарт 9368—60 охватывает колеса с прямыми и косыми зубьями с делительным диаметром до 320 мм при модуле до 1 и ГОСТ 1758—56 колеса с прямыми, косыми и криволинейными зубьями с делительным диаметром до 2000 мм и модулем свыше 1 до 30.

Для устанавливаемых двенадцати степеней точности допуски и отклонения приводятся в ГОСТ 9368—60 для степеней точности с 5—10 и в ГОСТ 1758—56 для степеней с 5 до 11.

Допуски и отклонения по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и бокового зазора приведены в табл. 40—44. При пользовании допусками по стандарту необходимо учитывать следующее:

1. Отклонения должны измеряться у большого основания делительного конуса, а для окружных шагов — посредине длины зуба.

2. Нормы, определяющие кинематическую точность колеса (кроме E_0, $\delta_0\varphi_и$, $\delta_0 c_и$), плавность работы колеса (кроме $\delta_\gamma\varphi_и$) и контакта зубьев колеса, могут по правым и левым профилям назначаться из разных степеней точности.

3. При бочкообразной форме зубьев допускается принимать допуск на пересечение осей и предельное смещение вершины делительного конуса из следующей более грубой степени норм контакта зубьев в передаче (см. также указания 4—7 к допускам цилиндрических передач).

4. Биение зубчатого венца должно определяться наконечником, соответствующим исходному контуру, или другим наконечником, обеспечивающим касание с боковыми поверхностями зубьев (или впадин) в тех же точках, что при измерительном наконечнике, выполненном по исходному контуру.

5. При контроле колес в плотном (беззазорном) зацеплении размеры измерительного колеса обеспечивают номинальный измерительный

[1] Заменен СТ СЭВ 186—75.

40. Нормы кинематической точности конических колес (линейные, мкм, угловые, с)

Степени точности	Обозначения допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
7	δF_Σ	Св. 0,5 до 1	36	40	44	48	55	65	78	95
		Св. 1 до 30				50	65	75	90	110
	δt_Σ	Св. 0,5 до 1	25	28	32	36	42	52	66	85
		Св. 1 до 30				40	50	60	75	90
	E_o	Св. 0,5 до 1	22	24	26	28	34	40	46	55
		Св. 1 до 30				32	42	50	58	70
	$\delta_0 \varphi_и$	Св. 0,5 до 1	38	40	44	46	52	58	65	75
		Св. 1 до 2,5				55	65	75	85	100
		Св. 2,5 до 6				60	70	80	90	105
		Св. 6 до 10				65	75	85	95	110
	$\delta_0 c_и$	Св. 1 до 2,5				40	45	52	58	65
		Св. 2,5 до 6				42	48	55	60	70
		Св. 6 до 10				—	55	60	65	75
	$\delta \Phi_\Sigma$	До 1	300	180	140	110	90	80	70	60
		Св. 1 до 30				240	150	115	95	70
8	δF_Σ	Св. 0,5 до 1	55	60	65	75	90	100	130	150
	δt_Σ	Св. 0,5 до 1	38	45	52	58	65	85	105	140
		Св. 1 до 30				60	80	100	115	140
	E_o	Св. 0,5 до 1	36	38	42	45	55	65	75	90
		Св. 1 до 30				50	65	80	95	110
	$\delta_0 \varphi_и$	Св. 0,5 до 1	60	65	70	75	85	95	105	120
		Св. 1 до 2,5				90	105	115	130	160
		Св. 2,5 до 6				100	110	120	140	170
		Св. 6 до 10				105	115	130	150	180
	$\delta_0 c_и$	Св. 1 до 2,5				60	70	85	95	105
		Св. 2,5 до 6				65	75	90	100	110
		Св. 6 до 10				—	90	100	105	115
	$\delta \Phi_\Sigma$	До 1	480	280	220	180	140	120	110	100
		Св. 1 до 30				380	240	190	150	110

Продолжение табл. 40

Степени точности	Обозначения допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Диаметр колеса, мм: до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
9	δt_Σ	Св. 0,5 до 1	60	70	80	90	105	100	170	210
		Св. 1 до 30				100	120	160	190	220
	E_0	Св. 0,5 до 1	55	60	55	70	85	105	120	140
		Св. 1 до 30				80	105	120	150	180
	$\delta_0\varphi_u$	Св. 0,5 до 1	95	100	110	120	135	150	170	190
		Св. 1 до 2,5				—	—	—	—	—
		Св. 2,5 до 6				160	180	200	220	260
		Св. 6 до 10				170	190	210	240	280
	$\upsilon_0 c_u$	Св. 2,5 до 6				105	115	140	160	180
		Св. 6 до 10				—	140	160	170	190
	$\delta\varphi_\Sigma$	До 1	750	450	360	280	220	200	180	160

Примечание. Принятые обозначения: δF_Σ — допуск на кинематическую погрешность колеса; δt_Σ — допуск на накопленную погрешность окружного шага; E_0 — допуск на биение зубчатого венца; $\delta_0\varphi_u$ — допуск на колебание измерительного межосевого угла за один оборот колеса; $\delta_0 c_u$ — допуск на колебание измерительного бокового зазора; $\delta\varphi_\Sigma$ — допуск на погрешность обката (с)

41. Нормы плавности работы конических колес, мкм

Степени точности	Обозначения отклонений и допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Диаметр колеса, мм: до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
	δF	До 1	8	8	9	9	10	11	11	12
		Св. 1 до 2,5				9	10	11	12	13
		Св. 2,5 до 6				11	12	13	13	14
		Св. 6 до 10				14	15	15	16	17
	$\Delta_в t_c$	До 1	±7	±7	±8	±8	±8	±9	±10	±11
	$\Delta_н t_c$	Св. 1 до 2,5				±7	±7	±8	±8	±9
		Св. 2,5 до 6				±8	±9	±10	±10	±11
		Св. 6 до 10				—	±10	±11	±12	±13
	δt	До 1	12	12	14	14	14	16	16	18

Продолжение табл. 41

Степень точности	Обозначения отклонений и допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
7	δf	До 1	14	14	15	15	16	16	18	20
	$\delta_\nu \Phi_и$	До 1	17	17	18	18	19	19	21	22
		Св. 1 до 2,5				24	24	24	25	28
		Св. 2,5 до 6				28	28	28	30	32
		Св 6 до 10				—	34	34	36	38
8	δt	До 1	20	20	22	22	22	25	25	28
		Св. 1 до 2,5				22	24	25	26	30
		Св. 2,5 до 6				26	28	30	32	36
		Св 6 до 10				—	34	36	38	40
	δf	До 1	22	22	24	24	24	25	28	32
	$\delta_\nu \Phi_и$	До 1	26	26	26	28	30	30	34	36
		Св. 1 до 2,5				38	38	38	40	45
		Св. 2,5 до 6				42	42	42	48	50
		Св. 6 до 10				—	52	52	55	58
9	δt	До 1	32	32	36	36	36	40	40	45
		Св. 1 до 2,5				—	—	—	—	—
		Св. 2,5 до 6				42	45	48	50	55
		Св. 6 до 10				—	52	55	58	60
	δf	До	36		38	38	38	40	5	50
	$\delta_\nu \Phi_и$	До 1	42	42	45	45	48	48	52	55
		Св. 1 до 2,5				—	—	—	—	—
		Св. 2,5 до 6				65	65	65	75	80
		Св. 6 до 10				—	85	85	90	95

Примечание. Принятые обозначения: δF — допуск на циклическую погрешность; $\Delta_в t_c$; $\Delta_н t_c$ — предельные отклонения окружного шага; δt — допуск на разность окружных шагов; $\delta_\nu \Phi_и$ — допуск на колебание измерительного межосевого угла на одном зубе; δf — допуск на профиль.

42. Нормы контакта зубьев в конической передаче (мкм)

Обозначения и отклонений и допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Длина зуба b, мм, или длина образующей делительного конуса L, мм, или угол делительного конуса φ	Степени точности		
			7	8	9
Пятно контакта	До 1	По высоте и длине	Не менее 50%	Не менее 50%	Не менее 30%
	Св. 1		Не менее 60%	Не менее 50%	Не менее 40%
δB_0	До 1	b до 5	6	8	10
		Св. 5 до 10	10	12	16
		Св. 10	16	20	25
δa	До 1	L до 20	14	18	22
		Св. 20 до 80	16	20	25
		Св. 80 до 120	18	22	28
		Св. 120 до 200	20	25	32
	Св. 1	Св. 1 до 200	19	24	30
		Св. 200 до 320	22	28	36
$\Delta_в K$ $\Delta_н K$	До 0,5	φ до 30°	0—40	0—50	0—60
		Св. 30 до 60°	0—20	0—25	0—32
		Св. 60°	0—15	0—19	0—34
	Св. 0,5 до 1	φ до 30°	0—50	0—60	0—80
		Св. 30 до 60°	0—25	0—32	0—40
		Св. 60°	0—20	0—25	0—32
	Св. 1 до 2,5	—	0—30	0—38	—
	2,5 до 6		0—48	0—58	0—75
	Св. 6 до 10		0—60	0—80	0—100

Примечание. Принятые обозначения: δB_0 — допуск на направление зуба; δa — допуск на непересечение осей; $\Delta_в K$, $\Delta_н K$ — предельные смещения вершины делительного конуса.

43. Наименьший боковой зазор и отклонения межосевого угла, мкм

Виды сопряжений	Обозначения отклонений	Модуль торцовый, мм	Длина образующей делительного конуса, мм						
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200
G		До 1	0	0	0	0	0	0	0
Д			5	5	6	7	8	10	12
Х			9	10	12	15	17	20	24
Ш			18	22	25	30	34	40	48
G		Св. 1				0	0	0	0
Д						40	50	65	85
Х						85	100	130	170
Ш						170	210	260	420
G		До 1	±9	±11	±12	±15	±17	±20	±24
Д	$\Delta_{в}\Phi_{п}$		±14	±16	±18	±22	±26	±30	±36
Х	$\Delta_{н}\Phi_{п}$		±22	±26	±30	±36	±42	±48	±58
Ш			±36	±42	±48	±58	±70	±80	±95
С		Св. 1				±18	±24	±28	±32
Д	$\Delta_{в}\Phi_{п}$					±28	±38	±45	±50
Х	$\Delta_{н}\Phi_{п}$					±45	±58	±70	±80
Ш						±70	±95	±110	±120
G, Д	$\Delta_{в}\Phi_{и}$	—	$\Delta_{в}\Phi_{и} = \delta_{\gamma}\Phi_{и}$ по табл. 41 со знаком «плюс»						
Х, Ш	$\Delta_{н}\Phi_{и}$		$\Delta_{н}\Phi_{и} = 1{,}37\delta S$, где δS по табл. 44 со знаком «плюс»						

Примечание. Принятые обозначения: $c_п$ — наименьший боковой зазор; $\Delta_{в}\Phi_{п}$ и $\Delta_{н}\Phi_{п}$ — предельные отклонения межосевого угла; $\Delta_{в}\Phi_{и}$ и $\Delta_{н}\Phi_{и}$ — предельные отклонения измерительного межосевого угла

44. Наименьшее утонение зуба и допуск на толщину зуба конических колес, мкм

Степени точности	Виды сопряжений	Обозначения отклонений и допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
				до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
7	*С*	$\Delta_в S$	До 1	12	12	13	13	15	16	18	21
			Св. 1 до 2,5				13	16	19	21	25
			Св. 2,5 до 6				16	19	22	24	26
			Св. 6 до 10				—	21	24	26	30
		δS	Св. 0,5 до 1	22	22	28	28	34	34	40	48
			Св. 1 до 10				48	65	65	70	85
	Д	$\Delta_в S$	До 1	16	17	18	20	22	25	28	32
			Св. 1 до 2,5				38	40	52	60	75
			Св. 2,5 до 6				40	42	55	65	80
			Св. 6 до 10				—	45	55	65	80
		δS	Св. 0,5 до 1	26	26	32	32	38	38	45	55
			Св. 1 до 10				55	70	70	80	100
	Х	$\Delta_в S$	До 1	21	22	25	28	32	36	40	48
			Св. 1 до 2,5				55	70	85	100	180
			Св. 2,5 до 6				55	75	90	110	140
			Св. 6 до 10				—	75	90	110	140
		δS	Св. 0,5 до 1	30	30	38	38	45	45	52	60
			Св. 1 до 10				60	80	80	90	110
	Ш	$\Delta_в S$	До 1	32	34	38	45	50	60	70	80
			Св. 1 до 2,5				100	130	160	200	240
			Св. 2,5 до 6				100	130	160	200	240
			Св. 6 до 10				—	130	160	200	250

Продолжение табл 44

Степени точности	Виды сопряжений	Обозначения отклонений и допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
				до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
7	*III*	δS	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 10	34	34	42	42 70	50 90	50 90	60 100	70 120
		$\Delta_в S$	До 1	19	19	20	21	22	24	26	28
		δS	Св. 0,5 до 1	34	34	40	40	48	60	60	75
		$\Delta_в S$	До 1 Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	22	23	24	26 42 45 —	28 48 52 55	30 58 60 65	34 70 70 75	40 85 85 90
		δS	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 10	38	38	45	45 70	55 100	70 100	70 115	85 130
	X	$\Delta_в S$	До 1 Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	26	28	30	34 60 65 —	38 75 80 85	42 90 95 100	48 110 115 120	55 140 140 140
		δS	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 10	45	45	52	52 80	60 110	80 110	80 130	100 150
	III	$\Delta_в S$	До 1 Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	34	38	42	46 100 100 —	52 130 130 140	60 160 170 170	70 200 200 200	80 250 250 250

Продолжение табл. 44

Степени точности	Виды сопряжений	Обозначения отклонений и допусков	Модуль торцовый m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
				до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
8	*Ш*	δS	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 10	50	50	60	60 90	70 120	90 120	90 140	110 170
9	*Д*	$\Delta_в S$	До 1 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	34	36	38	40 55	42 65 70	46 75 80	48 85 95	52 105 105
		δS	Св. 0,5 до 1 Св. 2,5 до 10	55	55	70	70 100	85 130	100 130	100 170	130 210
	Х	$\Delta_в S$	До 1 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	36	38	42	45 80 —	48 95 100	52 100 115	58 130 130	65 160 160
		δS	Св. 0,5 до 1 Св. 2,5 до 10	60	60	80	80 110	100 150	115 150	115 190	150 240
	Ш	$\Delta_в S$	До 1 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	45	48	52	55 120 —	62 150 150	70 180 180	80 210 220	90 260 260
		δS	Св. 0,5 до 1 Св. 2,5 до 10	70	70	90	90 120	110 170	130 170	130 200	170 250

Примечание. Принятые обозначения: $\Delta_в S$ — наименьшее утонение зуба; δS — допуск на толщину зуба (в тело колеса).

угол, равный этому углу в передаче при выполнении точного колеса по номинальным размерам колеса, парного контролируемому, но с увеличенной толщиной зуба на величину, равную наименьшему утонению зубьев контролируемого колеса.

6. Стандарт допускает определение величины отклонения или колебания межосевого угла по соответствующему значению осевого перемещения одного из колес в плотном зацеплении. Величины перемещений оси шестерни $\Delta a_и$ находят путем пересчета значений для изменений измерительного межосевого угла по формулам

$$\delta_0 a_и = \frac{\delta_0 \varphi_и}{\cos \varphi_1}; \quad \Delta_в a_и = \frac{\Delta_в \varphi_и}{\cos \varphi_1};$$

$$\delta_\gamma a_и = \frac{\delta_\gamma \varphi_и}{\cos \varphi_1}; \quad \Delta_н a_и = \frac{\Delta_н \varphi_и}{\cos \varphi_1},$$

где $\delta_0 \varphi_и$ — см. табл 40, $\delta_\gamma \varphi_и$ — в табл. 41; $\Delta_в \varphi_и$ и $\Delta_н \varphi_и$ — в табл. 43; φ_1 — половина угла при вершине делительного конуса шестерни.

ДОПУСКИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Допуски червячных передач с металлическими механическими обработанными червячными колесами, сопрягаемыми с цилиндрическими червяками при любом числе заходов, приведены: в ГОСТ 9774—61 для передач с осевым модулем до единицы, с диаметрами делительных окружностей червячных колес до 320 мм и с делительными диаметрами червяков до 50 мм и в ГОСТ 3675—56 соответственно для модулей свыше 1 до 30, диаметров колес до 2000 мм и диаметров червяков до 400 мм. ГОСТ 3675—56 охватывает также червячные кинематические передачи с диаметрами колес до 5000 мм при осевом модуле свыше 1 до 16.

Для передач с модулем до единицы допуски и отклонения предусмотрены для степеней точности 4—10 и для силовых передач с модулем свыше единицы для степени точности 5—9. Стандартами установлены: нормы точности червяка (табл. 45), нормы кинематической точности червячного колеса (табл. 46), нормы плавности работы червячных колес (табл. 47), нормы контакта и точности монтажа передач (табл. 48 и 49) и нормы бокового зазора (табл. 50—55).

Для передач с модулем до единицы допускается комбинирование норм кинематической точности колеса, плавности работы и контакта из разных степеней точности.

Вид сопряжений, т. е. гарантированный боковой зазор, выбирают с учетом: а) температурного режима работы; б) допускаемого утонения зубьев инструмента при его переточках; в) способа смазки передачи и г) влияния бокового зазора на эксплуатационные качества передачи.

45. Нормы точности червяков, мкм

Степени точности	Обозначения отклонений	Диаметр червяка, мм	Модуль осевой m_t, мм				
			до 0,5	св. 0,5 до 1	св. 1 до 2,5	св. 2,5 до 6	св. 6 до 10
7	$\Delta_в t$; $\Delta_н t$	До 400	±8	±10	±11	±14	±19
	$\Delta_в t_\Sigma$; $\Delta_н t_\Sigma$	До 400	±15	±18	±20	±25	±32
	δf	До 400	±12	15	17	22	30
	$E_в$	До 6	11			—	
		Св. 6 до 12	12			—	
		Св. 12 до 25	14			16	
		Св. 25 до 50	17			18	
		Св. 50 до 100	—			20	
		Св. 100 до 200	—			26	
8	$\Delta_в t$; $\Delta_н t$	До 400	±12	±16	±18	±22	±30
	$\Delta_в t_\Sigma$; $\Delta_н t_\Sigma$	До 400	±24	±28	±32	±40	±50
	δf	До 400	20	24	26	36	48
	$E_в$	До 6	18			—	
		Св. 6 до 12	20			—	
		Св. 12 до 25	22			25	
		Св. 25 до 50	26			28	
		Св. 50 до 100	—			32	
		Св. 100 до 200	—			42	
9	$\Delta_в t$; $\Delta_н t$	От 12 до 400	±20	±25	±28	±36	±48
	$\Delta_в t_\Sigma$; $\Delta_н t_\Sigma$	От 12 до 400	±38	±45	±50	±60	±80
	δf	От 12 до 400	32	38	42	50	75
	$E_в$	До 6	28			—	
		Св. 6 до 12	32			—	
		Св. 12 до 25	36			40	
		Св. 25 до 50	42			45	
		Св. 50 до 100	—			50	
		Св. 100 до 200	—			65	

Примечание. Принятые обозначения: $\Delta_в t$; $\Delta_н t$ — предельные отклонения осевого шага; $\Delta_в t_\Sigma$; $\Delta_н t_\Sigma$ — предельные накопленные погрешности осевого шага; δf — допуск на профиль червяка; $E_в$ — допуск на радиальное биение витков червяка.

46. Нормы кинематической точности червячных колес (линейные, мкм; угловые, с)

Степени точности	Обозначения допусков	Модуль осевой m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
7	$\delta F_{к\Sigma}$	Св. 0,5 до 1	36	40		48	55	65	78	95
	$\delta f_{к\Sigma}$	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 30	25	28	32	36 40	42 50	52 60	66 75	85 90
	E	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 30	22	24	25	28 32	34 42	40 50	46 58	55 70
	$\Delta_в A_0$; $\Delta_н A_0$	Св. 1 до 30				±19	±26	±30	±36	±42
	$\Delta_в g_0$; $\Delta_н g_0$	Св. 1 до 30				±19	±26	±30	±36	±42
	$\delta_0 a$	Св. 0,5 до 1	38	42	45		55	60	70	80
	$\delta\Phi_\Sigma$	До 1	300	180	140	110	90	80	70	60

Степени точности	Обозначения допусков	Модуль осевой m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
8	$\delta F_{K\Sigma}$	Св. 0,5 до 1	55	60	65	75	90	100	130	150
	$\delta f_{K\Sigma}$	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 30	38	45	52	58 60	65 80	85 100	105 115	140 140
	E	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 30	36	38	42	45 50	55 65	65 80	75 95	90 110
	$\Delta_в A_0$; $\Delta_н A_0$	Св. 1 до 30				±30	±42	±48	±55	±65
	$\Delta_в g_0$; $\Delta_н g_0$	Св. 1 до 30				±30	±42	±48	±55	±65
	$\delta_0 a$	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	60	65	70	75 75 85 —	85 100 105 110	100 110 110 115	115 120 120 140	130 140 150 160
	$\delta\varphi_\Sigma$	До 1	480	280	220	180	140	120	110	100

Продолжение табл. 46

Степени точности	Обозначения допусков	Модуль осевой m_t, мм	Диаметр колеса мм							
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
9	$\delta t_{K\Sigma}$	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 30	60	70	80	90 95	105 140	130 170	170 190	210 240
	E	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 30	55	60	65	70 80	85 105	105 120	120 150	140 180
	$\Delta_в A_0$; $\Delta_н A_0$	Св. 1 до 30				±48	±65	±75	±90	±105
	$\Delta_в g_0$; $\Delta_н g_0$	Св. 1 до 30				±48	±65	±75	±90	±105
	$\delta_0 a$	Св. 0,5 до 1 Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	100	105	115	120 115 130 —	140 160 170 180	160 180 180 190	180 200 200 220	200 220 240 250
	$\delta\Phi_\Sigma$	До 1	750	450	360	280	220	200	180	160

Примечание. Принятые обозначения: $\delta F_{K\Sigma}$ — допуск на кинематическую погрешность колеса; $\delta t_{K\Sigma}$ — допуск на накопленную погрешность окружного шага колеса; E — допуск на радиальное биение зубчатого венца; $\Delta_в A_0$; $\Delta_н A_0$ — предельные отклонения межосевого расстояния в обработке; $\Delta_в g_0$, $\Delta_н g_0$ — предельные смещения средней плоскости колеса в обработке; $\delta_0 a$ — допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса; $\delta\Phi_\Sigma$ — допуск на погрешность обката, с.

47. Нормы плавности работы червячных колес, мкм

Степени точности	Обозначения допусков	Модуль осевой m_t, мм	Диаметр колеса, мм							
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
7	$\delta F_к$	Св. 0,5 до 1	12							
	$\delta_c t$	До 1	12	12	14	14	14	16	16	18
		Св. 1 до 2,5				14	15	16	17	19
		Св. 2,5 до 6				17	18	18	20	22
		Св. 6 до 10				—	21	22	24	25
	$\delta_\nu a$	До 1	16	17	18	19	20	21	22	25
8	$\delta_c t$	До 1	20	20	22	22	22	25	25	28
		Св. 1 до 2,5				22	24	25	26	30
		Св. 2,5 до 6				26	28	30	32	36
		Св. 6 до 10				—	34	36	38	40
	$\delta_\nu a$	До 1	26	28	30	30	32	34	36	38
		Св. 1 до 2,5				30	32	34	36	42
		Св. 2,5 до 6				36	38	40	42	48
		Св. 6 до 10				—	45	48	50	52
9	$\delta_c t$	До 1	32	32	36	36	36	40	40	45
		Св. 1 до 2,5				36	38	40	45	50
		Св. 2,5 до 6				42	45	48	50	55
		Св. 6 до 10				—	52	55	58	60
	$\delta_\nu a$	До 1	45	45	50	50	50	55	55	60
		Св. 1 до 2,5				48	50	52	55	65
		Св. 2,5 до 6				55	58	60	65	75
		Св. 6 до 10				—	70	75	80	80

Примечание. Принятые обозначения: $\delta F_к$ — допуск на циклическую погрешность колеса; $\delta_c t$ — допуск на разность соседних окружных шагов колеса; $\delta_\nu a$ — допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе.

48. Нормы контакта и точности монтажа червячных передач (мкм) при модуле до 1 мм

Степени точности	Обозначения отклонений и допусков	Межосевое расстояние, мм							
		до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40	св. 40 до 60	св. 60 до 100	св. 100 до 160	св. 160
7	Пятно контакта, %	По высоте не менее 45, по длине не менее 50							
	$\Delta_в A$; $\Delta_н A$	±12	±16	±19	±22	±26	±30	±36	±42
	$\Delta_в g$; $\Delta_н g$ $\Delta_в g_0$; $\Delta_н g_0$	±15	±20	±24	±28	±32	±38	±45	±48
	δy	40							
8	Пятно контакта, %	По высоте не менее 45, по длине не менее 50							
	$\Delta_в A$; $\Delta_н A$	±20	±25	±30	±36	±42	±48	±52	±65
	$\Delta_в g$; $\Delta_н g$ $\Delta_в g_0$; $\Delta_н g_0$	±24	±32	±38	±45	±50	±58	±70	±75
	δy	50							
9	Пятно контакта, %	По высоте не менее 20, по длине не менее 35							
	$\Delta_в A$; $\Delta_н A$	±32	±40	±48	±55	±65	±75	±85	±105
	$\Delta_в g$; $\Delta_н g$ $\Delta_в g_0$; $\Delta_н g_0$	±38	±50	±58	±70	±80	±95	±110	±115
	δy	60							

Примечание. Принятые обозначения: $\Delta_в A$; $\Delta_н A$ — предельные отклонения межосевого расстояния; $\Delta_в g$; $\Delta_н g$ — предельные смещения средней плоскости колеса в передаче; $\Delta_в g_0$; $\Delta_н g_0$ — предельные смещения средней плоскости колеса в обработке (назначается для колес, не регулируемых при монтаже в осевом направлении); δy — допуск на перекос осей на 100 мм.

49. Нормы точности монтажа силовых (нерегулируемых) червячных передач (мкм) при модуле свыше 1 мм

Степени точности	Обозначения отклонений и допусков	Модуль осевой m_t, мм	Межосевое расстояние, мм			
			до 40	св. 40 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 320
7	Пятно контакта, %		По высоте зуба не менее 60, по длине зуба не менее 65			
	$\Delta_в A$; $\Delta_н A$	Св. 1 до 30	±30	±42	±55	±70
	$\Delta_в g$; $\Delta_н g$	Св. 1 до 30	±22	±34	±42	±52
	δy	Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	13 18 26			
8	Пятно контакта, %		По высоте зуба не менее 50, по длине зуба не менее 50			
	$\Delta_в A$; $\Delta_н A$	Св. 1 до 30	±48	±65	±90	±110
	$\Delta_в g$; $\Delta_н g$	Св. 1 до 30	±36	±52	±65	±85
	δy	Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	17 22 34			

Продолжение табл. 49

Степени точности	Обозначения отклонений и допусков	Модуль осевой m_t, мм	Межосевое расстояние, мм			
			до 40	св. 40 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 320
9	Пятно контакта, %		По высоте зуба не менее 30, по длине зуба не менее 35			
	$\Delta_в A$; $\Delta_н A$	Св. 1 до 30	±75	±105	±140	±180
	$\Delta_в g$; $\Delta_н g$	Св. 1 до 30	±55	±85	±106	±130
	δg	Св. 1 до 2,5 Св. 2,5 до 6 Св. 6 до 10	21 28 42			

Примечание. Принятые обозначения: $\Delta_в A$; $\Delta_н A$ — предельные отклонения межосевого расстояния; $\Delta_в g$; $\Delta_н g$ — предельные смещения средней плоскости колеса; δg — допуск на перекос осей.

50. Наименьшие боковые зазоры c_n в червячной передаче (мкм) при модуле до 1 мм

Виды сопряжения	Межосевое расстояние, мм							
	до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40	св. 40 до 60	св. 60 до 100	св. 100 до 160	св. 160
С	0	0	0	0	0	0	0	0
Д	5	5	6	7	8	10	12	14
Х	9	10	12	15	17	20	24	28
Ш	18	22	25	30	34	40	48	55

51. Гарантированный боковой зазор c_n в червячной передаче (мкм) при модуле свыше 1 мм

Виды сопряжения	Межосевое расстояние, мм			
	до 40	св. 40 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 320
С	0	0	0	0
Д	28	48	65	95
Х	55	95	130	190
Ш	110	190	260	380

52. Предельные отклонения, регламентирующие толщину зуба червячного колеса (мкм), при модуле до 1 мм

Степени точности	Обозначения отклонений	Модуль осевой,	Диаметр колеса, мм							
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320
7	$\Delta_{в}a$	До 1	—16	—17	—18	—19	—20	—21	—22	—25
	$\Delta_{н}a$	Св. 0,5 до 1	—28	—30	—32	—34	—40	—45	—52	—60
	$\Delta_{в}A_0$; $\Delta_{н}A_0$	До 1	±12	±16	±19	±22	±26	±30	±36	±42
8	$\Delta_{в}a$	До 1	—26	—28	—30	—30	—32	—34	—36	—38
	$\Delta_{н}a$	Св. 0,5 до 1	—42	—45	—48	—52	—60	—70	—80	—95
	$\Delta_{в}A_0$; $\Delta_{н}A_0$	До 1	±20	±25	±30	±36	±42	±48	±52	±65
9	$\Delta_{в}a$	До 1	—45	—45	—50	—50	—50	—55	—55	—60
	$\Delta_{н}a$	Св. 0,5 до 1	—60	—65	—70	—75	—90	—110	—130	—150
	$\Delta_{в}A_0$; $\Delta_{н}A_0$	До 1	±32	±40	±48	±55	±65	±75	±85	±105

Примечание. Принятые обозначения: $\Delta_{в}a$ и $\Delta_{н}a$ — предельные отклонения измерительного межосевого расстояния; $\Delta_{в}A_0$ и $\Delta_{н}A_0$ — предельные отклонения межосевого расстояния в обработке.

53. Наименьшее утонение витка червяка $\Delta_B S$ (мкм) при модуле до 1 мм

Степени точности	Виды сопряжения	Межосевое расстояние, мм							
		до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40	св. 40 до 60	св. 60 до 100	св. 100 до 160	160
7	*Г*	14	16	18	20	22	26	30	34
	Д	19	22	25	28	32	36	42	48
	Х	24	26	30	34	40	45	52	60
	Ш	32	38	45	50	58	65	75	85
8	*Г*	24	26	28	32	36	40	45	50
	Д	30	32	36	40	45	50	55	65
	Х	32	36	40	48	52	60	70	80
	Ш	42	48	55	62	70	80	90	105
9	*Д*	45	48	52	58	65	75	85	100
	Х	48	52	58	65	75	85	95	110
	Ш	58	65	70	80	90	105	120	140

Примечание. Наименьшее утонение витка задается от номинальной толщины, равной номинальной толщине витка инструмента, используемого для окончательной обработки червячного колеса.

54. Наименьшее утонение витка $\Delta_B S$ силовых (нерегулируемых) передач (мкм) при модуле свыше 1 мм

Виды сопряжения	Модуль осевой m_t, мм	$\Delta_B S$ при межосевом расстоянии, мм											
		до 40	св. 40 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 320	до 40	св. 40 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 320	до 40	св. 40 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 320
		Степени точности											
		7				8				9			
С	Св. 1 до 2,5	45	55	65	80	—	—	—	—	—	—	—	—
	Св. 2,5 до 6	55	60	70	85	—	—	—	—	—	—	—	—
	Св. 6 до 10	—	75	85	95	—	—	—	—	—	—	—	—
Д	Св. 1 до 2,5	75	105	130	180	105	140	180	220	150	190	240	300
	Св. 2,5 до 6	85	110	140	180	115	150	180	220	160	200	250	320
	Св. 6 до 10	—	120	150	190	—	160	200	240	—	240	280	340
Х	Св. 1 до 2,5	105	150	200	280	130	190	250	320	170	240	300	400
	Св. 2,5 до 6	110	160	210	280	140	200	250	320	190	250	320	400
	Св. 6 до 10	—	170	220	280	—	210	260	340	—	280	340	420
Ш	Св. 1 до 2,5	160	250	340	480	190	280	380	530	240	340	450	600
	Св. 2,5 до 6	170	260	340	480	200	300	400	530	250	360	450	600
	Св. 6 до 10	—	270	360	480	—	320	400	530	—	380	480	630

Примечание. Наименьшее утонение витка червяка $\Delta_B S$ обеспечивает выбранный гарантированный боковой зазор c_n в собранной передаче, если отсутствуют: а) утонение витков инструмента (обрабатывающего зубья червячного колеса) связанное с его переточкой; б) температурные расширения элементов передачи, нагревающихся в процессе работы; в) слой смазки.

55. Допуск δS на толщину (мкм) витка червяка (поле допуска — в тело червяка)

Виды сопряжения	Модуль осевой m_t, мм	Предельное радиальное биение витков, червяка, мкм								
		св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60
С	До 1	14	17	20	24	28	34	42	—	—
	Св. 1	28	32	34	38	45	50	55	65	80
Д	До 1	18	21	24	28	34	40	48	—	—
	Св. 1	40	42	45	50	55	60	70	80	95
Х	До 1	22	25	28	32	38	45	52	—	—
	Св. 1	70	75	75	80	85	90	100	110	130
Ш	До 1	30	32	32	40	45	52	60	—	—
	Св. 1	100	105	105	110	115	120	130	140	160

Величину гарантированного бокового зазора, соответствующую температурной компенсации расширения элементов передачи, нагревающихся в процессе работы, определяют из соотношения

$$c_{n1} = \sin\alpha_x \cos\lambda \left[(d_к \alpha_к + d_ч \alpha_ч)\left(t_1^\circ - 20^\circ\right) - \right.$$
$$\left. - 2a\alpha_{корп}\left(t^\circ_{корп} - 20^\circ\right)\right],$$

где $\alpha_к$, $\alpha_ч$, $\alpha_{корп}$ — коэффициенты линейного расширения колеса, червяка и корпуса; t_1° и $t^\circ_{корп}$ — рабочая температура передачи и корпуса.

Температуры определяют из теплового расчета червячной передачи. Ориентировочно можно принимать для силовых передач степеней точности 6 и 9 $t_1^\circ = 55°$ С и $t^\circ_{корп} = 40°$ С, а степеней точности 7 и 8 $t_1^\circ = 80°$ С и $t^\circ_{корп} = 50°$ С.

Возможное уменьшение толщины зуба зубообрабатывающего инструмента можно принимать для цельных фрез в пределах: при нарезании колес степеней 6 — до $(6m + 20)$ и для колес степеней 7 и 8 до 30 m (где m — в мм, а результат в мкм).

Свободный поворот червяка на угол $\Delta\varphi_ч$ (в градусах) при неподвижном колесе в пределах бокового зазора

$$\Delta\varphi_ч^\circ = \frac{0{,}115 c_n}{\sin\lambda q m \cos\alpha_n};$$

свободный поворот колеса на угол $\Delta\varphi_к$ (в секундах) при неподвижном червяке

$$\Delta\varphi_к'' = \frac{2 \cdot 206 c_n}{mz \cos\lambda \cos\alpha_n},$$

где c_n — в мкм, m — в мм.

КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

При производстве зубчатых колес осуществляют три вида контроля: профилактический, текущий и приемочный. *Профилактический контроль* включает в себя контроль средств производства: станка — геометрический и кинематический; инструмента — нового и после заточки; приспособления — вне станка и на станке; заготовки — после ее обработки, на станке — перед выполнением технологических операций обработки изделия, с целью обеспечения требуемой точности изготовления зубчатых колес. Этот вид контроля особенно эффективен при производстве зубчатых колес, червяков и червячных колес, поскольку имеется тесная связь между точностью средств производства и точностью готового изделия.

Цель *текущего контроля* в зуборезном производстве — выявление погрешностей процесса изготовления по результатам измерения зубчатых колес или контроль окончания технологической операции или же наладки технологического процесса и управления ходом обработки. Текущий контроль включает технологический, активный и пооперационный.

Цель *приемочного контроля* — оценка соответствия точности изделия требованиям, определяемым его назначением, и выделение негодной продукции. Приемочный контроль содержит кинематический, геометрический, вибрационный, акустический.

В ГОСТах допусков на зубчатые и червячные передачи предусмотрено несколько комплексов контроля для каждой из норм точности и для норм бокового зазора.

Годность изделия должна проверяться по одному из кинематических или геометрических комплексов, предусмотренных каждой нормой точности (табл. 56).

Комплексы приемочного контроля, наиболее распространенные в различных отраслях производства, указаны в табл. 57.

Согласно п. 2.8. ГОСТ 1643—72 непосредственный контроль зубчатых колес не является обязательным, если изготовитель существующей у него системой контроля точности производства гарантирует выполнение соответствующих требований стандарта. В этом случае изготовитель должен установить комплекс показателей точности выпускаемой им продукции, который является арбитражным. Кроме него могут быть установлены дополнительные показатели точности, контролируемые в процессе изготовления зубчатых колес (текущий контроль) и при их приемке (приемочный). Эти показатели могут отличаться от предусмотренных ГОСТ 1643—72, но совместно с объектами профилактического контроля (точности станков, инструментов, приспособлений и заготовок) должны обеспечить выполнение требований стандарта по принятому изготовителем арбитражному комплексу.

Примеры комплексов показателей точности для трех видов контроля зубчатых колес, используемых в скоростных и кинематических цепях, приведены в табл. 58.

Для контроля цилиндрических, конических и червячных колес, червяков и зубчатых пар инструментальные заводы выпускают зубоизмерительные приборы (см. том 4). Назначение, номенклатура, пределы измерения и другие технические характеристики зубоизмерительных приборов нормируются стандартами: ГОСТ 5368—73 «Приборы для контроля цилиндрических зубчатых колес. Типы. Основные параметры»,

56. Комплексы контроля колес и передач по степени точности, предусмотренные ГОСТ 1643—72

Нормы	Номер комплекса	Комплексы контроля	Обозначения	Степени точности	Наибольший делительный диаметр d (для норм контакта зубьев — наибольшая ширина венца b) мм *1
Кинематической точности	1	Кинематическая погрешность колеса	F'_{ir}	3—8	1000 (6300)
	2	Накопленная погрешность шага по колесу и накопленная погрешность k шагов	F_{pr} F_{pkr}	3—6	6300
	3	Накопленная погрешность шага по колесу	F_{pr}	7—8	6300
	4	Радиальное биение зубчатого венца и колебание длины общей нормали	F_{rr} V_{Wr}	3—8	1600 (2500)
	5	Радиальное биение зубчатого венца и погрешность обката	F_{rr} F_{cr}	3—8	6300
	6 *2	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса и погрешность обката	F''_{ir} F_{cr}	5—8	1000 (1600)
	7 *2	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса и колебание длины общей нормали	F''_{ir} V_{Wr}	5—8	1000 (1600)
	8	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	F''_{ir}	9—12	1000 (1600)
	9	Радиальное биение зубчатого венца	F_{rr}	7—8 9—12	Св. 1600 до 6300 При любых d
	10	Кинематическая погрешность передачи	F_{ior}	3—8	1000 (6300)

Продолжение табл. 56

Нормы	Номер комплекса	Комплексы контроля	Обозначения	Степени точности	Наибольший делительный диаметр d (для норм контакта зубьев — наибольшая ширина венца b) мм) *1
Плавности	1 *3	Циклическая погрешность зубчатого колеса	f_{zk}	3—8	6300
	2	Местная кинематическая погрешность	f'_{i}	3—8	6300
	3	Отклонение шага зацепления и погрешность профиля зуба	f_{pbr} f_{fr}	3—8 при ε_β менее чем по табл. 31	1000 (6300)
	4	Отклонение шага зацепления и отклонение шага	f_{pbr} f_{ptr}	3—8 при ε_β менее чем по табл. 31	6300
	5	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f''	5—12 при ε_β менее чем по табл. 31	1000 (1600)
	6	Отклонение шага	f_{pt}	9—12	6300
	7 *3	Циклическая погрешность передачи или циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче	$f_{z\,kor}$ $f_{z\,zor}$	3—8 3—8	6300 6300
Контакта зубьев	1	Суммарное пятно контакта в передаче или с измерительным колесом	Пятно	3—7 8—9	$b \leqslant 1250$ $b \leqslant 630$
	2 *3	Отклонение осевых шагов по нормам Погрешность формы и расположения контактной линии	$F_{p\,xnr}$ F_{kr}	3—7 8—9	$b \leqslant 1250$ $b \leqslant 630$

Продолжение табл. 56

Норма	Номер комплекса	Комплексы контроля	Обозначения	Степени точности	Наибольший делительный диаметр d (для норм контакта зубьев — наибольшая ширина венца b) мм [*1]
Контакта зубьев	3 [*3]	Отклонение осевых шагов по нормали Отклонение шага зацепления	F_{pxnr} f_{pbr}	3—7 8	$b \leqslant 1250$ $b \leqslant 630$
	4 [*2]	Погрешность направления зуба	$F_{\beta r}$	3—7 8—12	$b \leqslant 1250$ $b \leqslant 630$
	5 [*2]	Погрешность формы и расположения контактной линии	F_{kr}	3—7 8—12	$b \leqslant 1250$ $b \leqslant 630$
Бокового зазора	1	Смещение исходного контура	A_{Hr}	3—12	6300
	2	Отклонения измерительного межосевого расстояния	$A_{a''r}$	5—12	1000 (1600)
	3	Отклонение средней длины общей нормали	A_{Wmr}	3—12	1600 (6300)
	4	Отклонение толщины зуба	A_{cr}	3—12	6300

[*1] В скобках указаны наибольшие диаметры колес, для которых допуски приведены для справок.

[*2] Для прямозубых и косозубых зубчатых колес с осевым перекрытием $\varepsilon_\beta \leqslant 1{,}25$.

[*3] Для косозубых зубчатых колес с осевым перекрытием $\varepsilon_\beta > 1{,}25$, а для циклических погрешностей для ε_β не менее указанных в табл. 31 из ГОСТ 1643—72.

57. Комплексы контроля цилиндрических зубчатых колес

Нормы	Прямозубые и узкие косозубые колеса ($\varepsilon_\beta \leqslant 1{,}25$)					Широкие косозубые колеса ($\varepsilon_\beta > 1{,}25$)		
	измерительные, делительные, отсчетные	авиационные, автомобильные, станочные, тяговые		тракторные, крановые, сельскохозяйственных машин		турбинные	редукторные	прокатные, металлургические, подъемные
	степени точности							
	3—5	4—6	6—8	6—9	9—11	3—5	6—8	8—10
Кинематической точности	F_i' (F_p)	F_i' (F_p)	F_i'' и V_W	F_i'' (F_r и V_W)	F_r	F_r и F_c	F_r и F_c	F_r и V_W
Плавности работы	f_i' (f_{pb} и f_f)	f_{pb} и f_f	f_i''	f_i'' (f_{pt})	f_{pt}	f_i'	f_i' (f_{pt})	f_{pt}
Контакта зуба	F_β	F_β	Суммарное пятно контакта			F_{pxn} и f_{pb} (суммарное пятно контакта)	F_{pxn} и f_{pb} (суммарное пятно контакта)	Суммарное пятно контакта
Бокового зазора	A_H (A_M)	A_H (A_M)	$A_{a''}$ (A_{Wm})	$A_{a''}$ (A_{Wm})	A_{Wm}	A_H	A_H (A_{Wm})	A_H (A_{Wm})

Примечание. В скобках указаны вторые варианты.

58. Объекты контроля при производстве зубчатых колес 5—6 степени точности с $m < 4$, $d \leqslant 280$ мм и $b \leqslant 40$ мм

Вид контроля	Комплексы показателей точности зубчатых колес							
	скоростных				кинематических			
Арбитражный	F_i'', V_W	f_i''	F_β	A_W	F_i'	f_i'	F_β	A_W
Текущий (наладочный)	F_r, V_W	f_{pb}, f_f	F_β	A_W	F_r, V_W	f_{pb}, f_f	F_β	A_W
	или см. арбитражный Выполняется при наладке операции или после правки круга				Выполняется после правки шлифовального круга			
Приемочный (производственный)	Подбор пар по шуму 100%				F_i'	f_i'	F_β	A_W
					100%		5%	

ГОСТ 10387—73 — то же, для мелкомодульных цилиндрических зубчатых колес, ГОСТ 9459—60** — то же, для конических зубчатых колес ГОСТ 9776—61 — то же, для червяков, червячных колес и червячных передач, ГОСТ 17336—71 — «Приборы для контроля червячных фрез. Типы. Основные параметры. Технические требования».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. и Перель Л. Я.** Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е, перераб и доп. М., «Машиностроение», 1975, 563 с.
2. **Болотовская Т. П., Болотовский И. А.** и **Смирнов В. Э.** — Справочник по корригированию зубчатых колес. Машгиз, 1963, 472 с.
3. **Борович Л. С.** Исследование эффективности корригирования цилиндрических зубчатых передач. Труды ЦНИИТМАШа, 28, 1962, с. 5—72.
4. **Вулгаков Э. Б.** Высоконапряженные зубчатые передачи. Геометрическая теория. Расчет. М., «Машиностроение», 1969, 104 с.
5. **Гальпер Р. Р., Гаркави Л. М.** Определение коэффициента неравномерности нагрузки по ширине венца шевронной зубчатой передачи. — «Вестник машиностроения», 1965, № 4.
6. **Громан М. Б., Шлейфер М. А.** Конические передачи с круговым зубом. М., «Машиностроение», 1964, 176 с.
7. **Заблонский К. И., Шустер А. Е.** Встроенные редукторы. Киев, «Техника», 1969, 176 с.
8. **Зак П. С.** Глобоидная передача. М., Машгиз, 1962, 256 с.
9. **Кедринский В. Н.** и **Писманик К. М.** Станки для нарезания конических зубчатых колес. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1967, 584 с.
10. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.** Конструкция и расчет редукторов. Справочное пособие. Л., «Машиностроение», 1971, 328 с.
11. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М.—Л., «Машиностроение», 1966, 308 с.
12. **Методические** указания по внедрению ГОСТ 1643—72 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски». М., Издательство стандартов, 1975, 112 с.

13. **Петрусевич А. И.** Зубчатые передачи. В кн.: Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. В 3-х т. Изд. 3-е, перераб. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., «Машиностроение», 1969, 471 с.
14. **Повышение** несущей способности механического привода. Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л., «Машиностроение», 1973, 224 с.
15. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М., «Машиностроение», 1974, 655 с.
16. **Решетов Д. Н.** Работоспособность и надежность деталей машин. М., «Высшая школа», 1974, 206 с.
17. **Справочник** по производственному контролю. Изд. 3-е. Под ред. проф. Кутая А. К. Л., «Машиностроение», 1975, 748 с.
18. **Тайц Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес. М., «Машиностроение», 1972, 367 с.
19. **Устиненко В. Л.** Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. М., «Машиностроение», 1972, 91 с.
20. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. Справочное пособие. М., «Машиностроение», 1974, 160 с. Авт.: И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов, Б. И. Шендерей.
21. **Часовников Л. С.** Передачи зацеплением. М., «Машиностроение», 1969, 488 с.

Глава 14
ПРУЖИНЫ

В машиностроении применяют пружины: витые (цилиндрические, конические, фасонные), плоские спиральные, фигурные, прорезные, тарельчатые и кольцевые волнистые шайбы.

Условные изображения и правила оформления чертежей приведены в ГОСТ 2401—68.

МАТЕРИАЛ И ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Пружины изготовляют из качественной рессорно-пружинной горячекатаной сортовой стали, механические свойства которой приведены в табл. 1. Часто для пружин применяют углеродистые пружинные стали, а также кремнистые стали (ГОСТ 14959—69).

Широко используют марганцовые и хромомарганцовые стали. Они отличаются хорошей прокаливаемостью [1].

Хромомарганцовые стали применяют при диаметре заготовок более 25—30 мм [7].

Хорошо сопротивляются ударным нагрузкам кремнистые, вольфрамо-кремнистые, хромованадиевые стали, хуже —марганцовые, хромомарганцовые.

Лучшую усталостную прочность имеют углеродистые и особенно хромованадиевые стали [6].

При изготовлении пружин, которые работают в условиях, вызывающих коррозию, применяются сплавы цветных металлов.

Полуфабрикатами для изготовления витых пружин являются проволока или прутки круглого поперечного сечения, реже полосовая сталь специального профиля.

Витые пружины изготовляют горячей навивкой с последующей термообработкой или холодной навивкой из предварительно термически подготовленного материала с отпуском после навивки [2].

Пределы прочности проволоки из углеродистой стали по ГОСТ 9389—75 указаны в табл. 2.

Механические свойства проволоки из цветных сплавов приведены в табл. 3.

Для изготовления плоских спиральных и фигурных гнутых пружин применяют стальную термообработанную ленту (табл. 4) по ГОСТ 2614—65.

Ленту для часовых механизмов, патефонов и пр. изготовляют из углеродистой стали; она поставляется в нагартованном или термически обработанном виде по ГОСТ 2283—69* ($\sigma_в = 75 \div 120$ кгс/мм^2, $\delta = 1\%$).

1. **Механические свойства термически обработанной качественной рессорно-пружинной горячекатаной стали при испытании образцов на растяжение** (ГОСТ 14959—69)

Марка стали	Температура закалки, °С	Закалочная среда	Температура отпуска, °С	Предел текучести $\sigma_т$, кгс/мм²	Предел прочности $\sigma_в$, кгс/мм²	Относительное удлинение δ_5, %	Относительное сужение ψ, %
				Не менее			
65	840	Масло	480	80	100	10	35
70	830			85	105	9	30
75	820			90	110		
85				100	115		
60Г	840			80	100	8	
65Г	830						
70Г				85	105	7	25
55ГС	820			80	100	8	30
50С2	870	Масло или вода	460	110	120	6	
55С2				120	130		
55С2А							
60С2					130		25
60С2А			420	140	160		20
70С3А	860		460	160	180		25
50ХГ	840		440	110	130	7	35
50ХГА				120	130		
55ХГР	830		450	125	140	5	30
50ХФА	850	Масло	520	110	130	8	35
50ХГФА				120		6	
60С2ХФА			410	170	190	5	20
50ХСА			520	120	135	6	30
65С2ВА				170	190	5	20
60С2Н2А	880		420	160	175	6	
60С2ХА	870				180	5	
60СГА	860		460	140	160	6	25

Для изготовления пружин используют также полосы и ленты из цветных сплавов: оловянно-цинковой бронзы Бр. ОЦ 4-3 (ГОСТ 1761—70*), сплава МНЦ 15-20 (ГОСТ 5063—73), бериллиевой бронзы Бр. Б-2 (ГОСТ 1789—70) и др. [1].

Рекомендации по выбору материала для пружин даны в табл. 5 и в работе [5].

Допускаемые напряжения выбирают с учетом качества материала и вида термообработки; характера нагружения пружин (статическое, динамическое); условий работы пружины (состояние окружающей среды, ее коррозионная активность и температура, истирание и повреждение поверхности витков в процессе работы и т. д.); степени ответственности упругого элемента и возможности быстрой замены в случае повреждения; предполагаемого срока службы упругого элемента.

2. Механические свойства стальной углеродистой пружинной проволоки I—III классов (по ГОСТ 9389—60*)

d, мм	III		II		I	
	$\sigma_в$, кгс/мм²	$d^2\sigma_в$, кгс, не менее	$\sigma_в$, кгс/мм²	$d^2\sigma_в$, кгс, не менее	$\sigma_в$, кгс/мм²	$d^2\sigma_в$, кгс, не менее
0,14		3,4		4,4		5,3
0,15		3,9		5,1		6,1
0,16		4,5		5,8		6,9
0,18		5,7		7,3		8,7
0,20	175—225	7,0	225—270	9,0	270—310	10,8
0,22		8,5		10,9		13,1
0,25		10,9		14,1		16,9
0,28		13,7		17,6		21,2
0,30		15,8		20,3		24,3
0,32		17,4		22,5		27,1
0,36		22,0		28,5		34,3
0,40		27,2		35,2		42,4
0,45	170—220	34,4	220—265	44,6	265—305	53,7
0,50		42,5		55,0		66,2
0,56		53,3		69,0		83,1
0,60		61,2		79,2		95,4
0,63		67,5		85,3		103
0,70	170—215	83,3	215—260	105	260—300	127
0,75		95,6		121		146
0,80		109		138		166
0,85		119	210—255	152	255—290	184
0,90	165—210	134		170		206
1,00		165	205—250	205	250—285	250
1,10	155—200	188	195—240	236	240—275	290
1,20		232		281	240—270	346
1,30	150—190	253	190—230	321	230—260	389
1,40		294		372		451
1,50	145—185	326	185—220	416	220—250	495
1,60		371		474		563
1,70		405		520	210—240	607
1,80	140—180	454	180—210	583		680
2,00		560		720	200—230	800
2,20	140—175	678	170—200	823	190—220	920
2,30		741		899		1005
2,50		812		1031	180—205	1125
2,80	130—165	1019	165—195	1294	175—200	1372
3,00		1170		1485		1530
3,20		1229		1587	170—195	1741
3,40	120—155	1387	155—180	1792	165—190	1907
3,50		1470		1899		2021
3,60		1555		2009		2138
4,00	115—150	1840	150—175	2400	160—185	2560
4,50	115—145	2329	140—165	2835	150—175	3038
5,00	110—140	2750		3500		3750
5,60	105—135	3293	135—160	4234	145—170	4547
6,00		3780		4860		5220
6,30	100—125	3969	125—145	4961	—	—
7,00		4900		6125	—	—
8,00		6400		8000	—	—

Примечание. Значения $d^2\sigma_в$ необходимы для выбора диаметра проволоки d при расчете пружин на прочность.

Пружины могут быть разбиты на три группы.

1. Пружины статического действия (пружины предохранительных устройств, часовых механизмов и т. п.).

Расчет ведут по наибольшей нагрузке, воспринимаемой пружиной, исходя из установленных опытом допускаемых напряжений в зависимости от механических характеристик материала пружины и отмеченных выше обстоятельств.

2. Пружины ограниченно кратного динамического действия, к которым относятся пружины, работающие при переменной во времени плавно прилагаемой или динамической нагрузке с числом нагружений порядка 10^5 и при резко выраженных импульсивных нагрузках.

В первом случае расчет обычно ведут по формулам для пружин статического действия,

3. Механические свойства пружинной проволоки из цветных сплавов

Материал	d, мм	$\sigma_в$, кгс/мм²	δ на 100 мм, %
Бр.ОЦ4-3 (ГОСТ 5221—72)	0,1—2,5	90	0,5
	2,8—4,0	85	1,0
	4,5—8,0	83	1,0
	8,5—12	78	2,0
Бр.КМц 3-1 (ГОСТ 5222—72)	0,1—2,6	90	0,5
	2,8—4,2	85	1,0
	4,5—8,0	83	1,5
	8,5—10	78	2,0
Бр.Б2 (облагороженная)	0,03—0,1	95	1,5
	0,12—0,2	110	1,0
	0,35—1,0	125	1,0
	5,5—12	132	0,5

Примечание. Дополнительные сведения о прочности пружинных цветных сплавов и полуфабрикатов из них даны в работах [1, 11].

4. Механические свойства стальной термообработанной пружинной ленты

Группа ленты	$\sigma_в$, кгс/мм²	δ на 200 мм, %, не менее
1П	130—160	4
2П	161—190	3
3П	Св. 190	2,5

Примечание. Ленту изготовляют из сталей У8А—У12А (ГОСТ 1435—74), а также 65Г, 60С2А и 70С2ХА (ГОСТ 14959—69)

исходя из наибольшего усилия или деформации упругого элемента, с допускаемым напряжением, пониженным в зависимости от степени динамичности приложения нагрузки, ее пульсации, желаемого срока службы пружины и т. д.

Во втором случае следует выбирать материал хорошо выдерживающий ударную нагрузку (кремнистые стали). Расчет производят по энергии, которая должна быть накоплена пружиной при деформации ударом. Коэффициент запаса выбирают в соответствии с условиями удара и требуемым сроком службы пружины [6, 14].

Во многих случаях пружины групп 1 и 2 целесообразно «заневоливать», поскольку этот процесс повышает несущую способность пружин в пределах упругих деформаций и позволяет проектировать их более компактными и легкими.

5. Назначение марок материала и классов проволоки для изготовления витых пружин (нормаль С1—332—52 Министерства судостроительной промышленности)

Марка материала или класс проволоки	Примеры рабочих температур, °С	Примеры применения
II	От —40 до +120	В защелках, запорных клапанах, амортизаторах, буферах и т. п.
I		В предохранительных клапанах, автоматах, приборах и т. п. с тарированием или регулированием нагрузки
60С2	От —40 до +250	В предохранительных и редукционных клапанах скорости, перепускных и быстрозапорных клапанах, тяжелых крышках с пружинами сечением $d \leqslant 20$ мм
60С2Н2А		То же, и в тяжелых крышках с пружинами сечением $d > 20$ мм
50ХФА	От —40 до +400	В пружинах, работающих при вибрационных нагрузках и высоких температурах (предохранительные клапаны паровых машин, всасывающие и выхлопные клапаны дизелей и т. п.)
40Х13		В пружинах, работающих без покрытий во влажной атмосфере, в пресной воде, в паре, а также под действием слабых растворов кислот, солей, щелочей и т. п. (быстрозапорные клапаны, регуляторы и т. п.)
Бр.КМц 3-1	От —40 до +200	В пружинах, работающих без покрытий во влажной атмосфере, в пресной воде и в паре (запорные и нагнетательные клапаны, уравновешивающие механизмы крышек люков в специальных помещениях, приборы, работающие в магнитном поле, и т. п.)
Бр.ОЦ 4-3		То же, но пружины могут работать в морской воде

Примечание. Пружины, изготовленные из проволоки I и II классов, а также из стали 60С2, 60С2Н2А и 50ХФА, могут работать без покрытий в атмосфере с нормальной влажностью.

3. Пружины многократного и неограниченно кратного вибрационного действия (клапанные пружины и т. п.). Такие пружины рассчитывают на выносливость [10].

Материал выбирают с учетом его выносливости в предстоящих эксплуатационных условиях (температурных, коррозионных и др.) [5].

Рекомендации по выбору допускаемых напряжений даны ниже для каждого класса пружин.

ВИТЫЕ ПРУЖИНЫ

Классификация

По виду нагружения встречаются пружины:

1) растяжения, воспринимающие продольно-осевую нагрузку, растягивающую пружины в целом (рис. 1);

2) сжатия, воспринимающие продольно-осевую нагрузку, сжимающую пружины в целом (рис. 2);

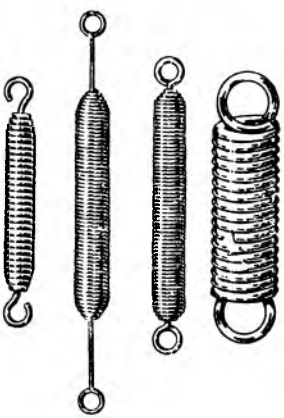


Рис. 1. Конструкции пружин растяжения



Рис. 2. Конструкции пружин сжатия

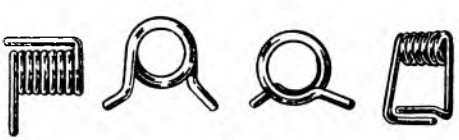


Рис. 3. Конструкции пружин кручения

3) кручения, воспринимающие нагрузку, сводящуюся к парам сил в торцовых плоскостях пружины, закручивающим пружину в целом (рис. 3).

Пружины растяжения и кручения должны иметь специальные прицепы. Пружины сжатия изготовляют с прижатыми по концам витками и с тщательно обработанными торцовыми поверхностями.

По форме различают пружины:

1) цилиндрические (с открытой навивкой, когда между витками имеются просветы, как, например, у пружин сжатия; с закрытой навивкой, когда витки плотно прижаты друг к другу, вследствие чего создается сила предварительного натяжения, как у пружин растяжения);

2) фасонные (конические, параболоидные, бочкообразные и др.) с постоянным и переменным углом подъема витков (рис. 4).

Технологический процесс изготовления витых пружин включает навивку; отделку торцов или прицепов; термическую обработку; технологические испытания [7, 12].

Рекомендуемые режимы термообработки пружин даны в табл. 1 (см. также работы [2, 11]).

Для проверки качества проведенной термообработки и выявления дефектов у готовых пружин проводят технологические испытания (для пружин сжатия — двукратное или трехкратное сжатие до соприкосновения витков, для пружин растяжения — растяжение предельным грузом) [2, 7].



Рис. 4. Конструкции фасонных пружин

В зависимости от ответственности и назначения пружин в технологическом процессе изготовления в качестве заключительной операции широко используют «заневоливание». Эта операция заключается в том, что пружины сжимают до соприкосновения витков, которые деформируются пластически, и выдерживают так в течение 6—48 ч. В результате пружины получают некоторую остаточную осадку, однако при эксплуатации их упругие свойства сохраняются до предельного сжатия (до нагрузки, равной силе первичного обжатия).

Этой операции целесообразно подвергать пружины статического и ограниченно-кратного динамического действия. Пружины длительного вибрационного действия (например, клапанные) и пружины, предназначенные для работы при повышенных температурах (150—450° С) или в коррозионной среде, не заневоливают.

При проектировании и изготовлении пружин-заготовок, подвергаемых заневоливанию, необходимо учитывать возникающие при этом остаточные деформации. После заневоливания какая-либо термообработка не допускается. Расчет заневоленных пружин изложен в работах [5, 10].

Пружины длительного вибрационного действия подвергают обдувке дробью [6].

Цилиндрические винтовые пружины

Цилиндрическая винтовая пружина представляет собой винтовой брус. Основные параметры: средний диаметр D (рис. 5), число рабочих витков i и угол подъема α средней винтовой линии витков.

Поперечные сечения витков пружины имеют обычно круглую, реже прямоугольную (квадратную) форму, причем в этом случае оси симметрии сечения направлены по нормали n и бинормали b оси винтового бруса (рис. 5).

Кривизну витка характеризуют индексом пружины $c = \frac{D}{a}$, где a — размер сечения в направлении нормали n оси винтового бруса. Для круглого сечения $c = \frac{D}{d}$.

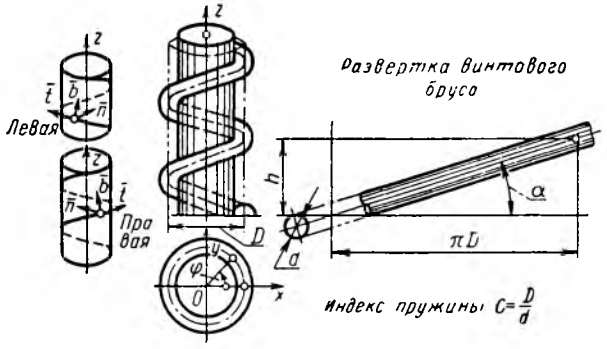


Рис. 5. Геометрия винтовых пружин

Цилиндрические винтовые пружины растяжения—сжатия

Эти пружины имеют наибольшее применение и используются во всех отраслях техники.

При приложении осевой силы P в поперечных сечениях витков возникают [8]:

крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{PD}{2} \cos \alpha;$$

изгибающий момент

$$M_b = \frac{PD}{2} \sin \alpha;$$

поперечная сила

$$Q = P \cos \alpha;$$

нормальная сила

$$N = P \sin \alpha.$$

При малых углах подъема, когда $\alpha < 12°$, нормальное напряжение от изгиба и растяжения — сжатия пренебрежимо мало, и напряженное состояние витков приближается к чистому сдвигу [10].

Наибольшее касательное напряжение в опасных точках поперечного сечения витков (обычно на внутреннем волокне)

$$\tau_{max} = k\tau_0, \qquad (1)$$

где

$$\tau_0 = \frac{2Pc}{F}; \qquad (2)$$

здесь c — индекс пружины; F — площадь поперечного сечения витка.

Коэффициент $k > 1$ зависит от формы сечения и кривизны витка [13].

При малом угле подъема α для пружин из круглой проволоки

$$k \approx 1 + \frac{1,5}{c}. \qquad (3)$$

Точнее при:

c	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

В этом случае опасной в любом поперечном сечении витков всегда является точка на внутреннем волокне.

Для пружин с витками прямоугольного поперечного сечения значения k приведены в табл. 6 в зависимости от индекса пружины c и отношения длин сторон $\frac{b}{a}$, где b — длина стороны прямоугольного сечения, параллельная бинормали винтовой оси витка пружины; a — размер сечения в направлении нормали винтовой оси. Опасная точка сечения, как правило, лежит в середине внутренней стороны b, ближайшей к оси пружины. Только в случае малых отношений сторон $\left(\frac{b}{a} < 1\right)$ и больших индексов пружины опасная точка находится вблизи середины длинных сторон a. Значения коэффициентов k, соответствующих этому случаю, заключены в табл. 6 в скобки.

6. Значения коэффициента k в формуле (1) для цилиндрических винтовых пружин растяжения—сжатия с витками прямоугольного поперечного сечения [9]

	Значения при b/a							
	1/3	1/2	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0
4	3,02	2,27	1,74	1,58	1,47	1,39	1,29	1,17
5	2,84	2,14	1,65	1,51	1,4	1,33	1,24	1,13
6	(2,79)	2,05	1,59	1,45	1,35	1,29	1,2	1,10
7	(2,79)	(2,03)	1,55	1,42	1,32	1,26	1,18	1,07
8	(2,79)	(2,03)	1,52	1,39	1,3	1,24	1,16	1,05
10	(2,79)	(2,03)	1,47	1,35	1,27	1,21	1,13	1,03

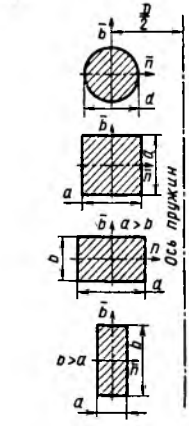
Пружины с индексом $c < 4$ применять не рекомендуется из-за трудности изготовления и перенапряжения внутренних волокон витков вследствие большой кривизны.

Относительное осевое перемещение торцов пружин растяжения — сжатия с $\alpha < 12°$ при нагружении осевой силой P

$$\lambda = \frac{P}{Z}, \tag{4}$$

где Z — жесткость пружины (табл. 7) [8].

7. Вспомогательные зависимости для расчета винтовых цилиндрических пружин

Форма поперечного сечения витка	$W_в$, см³	Жесткость пружины	
		растяжения—сжатия Z, кгс/см	кручения Z_0, кгс·см
	$\frac{\pi d^3}{32}$	$Z = \frac{Gd^4}{8D^3i}$	$Z_0 = \frac{Ed^4}{64Di}$
	$\frac{a^3}{6}$	$Z = \frac{Ga^4}{5{,}57D^3i}$	$Z_0 = \frac{Ea^4}{12\pi Di}$
	$\frac{ba^2}{6}$	$Z = \frac{Gb^4}{\Delta D^3i}$	$Z_0 = \frac{Eba^3}{12\pi Di}$
	$\frac{ba^2}{6}$	$Z = \frac{Ga^4}{\Delta D^3i}$	$Z_0 = \frac{Eba^3}{12\pi Di}$

Примечания: 1. Формулы для вычисления жесткости фасонных пружин приведены в табл. 11.
2. Значения η и Δ даны в табл. 8.

Из табл. 7 следует, что при конструировании жестких пружин, работающих при значительных нагрузках, следует выбирать прямоугольную форму поперечного сечения витков.

Полная потенциальная энергия (кгс·см), накапливаемая пружиной при ее деформировании,

$$U = \frac{P\lambda}{2} = \frac{P^2}{2Z}. \tag{5}$$

8. Значения коэффициентов η и Δ

a/b или b/a	η	Δ
1,0	0,141	5,57
1,5	0,196	2,67
1,75	0,214	2,09
2,0	0,229	1,72
2,5	0,249	1,26
3,0	0,263	1,0

Пружины, предназначенные для аккумулирования заданной энергии U_0, монтируют при предварительном (начальном) нагружении $P_{нач}$; поэтому

$$U_0 = \frac{P_{кон} + P_{нач}}{2} x, \qquad (6)$$

где $x = \frac{P_{кон} - P_{нач}}{Z}$ — рабочий ход.

Графики деформирования (характеристики) пружин и значения $P_{нач}$ и $P_{кон}$ приведены на рис. 6 и 8.

Расчет цилиндрических винтовых пружин растяжения — сжатия с витками круглого поперечного сечения

Основная формула для расчета пружин на прочность [8]

$$\frac{8kP_{кон}D}{\pi d^3} \leqslant [\tau]. \qquad (7)$$

где $[\tau]$ — допускаемое касательное напряжение при кручении.

Значения $[\tau]$ приведены в табл. 9 для пружин четырех групп.

9. Допускаемые напряжения при кручении $[\tau]$ для стальных цилиндрических винтовых пружин растяжения—сжатия круглого сечения (нормаль Министерства судостроительной промышленности С1—332—52)

Марка материала или класс проволоки	Диаметр проволоки или проката d, мм	Значения $[\tau]$, кгс/мм² для групп			
		I	II	III	IV
(П)	0,3—8	$0{,}3\sigma_в$	$0{,}6\sigma_в$	$0{,}5\sigma_в$	$0{,}6\sigma_в$
(В)	0,3—8	$0{,}3\sigma_в$	$0{,}6\sigma_в$	$0{,}5\sigma_в$	—
60С2	5—42	40	90	75	75
60С2Н2А	8—42	40	90	75	—
50ХФА	5—42	40	90	75	—
40Х13	1—42	30	45	45	—
Бр.КМц 3-1	0,3—10	$0{,}3\sigma_в$	$0{,}6\sigma_в$	$0{,}5\sigma_в$	—
Бр.ОЦ 4-3	0,3—10	$0{,}2\sigma_в$	$0{,}5\sigma_в$	$0{,}4\sigma_в$	—

Примечания: 1. Пружины группы II заневоливают. Метод их расчета дан в работе [9].

2. Значения $\sigma_в$ даны в табл. 1, 2 и 3.

3. Для сталей 60С2, 60С2Н2А, 50ХФА и 40Х13 значения $[\tau]$ выбирают независимо от диаметра прутка.

4. Для пружин растяжения с прицепами в виде отогнутых витков табличные значения $[\tau]$ снижают на 25%.

К группе I относятся ответственные пружины, работающие при динамических нагрузках, замена их затруднена, а поломка может вызвать аварию механизма в целом.

К группе II относятся пружины, у которых несущая способность в пределах упругости повышена заневоливанием. Их рассчитывают с помощью формулы (7) по условным (завышенным) напряжениям.

К группе III относятся пружины, работающие при статической или плавно прилагаемой переменной по величине нагрузке.

Группа IV объединяет все пружины неответственного назначения (дверные, мебельные).

Для обеспечения требуемой долговечности пружины, воспринимающие переменные во времени циклические нагрузки, рассчитывают по формуле (7) с несколько заниженным допускаемым напряжением.

В табл. 10 приведены значения коэффициента снижения допускаемого напряжения $[\tau]$, выбираемого для таких же пружин при статическом нагружении (более подробно расчет пружин на выносливость при циклических нагружениях изложен в работах [6, 10]). Расчеты пружин преимущественно ограниченно-кратного циклического нагружения с учетом скорости приложения нагрузок помещены в ГОСТ 13764—68 —13776—68.

10. Ориентировочные значения коэффициента снижения допускаемого напряжения $[\tau]$ в зависимости от коэффициента асимметрии цикла $r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$ и числа циклов

Число циклов	При r			
	0,75	0,5	0,25	0
10^7	1,0	1,0	1,0	1,0
10^8	0,95	0,91	0,86	0,81
$5 \cdot 10^5$	0,90	0,82	0,77	0,73
10^6	0,88	0,79	0,73	0,68
$2 \cdot 10^6$	0,86	0,75	0,69	0,63
10^5	0,83	0,68	0,59	0,52
$5 \cdot 10^5$	0,82	0,63	0,52	0,44
10^6	0,81	0,61	0,51	0,41
10^7	0,80	0,60	0,50	0,4

Нагрузка в конце процесса нагружения (предельно допускаемая)

$$P_{кон} = \frac{\pi d^3}{8kD}[\tau]. \qquad (8)$$

Относительное осевое перемещение торцов пружины к концу процесса нагружения

$$\lambda_{кон} = \frac{8P_{кон}D^3i}{Gd^4} = \frac{\pi D^2 i}{kGd}[\tau]. \qquad (9)$$

Диаметр проволоки

$$d = 1{,}6\sqrt{\frac{kP_{кон}c}{[\tau]}} \approx 1{,}6\sqrt{\frac{(c+1{,}5)P_{кон}}{[\tau]}}. \qquad (10)$$

Средний диаметр пружины

$$D = cd. \qquad (11)$$

По формулам (7)—(11) расчет удобно вести, задаваясь $[\tau]$ и индексом пружины $c \geqslant 4$.

Допускаемое напряжение $[\tau]$ для пружин, свитых из относительно тонкой проволоки ($d \leqslant 8$ мм), обычно задается в зависимости от предела прочности $\sigma_в$ при растяжении, т. е.

$$[\tau] = \chi\sigma_в,$$

где $\chi < 1$ — коэффициент, установленный на практике (см. табл. 8), поэтому при расчете вместо формулы (7) удобно использовать соотношение

$$\frac{8kP_{кон}c}{\pi\chi} = d^2\sigma_в. \qquad (12)$$

В этом случае диаметр стальной проволоки следует определять по табл. 3, в которой приведены значения произведений $d^2\sigma_в$ в зависимости от диаметра проволоки (ГОСТ 9389—60*). При отсутствии таких данных можно непосредственно задаться по ГОСТ 9389—60* диаметром проволоки d. Это позволит сразу установить по табл. 2 соответствующую величину $\sigma_в$.

Затем по формуле (12) подсчитаем параметр

$$\nu = kc = \frac{\pi\chi\, d^2\sigma_в}{8P_{кон}},$$

далее по формуле (3)

$$D = d\,(\nu - 1{,}5).$$

Для предварительных расчетов пружин удобно пользоваться вспомогательными таблицами и номограммами [8].

Конструкция пружин растяжения с витками круглого поперечного сечения

Пружины растяжения обычно изготовляют закрытой навивкой с натягом. При этом в поперечных сечениях витков возникают напряжения $\tau_0' = 16 \div 20$ кгс/см^2, вызывающие предварительную силу натяжения

$$P_0 = \frac{\pi d^3}{8D}\tau_0'.$$

Связь между нагрузкой и осевым перемещением (характеристика пружины) представлена на рис. 6, где $P_{кон}$ — наибольшая рабочая нагрузка [см. формулу (8)], при которой длина пружины $H_{кон}$; $P_{нач} > P_0$ — начальная (установочная) нагрузка, при которой длина пружины $H_{нач}$; $P_{пред} = (1{,}05 \div 1{,}2)\,P_{кон}$ — предельная нагрузка, при которой напряжение почти достигает предела упругости; дальнейшему растяжению пружины должны препятствовать специальные упоры; $H_{пред}$ — предельная длина пружины, допускаемая при ее регулировании и установке; x — рабочий ход пружины; S — регулировочный ход; $H_0 = H_d + (1 \div 2)\,D$ — длина разгруженной пружины; $H_d = id$ — длина, занятая рабочими витками.

Длина проволоки, идущей на изготовление пружины

$$l_0 = \frac{\pi D i}{\cos\alpha} + l_{пр}. \qquad (13)$$

где $l_{пр}$ — длина проволоки, нужная для изготовления прицепов.

Необходимое число витков

$$i = \frac{xGd}{8c^3 (P_{кон} - P_{нач})}, \qquad (14)$$

его округляют до целого числа, если $i > 20$, или до полувитка, если $i < 20$.

На рис. 7 представлены прицепы пружин растяжения, полученные отгибом крайних витков, что допускается для проволоки диаметром до 3 мм. Наиболее распространенный вариант показан на рис. 7, *а*,

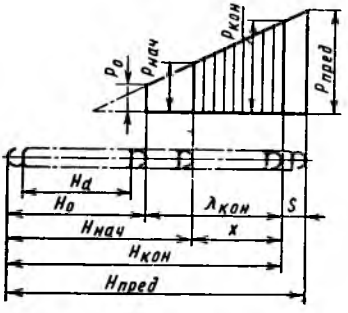


Рис. 6. Характеристика пружины растяжения

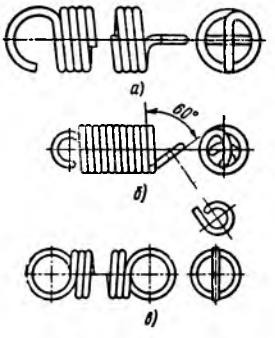


Рис. 7. Крепление пружин растяжения при помощи прицепов, полученных отгибом крайних витков пружины

наиболее простой в изготовлении — на рис. 7, *б*; наилучший, но сложный в изготовлении — на рис. 7, *в*. При диаметре проволоки более 5 мм рекомендуется установка пружин на винтовых пробках с крючками (винтовая пробка захватывает 1,5—2,5 витка). Подробнее см. в работе [8].

Конструкция пружин сжатия с витками круглого поперечного сечения

Пружины сжатия навиваются с просветами δ_0 между витками.

Характеристика пружины представлена на рис. 8. Практически вследствие неравномерности шага конечный участок характеристики при нагрузке, близкой к $P_{пред}$, сжимающей пружину до соприкосновения витков, может оказаться непрямолинейным.

Обозначения на рис. 8 одинаковы с принятыми на рис. 6.

Для работы пружины в пределах прямолинейной характеристики значение $P_{кон}$ не должно превышать (0,8 — 0,9) $P_{пред}$.

Зазор $\delta_р$ между витками при максимальной рабочей нагрузке $P_{кон}$ во избежание соприкосновения витков должен быть примерно равен $0{,}1d$.

Для создания надежной опоры торцовые витки (рис. 9) на длине 3/4 — 1 витка поджимаются к соседним виткам, протачиваются, а затем

шлифуются так, чтобы на длине 3/4 витка от концов образовалась опорная плоскость, перпендикулярная к оси пружины. Шлифованная поверхность *ab* на рис. 9 заштрихована. Для облегчения шлифовки концы заготовок больших диаметров предварительно оттягивают. После обработки толщина свободного конца витка должна составлять 1/4 высоты поперечного сечения витка [2].

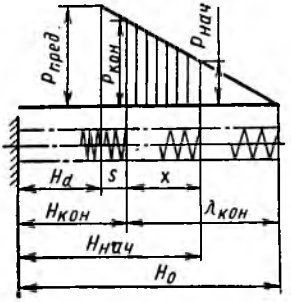


Рис. 8. Характеристика пружины сжатия

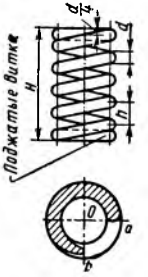


Рис. 9. Конструкция и отделка торцовых витков пружин сжатия

На созданной хорошо шлифованной опорной плоскости возникает опорное давление лишь на первой и третьей третях дуги *ab* от конца *b* опорного витка.

Давление распределено по этим квадрантам одинаково (по синусоиде). Только при хорошей шлифовке опорных плоскостей пружина сжатия оказывается нагруженной строго центральной осевой силой. Поджатые витки практически не деформируются («мертвые» витки).

Длина пружины, сжатой до соприкосновения витков,

$$H_d \approx (i_0 - 0{,}5)\, d,$$

где i_0 — полное число витков (рабочих и «мертвых»), выбираемое кратным 0,5.

Рабочее число витков $i = i_0 - (1{,}5 \div 2{,}0)$.

Длина ненагруженной пружины

$$H_0 = H_d + (h - d)\, i,$$

где шаг пружины $h = d + \frac{\lambda}{i} + \delta_p$ обычно выбирают от $D/3$ до $D/2$.

Тогда угол подъема витков ненагруженной пружины $\alpha = 6° \div 9°$.

Длина проволоки, необходимая для изготовления пружины,

$$l = \frac{\pi D i_0}{\cos \alpha}.$$

Пружины, у которых $\frac{H_0}{D} > 2{,}5$, могут при сжатии терять устойчивость (выпучиваться [5, 10]); в этом случае пружины необходимо ставить на оправках или монтировать в гильзах [5, 10].

Значительный выигрыш в габарите и весе можно получить при замене обычных мягких пружин сжатия многожильными, изготовленными из тросов, свитых из тонкой проволоки [10].

Конструкция пружин сжатия с витками прямоугольного поперечного сечения

Пружины с прямоугольным сечением витка используют главным образом как пружины сжатия. Основные рекомендации по конструкции пружин сжатия с витками круглого сечения относятся и к пружинам с прямоугольным поперечным сечением.

Длина предельно сжатой пружины $H_d = (i_0 - 0{,}5)\,b$, где b — размер поперечного сечения в направлении оси пружины.

Концы заготовок из полосовой стали подрезают или оттягивают, чтобы облегчить отделку торцовых витков, имеющих высоту $\frac{b}{4}$ [2].

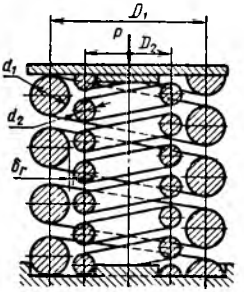


Рис. 10. Конструкция составной (концентрической) пружины сжатия

Шаг пружины $h = b + \frac{\lambda}{i} + \delta_p$.

При проектировании зазор δ_p, оставшийся между витками нагруженной пружины, следует выбирать несколько бо́льшим, так как при навивке сечение заготовки искажается и уширяется на внутренней части [8].

Пружины, навитые из тонких полос, у которых отношение $\frac{b}{a}$ велико и поэтому угол подъема α значителен, следует рассчитывать по уточненным методам [3]. При конструировании мощных пружин сжатия следует руководствоваться ГОСТ 1452—69*.

Расчет составных [концентрических] пружин сжатия

При больших нагрузках целесообразно использовать составные пружины, состоящие из нескольких концентрически расположенных обычных пружин сжатия, воспринимающих нагрузку одновременно (рис. 10). Для устранения сильного закручивания торцовых опор и перекоса концентрические пружины, размещаемые одна в другой, должны быть последовательно то правого, то левого подъема (рис. 10). Между пружинами должен быть сохранен достаточный радиальный зазор δ_r, а опоры должны быть сконструированы так, чтобы отсутствовало боковое сползание пружин во время работы.

Для обеспечения более равномерной передачи давления на опорную поверхность концентрически размещаемые пружины должны быть повернуты относительно друг друга вокруг своих осей так, чтобы концы опорных витков (точка b на рис. 9) были расположены на взаимно перпендикулярных радиусах.

Для пружин с круглым сечением витков индексы c всех соосных пружин целесообразно выбирать одинаковыми. В этом случае для двух

концентрических равнопрочных пружин при $\delta_r = \frac{d_1 - d_2}{2}$ и $i_1 d_1 = i_2 d_2$ справедливы соотношения

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d_1}{d_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{i_2}{i_1} = \frac{c}{c-2} = \sqrt{\frac{P_1}{P_2}} \\ &\text{и} \\ &P_1 + P_2 = P. \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

где P_1 — сила, действующая на наружную пружину; P_2 — сила, воспринимаемая внутренней пружиной. Указанные соотношения определяют наиболее рациональную конструкцию.

Цилиндрические винтовые пружины кручения

Широко применяют в технике пружины кручения (прижимные, аккумулирующие энергию, упругие звенья силовых передач и т. д.).

При нагружении пружины закручивающими парами M_0, действующими в плоскости, перпендикулярной к оси пружины, в поперечных сечениях витков возникают [8]:

изгибающий момент

$$M_b = M_0 \cos \alpha;$$

крутящий момент

$$M_{кр} = M_0 \sin \alpha.$$

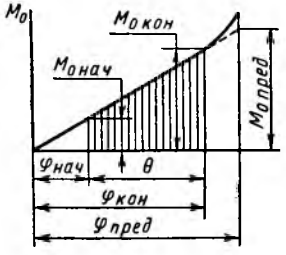


Рис. 11. Характеристика пружины кручения

При угле подъема $\alpha < 12°$ витки пружины изгибаются, причем $M_b \approx M_0$.

Нормальные напряжения в поперечных сечениях витков распределяются примерно так же, как и в плоском кривом брусе большой кривизны при изгибе в своей плоскости.

Во избежание перенапряжения внутренних волокон витков вследствие их чрезмерной кривизны необходимо, чтобы индекс пружин $c \geqslant 4 \div 5$ (лишь в редких случаях допускают $3 \leqslant c \leqslant 4$).

В опасной (ближайшей к оси пружины) точке сечения

$$\sigma_{max} = \frac{k_0 M_{0\,кон}}{W_b} \leqslant [\sigma], \qquad (16)$$

где $M_{0\,кон}$ — наибольший рабочий момент (рис. 11); W_b — момент сопротивления поперечного сечения витков при изгибе относительно оси b (см. табл. 7).

Допускаемое напряжение $[\sigma] \approx 1{,}25\,[\tau]$, где $[\tau]$ — допускаемое напряжение для пружин растяжения — сжатия, работающих в тех же условиях, что и рассчитываемая пружина кручения.

Коэффициент $k_0 > 1$ зависит от формы сечения и кривизны витка: для пружин с витками круглого сечения

$$k_0 \approx \frac{4c - 1}{4c - 4}; \qquad (17)$$

для витков прямоугольного сечения

$$k_0 \approx \frac{3c-1}{3c-3}. \qquad (18)$$

Относительное угловое перемещение (в градусах) торцов пружины при $\alpha < 12°$

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_0}{Z_0}, \qquad (19)$$

где Z_0 — жесткость пружины кручения (см. табл. 7), кгс·см.

Длинные пружины кручения необходимо проверять на устойчивость [5].

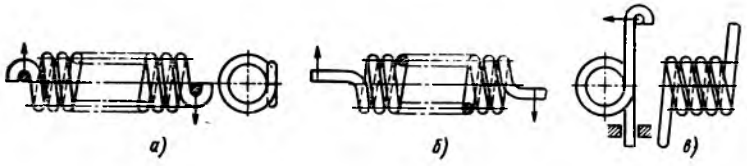


Рис. 12. Крепление пружин кручения

При коэффициенте запаса устойчивости, равном двум, предельно допустимый угол закручивания пружины (в градусах)

$$\varphi = 123 \sqrt[4]{i}, \qquad (20)$$

где i — число витков пружины.

Зависимость между моментом M_0 и относительным углом поворота φ торцов пружины (характеристика пружины) представлена на рис. 11, где $M_{0\text{кон}}$ — наибольший (расчетный) момент в конце процесса нагружения [см. формулу (16)]; $\varphi_{0\text{ кон}}$ — угол закручивания при $M_{0\text{кон}}$; $M_{0\text{ нач}}$ — начальный установочный момент, выбираемый в зависимости от назначения пружины; $\varphi_{0\text{ нач}}$ — угол закручивания при $M_{0\text{ нач}}$; $M_{0\text{ пред}}$ — предельный момент; $\varphi_{0\text{ пред}}$ — предельный угол закручивания, соответствующий $M_{0\text{ пред}}$.

Полная потенциальная энергия (кгс·см), накапливаемая пружиной кручения при нагружении моментом $M_{0\text{ кон}}$,

$$U = \frac{M_{0\text{ кон}}\varphi_{\text{кон}}}{2}. \qquad (21)$$

В пружинах, предварительно закрученных при установке моментом $M_{0\text{ нач}}$, энергия, накапливаемая в процессе нагружения до $M_{0\text{ кон}}$,

$$U_0 = \frac{M_{0\text{ кон}} + M_{0\text{ нач}}}{2}\theta, \qquad (22)$$

где $\theta = \varphi_{\text{кон}} - \varphi_{\text{нач}}$ — рабочий угол закручивания (ход).

Пружины кручения обычно навивают с малым углом подъема и с небольшими просветами между витками ($\delta_0 \approx 0{,}5$ мм). Концы прутка, образующего пружины, отгибают так, чтобы получились прицепы, необходимые для передачи пружине момента M_0 (рис. 12, *а*, *б*, *в*).

Длина пружины $H_0 = t(d + \delta_0) + H_{пр}$, где $H_{пр}$ — длина по оси пружины, занимаемая прицепами; для пружин с витками прямоугольного сечения в последнюю формулу вместо d подставляют b.

Длину заготовки l_0 определяют по формуле (13).

При больших нагрузках можно использовать составные (концентрические) пружины кручения, состоящие из нескольких входящих друг в друга пружин (все одновременно левого или правого подъема), связанных по торцам и совместно воспринимающих момент M_0.

Рационально вместо обычных концентрических пружин применять многожильные пружины кручения, изготовленные из тросов, свитых из тонкой проволоки [10].

Фасонные витые пружины

Применение фасонных пружин, работающих преимущественно как пружины сжатия, вызвано конструктивными соображениями, требованиями, обусловленными габаритом, желанием получить более компактные жесткие пружины или пружины с непрямолинейной характеристикой [8].

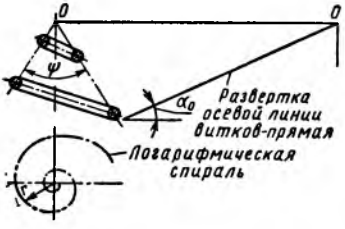


Рис. 13. Схема конической пружины с постоянным углом подъема витков

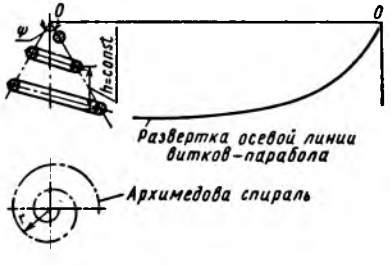


Рис. 14. Схема конической пружины с постоянным шагом

Характеристика фасонной пружины и ее габарит определяются поверхностью, на которой расположены центры сечений витков, и уравнением проекции оси витков на опорную плоскость.

На практике часто применяют конические (рис. 13 и 14) и параболоидные (рис. 15) пружины.

Телескопические пружины (рис. 16), предназначенные для восприятия больших усилий (буферные пружины), навивают из полосовой стали прямоугольного сечения с большим отношением сторон $\frac{b}{a}$.

При нагружении фасонных витых пружин сжатия наибольшие деформации, а следовательно, и наибольшее изменение угла подъема происходят у витков наибольшего радиуса [8]. Поэтому при определенной нагрузке $P_{нп}$ витки могут соприкасаться с опорной поверхностью или друг с другом, в связи с чем дальнейшее деформирование этих витков практически прекращается, остальные витки продолжают деформиро-

ваться и перемещаться свободно. При специально подобранных углах подъема и определенном виде спирали можно получить посадку витков малого радиуса. При наличии посадки витков жесткость пружины в процессе сжатия постепенно возрастает.

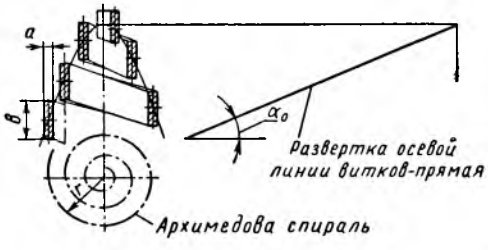


Рис. 15. Схема параболоидной пружины

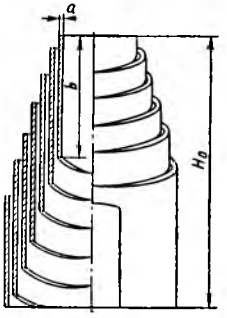


Рис. 16. Схема телескопической пружины

Расчет фасонных витых пружин

Фасонные пружины сжатия рассчитывают на прочность по формулам для винтовых цилиндрических пружин растяжения — сжатия [(7), (12) и др.], в которых $D = 2r_2$ (r_2 — радиус наибольшего витка) и $k = 1$.

Осевое перемещение λ торцов фасонной пружины может быть определено по формуле (4), которая справедлива при нагрузках, не приводящих к посадке витков (т. е. при $P \leqslant P_{нп}$). При $P > P_{нп}$ по формуле (4) получаем несколько завышенное значение осадки λ [1, 10].

Жесткость Z фасонных пружин при $\alpha < 12°$ зависит от вида спирали и формы поперечного сечения витка. Значения Z для основных видов фасонных пружин приведены в табл. 11.

Потенциальная энергия, накапливаемая фасонной пружиной при ее деформации силой $P \leqslant P_{нп}$, может быть подсчитана по формулам (5) и (6).

При $P > P_{нп}$ по формулам (5) и (6) можно получить лишь приближенный результат.

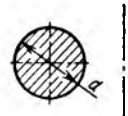
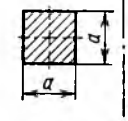
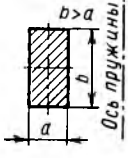
Сложные фасонные пружины (бочкообразные, двусторонние, конические и пр.) могут быть расчленены на цилиндрические и конические пружины простейших типов.

Жесткость такой сложной пружины $Z_{сл}$ может быть определена из соотношения

$$\frac{1}{Z_{сл}} = \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} + \cdots + \frac{1}{Z_j} + \cdots + \frac{1}{Z_n}, \qquad (23)$$

где Z_j при $j = 1, 2, \ldots, n$ — жесткость простейших элементов сложной пружины (см. табл. 7 и 11).

11. Формулы для вычисления жесткости фасонных пружин при $P_{max} \leqslant P_{н.п}$

Форма поперечного сечения витка	Жесткость пружин параболлоидных и конических с постоянным шагом h	Жесткость конических пружин с постоянным углом наклона витков α
	$Z = \frac{Gd^4}{16i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}$	$Z \approx \frac{0{,}294Gmd^4}{r_2^3 - r_1^3}$; $m = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi l}$
	$Z = \frac{Ga^4}{11{,}13i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}$	$Z = \frac{0{,}423Gma^4}{r_2^3 - r_1^3}$
	$Z = \frac{Ga^4}{2\Delta i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}$	$Z = \frac{\eta Gmba^3}{r_2^3 - r_1^3}$

Примечание. Значения коэффициентов η и Δ даны в табл. 8.

Расчет витых пружин при динамической нагрузке

Пружины часто работают в условиях динамического нагружения (амортизаторы и др.). Витки пружины получают при этом значительную скорость, их перемещения зависят от предельной величины нагрузки, от продолжительности нагружения и закона возрастания усилия, воспринимаемого пружиной, во времени [10].

Обычно ограничиваются приближенным расчетом на ударную нагрузку, а именно статическим расчетом по нагрузке $S_{экв}$, эвивалентной ударному действию.

При осевом (продольном) ударе по витой пружине

$$S_{экв} = Z\lambda_{уд},$$

где Z — жесткость пружины (см. табл. 7 и 11); $\lambda_{уд}$ — осевое перемещение торцов пружины при ударе.

Если на наклонно поставленную под углом δ к горизонту пружину (рис. 17), предварительно поджатую на величину λ_0, надвигается груз P

со скоростью v_0 в направлении оси пружины, то $\lambda_{уд}$ можно определить из уравнения баланса энергии

$$W + (Q + P)(\lambda_{уд} - \lambda_0)\sin\delta = (\lambda_{уд}^2 - \lambda_\delta^2)\frac{Z}{2}, \qquad (24)$$

где W — кинетическая энергия системы после соударения,

$$W = \frac{P + Q + \zeta Q_0}{2g} v^2,$$

здесь v — скорость грузов и конца пружины после соударения;

$$v = \frac{Pv_0}{P + Q + \zeta Q_0};$$

Q — вес деталей, присоединенных к пружине; Q_0 — собственный вес пружины; ζ — коэффициент приведения массы пружины к месту соударения (для цилиндрических пружин при приведении массы к концу пружины $\zeta = \frac{1}{3}$) [8].

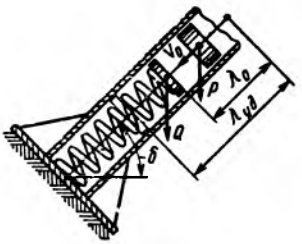


Рис. 17. Схема ударного нагружения пружины амортизатора

При составлении уравнения энергетического баланса (24) принято, что соударение является неупругим; деформация мгновенно распространяется по длине пружины (допустимо принимать при $v_0 \leqslant 5$ м/с), а скорости ее отдельных витков пропорциональны их перемещениям при статическом приложении нагрузки в месте удара; все деформации пружины упруги (тогда ее потенциальная энергия может быть подсчитана по формулам, соответствующим статическому нагружению пружины); опоры пружины абсолютно жесткие; деформация ударяющегося тела не учитывается. Если $v \geqslant 0{,}28\,\tau_т$ ($\tau_т$ — предел текучести при сдвиге), то в первом витке пружины, свитой из проволоки круглого поперечного сечения, неизбежно возникнут пластические деформации независимо от массы ударяющего груза. При ударной нагрузке отдельные витки пружины и, как правило, витки, прилегающие к торцовым, соприкасаются, повреждаются и при многократных повторных нагрузках разрушаются [14].

ПЛОСКИЕ СПИРАЛЬНЫЕ ПРУЖИНЫ

Конструкция и назначение

Плоские спиральные ленточные пружины (рис. 18) применяют главным образом как аккумуляторы энергии (заводные пружины). Их изготовляют из высококачественной углеродистой стальной ленты, обладающей большой прочностью и достаточной пластичностью (см. табл. 4).

При изготовлении пружины ленту, пластически деформируя, навивают на валик так, что витки последовательно плотно накладыва-

ются друг на друга (предварительно концы ленты на небольшом участке отжигают, чтобы обеспечить в дальнейшем возможность их крепления). После навивки пружину, не распуская, помещают в обойму и выдерживают сутки и более (заневоливают). Заневоленная пружина в свободном состоянии принимает форму, близкую к архимедовой спирали [5, 10].

В расчетах за длину рабочей части ленты принимают

$$l = \pi (\rho_1 + \rho_2) i,$$

где ρ_1 и ρ_2 — начальный и конечный радиусы неотожженной части ленты, плотно намотанной на валик; $i = \frac{\rho_2 - \rho_1}{2H}$ — число оборотов спирали пружины (H — половина толщины ленты).

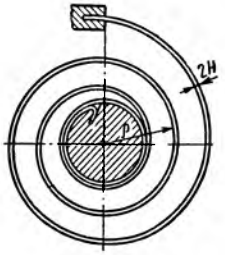


Рис. 18. Схема плоской спиральной пружины

При навивке и заневоливании наибольшие деформации ε_{max} и напряжения от изгиба возникают в поверхностных слоях внутреннего витка на радиусе ρ_1;

$$\varepsilon_{max} = \frac{H}{\rho_1} = \frac{2H}{d_в}, \qquad (25)$$

где $d_в$ — диаметр валика.

Значение ε_{max} должно быть меньше значения относительной линейной деформации ленты при ее разрушении.

Для часовых пружин обычно принимают

$$\frac{2H}{d_в} = \frac{1}{30} \div \frac{1}{32}.$$

В условиях эксплуатации при полном заводе пружины принимают почти ту же форму, что и при заневоливании, а напряжения в сечениях такие же, как при навивке [5].

Характеристика плоской спиральной пружины

Характеристикой спиральной пружины называется зависимость момента M на валике от угла его поворота φ.

Теоретически для спиральной пружины, лента которой подвергается чистому изгибу,

$$\varphi = \frac{Ml}{EJ_x}, \qquad (26)$$

где l — развернутая рабочая длина ленты; $J_x = \frac{2BH^3}{3}$ — осевой момент инерции поперечного сечения ленты; B — ширина ленты.

График теоретической характеристики пружины — прямая линия; в действительности она прямолинейна лишь в средней части (рис. 19), когда лента свободно деформируется на всем протяжении. На начальном этапе завода часть витков прилегает к барабану и в работе не участвует, на конечном этапе значительная часть витков плотно навита на валик и больше не деформируется; на этих участках характеристика пружины криволинейна.

Из-за трения между витками характеристики при нагрузке и разгрузке не совпадают, образуя на диаграмме петлю гистерезиса, которая зависит от состояния поверхности ленты, длины ее отожженных концов, условий их закрепления и смазки пружины. Площадь диаграммы *OnCKO* (см. рис. 19) пропорциональна работе при заводе пружины, площадь *CmOKC* — полезной работе пружины при ее разворачивании.

Приближенно эту работу можно определить по формуле

$$T = \frac{M_{\max}\varphi_{\max}}{2}. \qquad (27)$$

Отношение площадей *CmOKC* и *OnCKO* выражает к. п. д. пружины. Точный вид характеристики в каждом частном случае может быть получен только экспериментально.

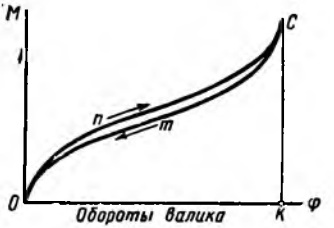


Рис. 19. Характеристика плоской спиральной пружины

ФИГУРНЫЕ ГНУТЫЕ ПРУЖИНЫ

Фигурные гнутые пружины, изготовленные из ленты или проволоки, представляют собой плоские гибкие кривые брусья малой кривизны (рис. 20, *а—г*).

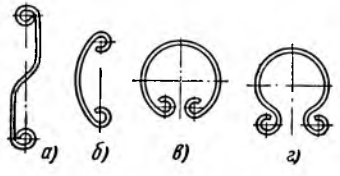


Рис. 20. Схема фигурных гнутых пружин

Расчет относительно жестких фигурных пружин на прочность и жесткость производят обычными методами, разработанными для плоского кривого бруса малой кривизны.

В тех случаях, когда в процессе деформации форма и размеры плоских пружин изменяются значительно, расчет необходимо проводить по теории гибких стержней [1].

ПРОРЕЗНЫЕ ПРУЖИНЫ

Прорезные пружины (рис. 21) изготовляют из цилиндрических труб фрезерованием сквозных прорезей, они как бы состоят из плоских колец, соединенных перемычками. Пружины закрепляют с помощью резьбовых соединений на торцах и они могут служить в равной степени как пружинами сжатия, так и пружинами растяжения. Они находят применение, в частности, в точных приборах различного вида, поскольку при осевом нагружении их торцы, в отличие от винтовых пружин растяжения — сжатия, перемещаются строго поступательно.

Прорезные пружины относятся к классу жестких пружин. Все кольца, составляющие пружины, деформируются одинаково, причем каждое из них закручивается и изгибается. Наиболее опасными являются сечения у перемычек и равноудаленные от них [4].

Для указанных сечений крутящий момент

$$M_{кр} = \chi \frac{PR}{2n}; \qquad (28)$$

изгибающий момент относительно центральной оси поперечного сечения кольца, параллельной его плоскости,

$$M_{и} = \frac{PR}{2n}(1 - \chi)\operatorname{tg}\frac{\pi}{2n}, \qquad (29)$$

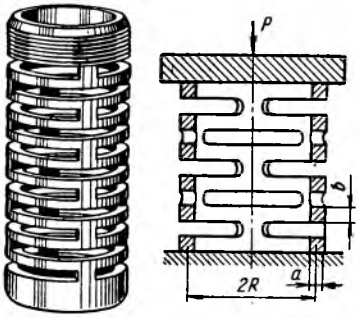


Рис. 21. Схема прорезной пружины

12. Коэффициенты ν, χ и ϰ для кольца прямоугольного сечения при $n = 2$

b/a	ν	χ	ϰ
0,25	0,77	0,40	0,140
0,50	0,95	0,37	0,146
0,66	1,10	0,35	0,151
1,00	1,54	0,32	0,161
1,5	2,49	0,29	0,174
2,0	3,80	0,27	0,188
3,0	7,42	0,24	0,215

Примечание. Принятые обозначения: a — длина стороны прямоугольного поперечного сечения кольца, параллельной его плоскости; b — длина стороны прямоугольного поперечного сечения кольца, перпендикулярной к его плоскости.

Значения ν подсчитаны при коэффициенте Пуассона $\mu = 0{,}3$.

где R — средний радиус кольца; n — число прорезей по окружности (одной прорези соответствует центральный угол $\beta = \frac{2\pi}{n}$); χ — безразмерный коэффициент, зависящий от величины угла β и отношения $\nu = \frac{B}{C}$, здесь C — жесткость поперечного сечения кольца при кручении; $B = \frac{ab^3}{12}E$ — жесткость поперечного сечения кольца при изгибе (см. примечание к табл. 12).

Осевое перемещение торцов пружины, состоящей из i колец,

$$\lambda = \varkappa \frac{PR^3}{nB} i, \qquad (30)$$

где безразмерный коэффициент

$$\varkappa = \nu\left[\frac{\pi}{2n} - \left(1 - \chi\right)\operatorname{tg}\frac{\pi}{2n}\right].$$

Значения коэффициентов ν, χ и ϰ при $n = 2$ приведены в табл. 12

ВОЛНИСТЫЕ ШАЙБЫ

Волнистые пружинящие шайбы различного диаметра представляют собой пологогофрированные замкнутые кольца прямоугольного поперечного сечения (рис. 22). Их обычно штампуют из тонкой холоднокатаной стальной ленты (сталь 65Г) толщиной $\delta = 0{,}3 \div 0{,}5$ мм и после термообработки, как правило, в качестве заключительной операции подвергают длительному пластическому обжатию до развертки в плоское кольцо (заневоливание на 24—48 ч).

Волнистые шайбы, предназначенные для использования в специфических эксплуатационных условиях, иногда изготовляют из бронзовой ленты.

Ширина прямоугольных поперечных сечений колец в их плоскости (рис. 22, *а*) $b = (5 \div 10)\,\delta$ при внешнем диаметре колец $D_{вш} = (10 \div 16)\,b$ ($D_{вн} = D_{вш} - 2b$). Высота готовых шайб, имеющих обычно $n = 3 \div 4$ полных синусоидальных волны, $h = (1 \div 2)\,b$ (рис. 22, *в*). Волнистые шайбы, компактные по габаритам и простые в изготовлении, являются надежным упругим элементом, обеспечивающим необходимый натяг плоских поверхностей деталей в различных узлах.

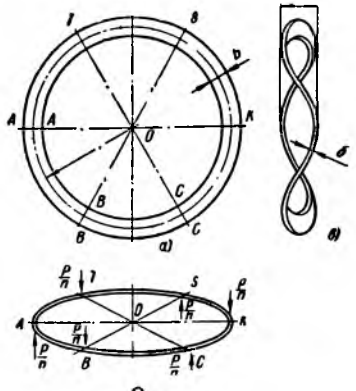


Рис. 22. Схема нагружения волнистой шайбы, имеющей три полных синусоидальных волны

При сжатии шайбы силой P, равномерно распределяющейся по опорным гребням волн гофра (рис. 22, *б*), в поперечных сечениях шайбы возникают напряжения изгиба и кручения, достигающие наибольшей величины в опорных сечениях, где приложены нагрузки $\frac{P}{n}$ (см. рис. 22, *б*).

Практически достаточно ограничиться вычислением только наибольших нормальных напряжений изгиба [9]

$$\sigma_{max} = \frac{3\pi P r}{2b\delta^2 n^2}, \tag{31}$$

где $r = \frac{D_{вш} + D_{вн}}{2}$ — средний радиус шайбы (см. рис. 22, *б*) Формула (31) справедлива до начала посадки гофра на опорные плоскости при $P < P_{нп}$, где

$$P_{нп} = \frac{4n^4 (h - \delta)\, b\delta^3 E}{3\pi^3 r^3}. \tag{32}$$

Из-за остаточных напряжений, возникающих при заневоливании, напряжения, вычисленные по формуле (31), следует рассматривать как условные.

Уменьшение высоты шайбы h до начала посадки гофра на опорные плоскости, т. е. при $P \leqslant P_{\text{нп}}$,

$$\lambda = \frac{\pi^3 r^3 P}{2n^4 b \delta^3 E}. \tag{33}$$

При посадке гофра, когда

$$P_{\text{нп}} \leqslant P \leqslant P_{\text{пред}} = \infty,$$

$$\lambda = \frac{2}{3}(h - \delta)\left[\frac{3}{2} - \frac{P_{\text{нп}}^2}{2P^2}\right]. \tag{34}$$

При $P = P_{\text{нп}}$ по формуле (33) $\lambda_{\text{нп}} = \frac{2}{3}(h - \delta)$, а при полной развертке волнистой шайбы в плоское кольцо, когда $P = P_{\text{пред}} = \infty$, $\lambda_{\text{пред}} = (h - \delta)$, причем смятие плоской шайбы на учитывается.

Диаграмма упругого сжатия волнистой шайбы, выражающая зависимость λ от P, т. е. ее характеристика, при $P < P_{\text{нп}}$ — прямая линия; а при $P = P_{\text{нп}}$ она плавно переходит в кривую с монотонно возрастающей жесткостью, достигающей бесконечно большой величины при полной развертке волнистой шайбы в плоское кольцо. Действительная характеристика может несколько отклониться от теоретической из-за наличия допусков на все размеры и форму гофра, а также из-за сил трения, возникающих при проскальзывании опорных сечений шайбы в процессе ее деформирования и при посадке гофра на опорные плоскости.

Из-за трения характеристики при нагружении и разгрузке отличаются друг от друга и образуют небольшую петлю гистерезиса.

Коэффициент запаса прочности пластически заневоленной шайбы

$$\eta = \frac{\varepsilon_{\text{пред}}}{\varepsilon_{\max}}, \tag{35}$$

где $\varepsilon_{\text{пред}}$ — предельная относительная линейная деформация термически обработанной пружинной ленты при растяжении (для стальной ленты $\varepsilon_{\text{пред}} \approx 2{,}5 \div 3{,}0\%$); $\varepsilon_{\max}$ — наибольшая относительная линейная деформация. При первичной развертке на плоскость волнистой «шайбы-заготовки» и при ее заневоливании

$$\varepsilon_{\max} = \frac{2n^2\delta(H - \delta)}{\pi^2 r^2}, \tag{36}$$

где $H = h + \Delta$ — высота «шайбы-заготовки», Δ — пластическая осадка «шайбы-заготовки» при заневоливании;

$$\Delta = \frac{\pi^2 r^2}{2\delta n^2}\varepsilon_{\text{т}}\left[\nu - \frac{1}{2}\left(3 - \frac{1}{\nu^2}\right)\right]; \tag{37}$$

здесь коэффициент степени заневоливания

$$\nu = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_{\text{т}}} \approx 2{,}0 \div 2{,}5.$$

Формула (37) выведена при использовании идеально пластической диаграммы деформирования (ε, σ), схематизирующей действительную диаграмму растяжения термообработанной пружинной ленты:

$$\varepsilon_т = \frac{\sigma_{ту}}{E},$$

где $\sigma_{ту}$ — условный предел текучести, устанавливаемый по избранной диаграмме идеально пластического материала. Результаты, полученные по формулам (32)—(37), хорошо согласуются с экспериментальными [9].

ТАРЕЛЬЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ

Конструкция и назначение

Тарельчатые пружины сжатия (рис.23) штампуют из листовой стали 60С2А по ГОСТ 14959—69 или из других сталей с такими же механическими свойствами и подвергают соответствующей термообработке ($\theta = 2° \div 6°$; $\frac{D}{d} = 2{,}0 \div 3{,}0$ и более).

Тарельчатые пружины диаметром $D = 28 \div 300$ мм с высотой внутреннего усеченного конуса $f = 0{,}6 \div 9{,}0$ мм из листа толщиной $\delta = 1 \div 20$ мм для рабочих нагрузок до 52 тс выбирают по ГОСТ 3057—54. Там же приведены допуски на все размеры пружин. Усилия P, распределенные равномерно по периметрам наружной и внутренней кромок, обжимают тарелку и уменьшают угол подъема θ. Каждая тарелка является достаточно жесткой, поэтому для получения нужного осевого перемещения тарельчатые пружины составляют из ряда секций, которые образованы двумя тарелками, соприкасающимися наружными кромками. Секции монтируют в гильзе или общей центрирующей оправке. Отдельные секции взаимодействуют, соприкасаясь внутренними кромками. Такие конструкции предназначены для восприятия больших усилий сжатия и используют главным образом как мощные буферные пружины в амортизаторах.



Рис. 23. Схема тарельчатой пружины

Для большого гашения энергии ударов между тарелками в секции иногда закладывают промежуточные шайбы диаметром $D_ш > D$. В этом случае жесткость пружины еще несколько возрастает из-за трения, возникающего на внешних кромках тарелок при их скольжении по шайбам. Установкой пакетов тарельчатых пружин конус в конус можно увеличить рабочую нагрузку примерно пропорционально числу пружин в пакете.

Заключительной технологической операцией изготовления тарельчатых пружин является их нагружение до полного сплющивания, при котором они получают, как правило, некоторую пластическую осадку. Это обеспечивает сохранение в эксплуатации упругих свойств тарельчатых пружин до предельного сжатия.

Расчет тарельчатых пружин

Размеры тарельчатых пружин по заданной нагрузке P следует подбирать, пользуясь таблицами, приведенными в ГОСТ 3057—54, где приведены также технические условия приемки и испытаний пружин.

При предварительных расчетах, особенно жестких тарелок, можно пользоваться формулами (38)—(40).

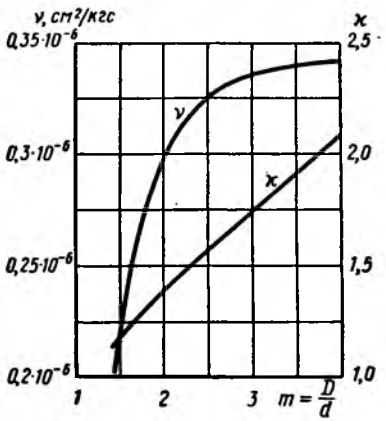


Рис. 24. Зависимость ν и $\varkappa$ от $m = \frac{D}{d}$ для расчета тарельчатых пружин по формулам (37)—(39)

Осадка одной тарелки

$$\lambda_1 = \nu \frac{D^2}{4\delta^3} P. \qquad (38)$$

Расчетная осадка тарелки $\lambda_{1\max}$ при $P_{\max}$ во избежание полного сплющивания и соударения тарелок во время эксплуатации должна составлять лишь часть высоты f внутреннего усеченного конуса ($\lambda_{1\max} \leqslant 0{,}8f$).

Наибольшее напряжение сжатия в верхней зоне внутренней кромки диаметром d

$$\sigma_{\max} = \varkappa \frac{P_{\max}}{\delta^2}. \qquad (39)$$

Учитывая остаточные напряжения, возникающие при пластическом обжатии, значение напряжения, полученное расчетом по формуле (39), следует рассматривать как номинальное, величина которого условна и может достигать предела текучести и даже превышать его [10].

Потенциальная энергия деформации одной тарелки

$$U_1 = \frac{1}{8} \cdot \frac{\nu}{\varkappa^2} D^2 \delta \sigma^2_{\max}. \qquad (40)$$

Значения коэффициентов ν и $\varkappa$ можно определить по графикам на рис. 24.

Более точный расчет изложен в работах [5, 10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андреева Л. Е.** Упругие элементы приборов. М., Машгиз, 1962, 455 с.
2. **Батанов М. В., Петров Н. В.** Пружины. М., Машгиз, 1968, 215 с.
3. **Бидерман В. Л., Шитиков В. Н.** Растяжение и кручение ленточных цилиндрических пружин при больших перемещениях. «Известия АН СССР», Механика твердого тела, 1970, № 1, с. 137—141.
4. **Биргер И. А.** Расчет кольцевых изгибных пружин. В кн.: «Расчеты на прочность», Вып. 7. М., Машгиз, 1961, с. 110—121.
5. **Новые методы расчета пружин.** Под ред. С. Д. Пономарева. М., Машгиз, 1946, 142 с. Авт.: С. И. Блинник, Н. Н. Малинин, С. Д. Пономарев, В. И. Феодосьев, Н. А. Чернышев.

6. **Остроумов В. П., Карпунин В. А.** Повышение динамической прочности пружин. М., Машгиз, 1961, 111 с.
7. **Остроумов В. П.** Производство винтовых цилиндрических пружин. М., Машгиз, 1970, 136 с.
8. **Пономарев С. Д.** Расчет и конструкция витых пружин. М., ОНТИ. 1938, 352 с.
9. **Пономарев С. Д.** Расчет кольцевых волнистых шайб. — «Известия вузов. Машиностроение», 1971, № 5, с. 5—11.
10. **Расчеты** на прочность в машиностроении. В 3-х т. Т. I—III. М., Машгиз, 1956—1959.
11. **Рахштадт А. Г.** Пружинные сплавы. М., «Металлургия», 1965, 362 с.
12. **Фролов Г. Н.** Точность изготовления упругих элементов приборов. М., Машгиз. 1966, 174 с.
13. **Чернышев Н. А.** Напряженное состояние и деформация цилиндрических пружин, свитых из круглого прутка. — В кн.: Динамика и прочность пружин. М., Изд-во АН СССР, 1950, с. 7—78.
14. **Шалин В. Н.** К вопросу о прочности винтовых пружин сжатия. «Известия вузов. Машиностроение», 1962, № 4, с. 45—48

Глава 15
СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

ВВЕДЕНИЕ

Область применения смазочных материалов чрезвычайно обширна. Правильно выбранный смазочный материал способствует работе машины с высоким к. п. д., уменьшает износ трущихся поверхностей, увеличивает срок службы и повышает надежность, предохраняет поверхности от коррозии; жидкие масла, кроме того, уносят часть тепла с нагретых деталей, т. е. выполняют функции охлаждающих жидкостей.

В спецификациях конструкций машины в технических условиях на эксплуатацию указываются тип и марки применяемого смазочного материала.

Выпускаемые промышленностью смазки насчитывают свыше 300 наименований, и список их продолжает пополняться.

Наиболее распространены три вида смазочных материалов — жидкие минеральные масла, пластичные смазки (консистентные пасты) и твердосмазочные материалы. Для специальных условий работы в качестве смазочных материалов находят применение силиконовые жидкости на основе различных кремнийорганических соединений.

МИНЕРАЛЬНЫЕ МАСЛА

Смазочные масла минерального происхождения подразделяют на группы по химическому составу в зависимости от вида сырья, из которого они изготовлены, причем масла одинакового состава различают по характеру очистки и способу производства. По условиям применения выделяют две основные группы масел — конструкционные и технологические. К первой группе относят моторные, трансмиссионные, компрессорные, индустриальные, турбинные, цилиндровые, вакуумные и специальные (судовые, приборные, осевые и др.); ко второй — масла, применяемые при обработке металлов.

В зависимости от физико-химических свойств установлены сорта масел. К основным физико-химическим характеристикам масел относят вязкость, температуры вспышки и застывания, зольность, кислотность, стабильность, содержание в масле воды и механических примесей.

Вязкость масел характеризует внутреннее трение жидкости и является одним из важнейших свойств масла. Потери энергии на трение, взбалтывание, разбрызгивание и т. д. в узлах машин зависят в первую очередь от вязкости смазки. При правильном выборе режима смазки и вязкости можно значительно повысить к. п. д. узла и всей машины.

Под вязкостью понимают свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу ее слоев под действием приложенной

силы. Различают динамическую (или абсолютную) и кинематическую вязкость. Единица измерения динамической вязкости — пуаз (Пз): 1Пз = 1 дин·с/см². Чаще пользуются более мелкой единицей измерения — сантипуазом: 1Пз = 100 сПз. Иногда измеряют вязкость в технической системе: 1 кгс·с/см² = 98, 1Пз = 9,80655 Н·с/м².

Отношение динамической вязкости к плотности масла называют кинематической вязкостью. Последняя измеряется в стоксах (Ст) или в более мелких единицах — сантистоксах (сСт).

В машиностроении обычно пользуются либо единицами кинематической вязкости, либо единицами условной вязкости ВУ°, в градусах Энглера, в секундах Сейболта, Редвуда и градусах Барбье.

Перевод одних единиц измерения в другие можно осуществить по диаграмме, приведенной на рис. 1.

Для перевода условной вязкости в градусах Энглера в кинематическую вязкость в сантистоксах можно также пользоваться формулой

$$\nu = \left(7{,}31^\circ E - \frac{6{,}31}{^\circ E}\right).$$

Вязкость масел зависит от различных факторов, прежде всего от температуры, с ростом которой вязкость уменьшается. Смазочные масла для работы в определенных условиях выбирают по вязкости при некоторой средней температуре. Для этого используют либо значения вязкости, регламентируемые ГОСТ или ТУ обычно при температуре 50° С и 100° С, либо коэффициент изменения вязкости при этих температурах, либо вязкостно-температурную зависимость, показанную для некоторых масел на рис. 2. Чем положе кривая такой зависимости или чем меньше угол наклона кривой в двойных логарифмических координатах к горизонтали, тем лучше вязкостно-температурные свойства масел.

Зависимость вязкости масла от температуры можно выразить также следующей формулой:

$$\nu_t = \nu_{50}\left(\frac{50}{t}\right)^n,$$

где ν_t — кинематическая вязкость при температуре t; h — коэффициент, зависящий от вязкости при 50° С. Значения показателя степени n в зависимости от ν_{50} следующие:

ν_{50}, сСт	3,5	7	10	12	20	28	35
n . . .	1,39	1,59	1,72	1,79	1,99	2,13	2,24
ν_{50}, сСт	44	50	58	68	75	110	150
n . . .	2,32	2,42	2,49	2,52	2,56	2,75	2,86

С увеличением давления вязкость масла возрастает. По формуле Баруса

$$\nu = \nu_0 e^{\alpha p},$$

где ν_0 — вязкость масла при атмосферном давлении; $e = 2{,}74$; α — пьезокоэффициент вязкости, при $p \leqslant 15 \cdot 10^3$кгс/см² можно принимать $\alpha \approx (2{,}5 \div 5) \cdot 10^3$ кгс/см²; p — давление, кгс/см².

Температуру, при которой пары масел в смеси с окружающим воздухом вспыхивают при поднесении пламени и горят не менее 5 с, называют температурой вспышки. Она может быть определена на приборах

открытого и закрытого типа, а некоторая разница результатов частично характеризует способность масла к нагарообразованию.

Для оценки пригодности масла в условиях пониженной температуры важным показателем служит температура застывания, устанавливаемая опытным путем: если форма мениска испытуемого масла при наклоне пробирки диаметром 15—17 мм на 45° не изменяется в течение 1 мин, то температуру, при которой масло выдерживает такое испытание считают температурой застывания.

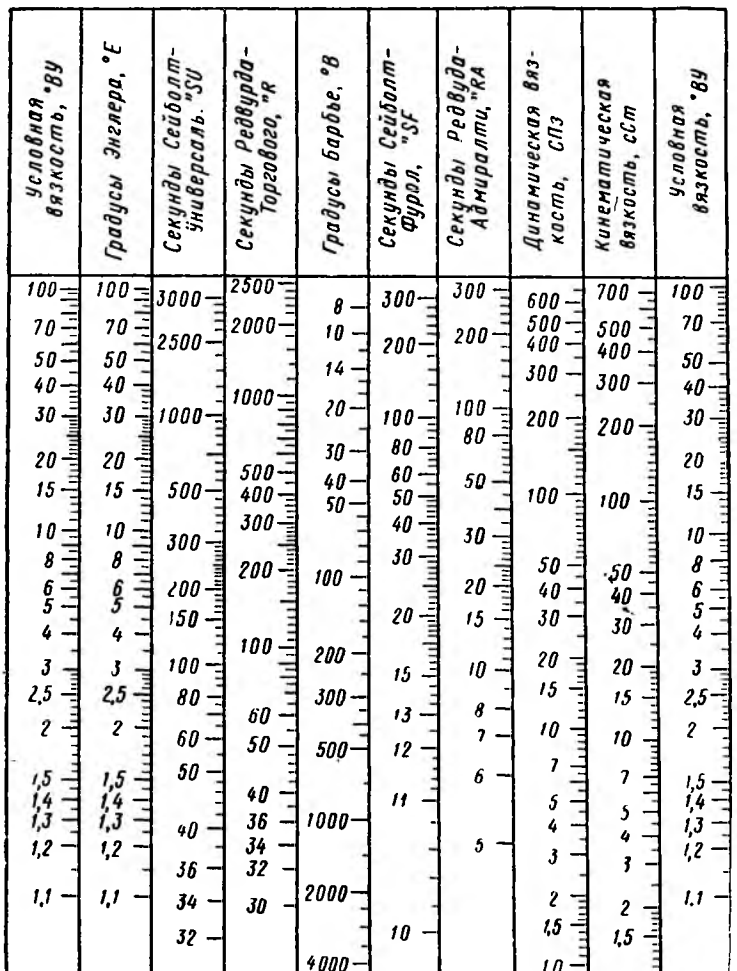


Рис. 1. График перевода вязкостей, выраженных в различных единицах [2]

Важной характеристикой масла при работе в различных условиях является химическая стойкость, показателями которой служат:

кислотное число, характеризующее коррозионные свойства;

зольность, характеризующая наличие несгораемых веществ в масле;

коксовое число, свидетельствующее о способности масла к нагарообразованию;

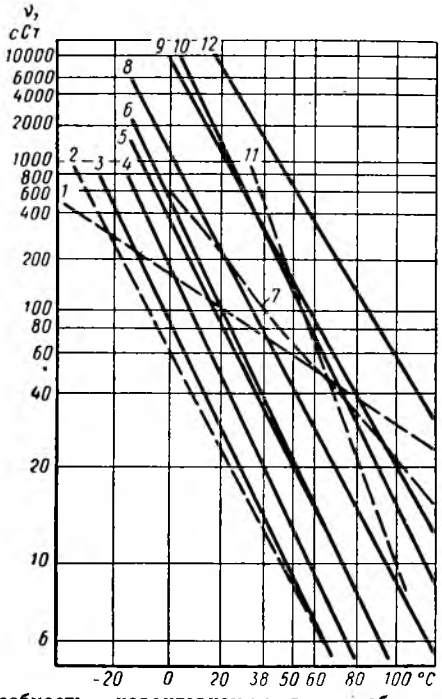


Рис. 2. Вязкостно-температурные кривые масел [7]: *1* — полисилоксановое; *2* — эфирное; *3* — трансформаторное; *4* — ИС-12; *5* — турбинное ТСп-22; *6* — турбинное 22; *7* — полиметилфенилсилоксан; *8* — ИС-45; *9* — авиационное МС-20; *10* — АК-15; *11* — фторхлоруглеродное *12* — цилиндровое 52 (штриховые линии для синтетических масел)

термоокислительная способность, характеризующая способность масла к лакообразованию.

Под стабильностью масла понимают способность масел противостоять окислению при повышенных температурах.

Современная техника предъявляет к маслам очень высокие требования в отношении наличия в них механических примесей (абразив, вода и т. д.), а также антизадирных свойств.

В масла добавляют специальные присадки для улучшения их свойств и пригодности для работы в тяжелых условиях. Присадки могут улучшать те или иные основные свойства масла (вязкостные, антикоррозийные, антизадирные, антиокислительные и т. д.) отдельно или некоторые свойства одновременно — многофункциональные присадки. К наиболее распространенным многофункциональным присадкам относят АзНИИ — ЦИАТИМ-1, ЦИАТИМ-339, ВНИИНП-360 и другие, добавляемые в различных количествах в основные масла. Обычно количество присадок к маслам не превышает 5—6%. Физико-химические свойства жидких масел представлены в табл. 1.

1. Смазочные масла

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства				Применение
		Кинематическая вязкость (сСт) при температуре, °С		Температура, °С		
		50	100	вспышки не ниже	застывания не выше	
Индустриальные масла общего назначения						
Масло для высокоскоростных механизмов Л (велосит)	ГОСТ 20799—75	4,0—5,1	—	112	—25	Для смазки поверхностей при большой скорости скольжения
Масло для высокоскоростных механизмов Т (вазелиновое)	ГОСТ 20799—75	5,1—8,5	—	125	—20	То же
Приборное МВП	ГОСТ 1805—51*	6,3—8,5	—	120	—60	Для контрольно-измерительных приборов, работающих при низких температурах
Швейное	ГОСТ 973—50	6,0—10,0	—	—	—	Для механизмов швейных машин
Сепараторное Л	ГОСТ 176—50	6,0—10,0	—	—	+5	Для подшипников сепараторов
Сепараторное Т	ГОСТ 176—50	14—17	—	—	+5	То же
Индустриальное 12 (веретенное 2)	ГОСТ 20799—75	10—14	—	165	—30	Для различных механизмов
Индустриальное 20 (веретенное 3)	ГОСТ 20799—75	17—23	—	170	—20	То же
Индустриальное 30 (машинное Л)	ГОСТ 20799—75	27—33	—	180	—15	
Индустриальное 45 (машинное С)	ГОСТ 20799—75	38—52	—	190	—10	
Индустриальное 50 (машинное СУ	ГОСТ 20799—75	42—58	—	200	—20	Для механизмов в особых случаях

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства				Применение
		Кинематическая вязкость (сСт) при температуре, °С		Температура, °С		
		50	100	вспышки не ниже	застывания не выше	
Масло для прокатных станов (П-28) (брайт-сток)	ГОСТ 6480—53*	—	26—30	285	—10	Для прокатного оборудования
Укринол 2	ТУ 38—101—198—72	50—70	—	—	—	Для холодной штамповки металлов
Веретенное АУ		12—14	—	163	—45	Для различных механизмов
Моторные масла для карбюраторных двигателей						
Автомобильное АСп-6 (М6Б)		—	6	175—180	—35	Для автомобильных двигателей зимой
Автомобильное АСп-10 (М10Б)		—	10	190—200	—25	То же
Автомобильное АКЗп-6 (М6Б)		—	10	160	—40	Зимнее
Автомобильное АКЗп-10 (М10Б)		—	10	190—200	—25	Зимнее
Автомобильное АК-15		—	15	200	—30	Зимнее
Автомобильное селективной очистки АС-6 (М6Б)	ГОСТ 10541—63*	—	6	190	—30	
Автомобильное АС-8 (М8Б)	ГОСТ 10541—63*	—	8	200	—25	Всесезонное
Автомобильное АС-10 (М10Б)	ГОСТ 10541—63*	—	10	200	—15	Летнее

Продолжение табл. 1

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства				Применение
		Кинематическая вязкость (сСт) при температуре, °С		Температура, °С		
		50	100	вспышки не ниже	застывания не выше	
Автомобильное М12Г	ТУ 38—1—267—69	—	12	200	—15	Летнее
Автомобильное М8Г (М8ГИ)	ТУ 38—1—267—69	—	8	190—200	—25	Зимнее (И — импортная присадка)
Моторные масла для дизельных двигателей						
Дизельное ДС-8 (М8Б)	ГОСТ 8581—63*	—	8	190	—25	Для дизельных двигателей зимой
Дизельное ДС-11 (М10Б)	ГОСТ 8581—63*	—	11	200	—15	То же, летом
Дизельное ДСп-12 (М12В)	МРТУ 12Н	—	12	200	—15	Для быстроходных дизелей летом
Дизельное ДСп-12 (М12Г)	ВТУ НП-168—54	—	12	200	—15	Для форсированных дизелей летом
Авиационные масла						
Авиационное МС-14		92	14	180	—30	—
Авиационное МС-20		157	20	205	—18	—
Авиационное МС-20С		152	20	228	—18	—
Авиационное МК-22		193	22	230	—14	—
Авиационное МС-24		—	24	240	—18	—

Продолжение табл. 1

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства				Применение
		Кинематическая вязкость (сСт) при температуре, °С		Температура, °С		
		50	100	вспышки не ниже	застывания не выше	
Трансмиссионные масла						
Трансмиссионное автомобильное ТАп-10	ГОСТ 8412—57*	—	10	95	—	Для зубчатых передач, зимнее
Трансмиссионное ТАп-15	ГОСТ 8412—57*	—	15	95	—	То же, летнее
Трансмиссионное автомобильное		—	20—32	165	—20	То же, зимнее
Масло для коробок передач и рулевых управлений	ГОСТ 4002—53*	—	20—32	—	—20	—
Масло для гипоидных передач	ГОСТ 4003—53	—	20—32	—	—20	—
Трансмиссионное автомобильное ТС-14,5	МРТУ 38-1-150—64	—	14,5	—	—30	Для зубчатых передач, зимнее
Трансмиссионное ТС-14,5 с присадкой	ВТУ-НП-155—63	—	14	—	—25	Для зубчатых передач
Масло для гипоидных передач грузовых автомобилей	ТУ НЗ 128—63	—	14	—	—25	—
Масло трансмиссионное северное с присадкой	ВТУ ТНЗ 126—63	—	10	—	—40	Для крайнего севера
Компрессорные масла						
Компрессорное 12 (М)	ГОСТ 1861—73	—	11—14	216	—	Для компрессоров одноступенчатых
Компрессорное 19 (Т)	ГОСТ 1861—73	—	17—21	246	—	То же, многоступенчатых

Продолжение табл. 1

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства				Применение
		Кинематическая вязкость (сСт) при температуре, °С		Температура, °С		
		50	100	вспышки не ниже	застывания не выше	
Компрессорное КС-19	ГОСТ 9243—75	—	17—21	270	—15	Для компрессоров дильных машин
Турбинные масла						
Турбинное 22 (Л)	ГОСТ 32—74	20—23	—	180	—15	Для механизмов и подши ников турбин
Турбинное 30 (УТ)	ГОСТ 32—74	28—32	—	195	—10	То же
Турбинное 46 (Т)	ГОСТ 32—74	44—48	—	195	—10	»
Турбинное 57 (турборедукторное)	ГОСТ 32—74	55—59	—	195	—	Для редукторов турбин
Цилиндровые масла						
Цилиндровое 38 (цилиндровое 6)	ГОСТ 6411—76	—	32—44	300	+17	Для машин, работающих в условиях повышенной влажности при больших нагрузках
Цилиндровое тяжелое 52 (вапор)	ГОСТ 6411—76	—	44—59	310	—	То же
Специальные масла						
Масло МТ-16п	ГОСТ 6360—58*	112—126	16—18	180	—25	Для зубчатых передач
Масло МТ-14п	ГОСТ 6360—58*	52—58	13—15	165	—43	То же

2. Пластичные смазки

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства			Применение
		Температура каплепадения, °С (не ниже)	Пенетрация при 25° С	Предел прочности при 50° С, г/см² (не менее)	
Универсальные смазки					
низкоплавкие					
Смазка консервационная (К-17)	ГОСТ 10877—76	54	—	—	Для защиты от коррозии
Смазка ПВК	ГОСТ 19537—74	54	—	—	То же
Смазка ГОИ-54п	ГОСТ 3276—74	60	230—260	—	Для защиты от коррозии в диапазоне температур —40° С÷+40° С
среднеплавкие					
Пресс-солидол синтетический С	ГОСТ 4366—76	—	—	1	Для различных механизмов
Солидол синтетический С	ГОСТ 4364—67	—	—	2	То же
тугие					
Смазка синтетическая 1-13с	МРТУ 12Н-120—64	130	—	2	Для смазки подшипников качения
Смазка жировая 1-13	ГОСТ 1631—61	120	—	—	То же
Смазка 1-Л3	МРТУ 12Н № 118—64	125	220—260	2,4	Для подшипников качения подвижного состава
Смазка ПРГС (полужидкая редукторно-графитная смазка)	МРТУ 12Н № 88—64	—	—	—	Для смазки редукторов и подшипников качения до температуры —50°С

Продолжение табл. 2

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства			Применение
		Температура каплепадения, °С (не ниже)	Пенетрация при 25° С	Предел прочности при 50° С, г/см² (не менее)	
Смазка графитная УСса	ГОСТ 3333—55	—	—	2 (при 80° С)	Для смазки узлов трения различных механизмов
Универсальная тугоплавкая УТ-1 (конста-лин жировой)	ГОСТ 1957—73	130	225—275	—	Для различны мов
Универсальная тугоплавкая УТ-2 (конста-лин жировой)	ГОСТ 1957—73	150	175—225	—	То же
ЦИАТИМ-201	ГОСТ 6267—74	170	270—320	—	Для смазки приборов и механизмов в диапазоне температур от —60 до +120° С
ЦИАТИМ-202	ГОСТ 11110—74	170	—	—	То же
ЦИАТИМ-203	ГОСТ 8773—73	150	250—300	—	Для смазки узлов трения при высоких нагрузках
ЦИАТИМ-205	ГОСТ 8551—75*	65	165	—	То же
ЦИАТИМ-221	ГОСТ 9433—60*	200	280—360	1,2	Для смазки различных механизмов в диапазоне температур от —60 до +150° С

Продолжение табл. 2

Наименование	ГОСТ или ТУ	Основные свойства			Применение
		Температура каплепадения, °С (не ниже)	Пенетрация при 25° С	Предел прочности при 50° С, г/см² (не менее)	
Специальные смазки					
Индустриальная ИК (мазь канатная)	ГОСТ 5570—69	70	—	—	Для стальных канатов
Индустриальная для прокатных станов ИП 1-Л	ГОСТ 3257—74	80	260—300	—	Для подшипников качения прокатных станов
Индустриальная ИП1-3	ГОСТ 3257—74	75	300—350	—	То же
Металлургическая № 37	ГОСТ 9974—62	90	200—260	—	Для смазки узлов трения металлургического оборудования
Смазка бензоупорная БУ	ГОСТ 7171—63	55	130—200	—	В автотракторостроении
Смазка ЛИТОЛ-24	ТУ 38-1-НХ 03—69	200	230	—	То же
Смазка морская МС-70		—	—	—	Для смазки подшипников качения и скольжения в условиях воздействия морской воды
Смазка предохранительная ПП-95/5	ГОСТ 4113—48*	55	—	—	Для защиты от коррозии
Смазка предохранительная СП-3	ГОСТ 5702—75	170	170—320	,5	Для защиты от коррозии в условиях с повышенной влажностью
Смазка ружейная	ГОСТ 3045—51*	—	—	—	Для смазывания механизмов сооружения
Смазка лейнерная	ГОСТ 5078—49*	150	220—270	—	Для трущихся поверхностей стальных труб при высоких температурах
Смазка РП	ВТУ НЗ № 144—64	150	240—280	2,0	Для смазки подшипников на железнодорожном транспорте

ПЛАСТИЧНЫЕ СМАЗКИ

Основу пластичных смазок составляют минеральные масла, загущенные мылами (кальциевыми или натриевыми) нежирных кислот или немыльными загустителями. Основными функциями этих смазок являются защита поверхностей от коррозии и уменьшение потерь на трение в механизмах.

Теплостойкость, прочность, влагостойкость, антикоррозийность, антифрикционность, стабильность и содержание механических примесей определяют физико-химические свойства консистентных смазок. Наиболее важной характеристикой является теплостойкость смазок, определяемая температурой каплепадения. Смазки с температурой каплепадения ниже 65° С образуют класс низкоплавких смазок, в диапазоне температур 65° С—100° С — класс среднеплавких смазок, и выше 100° С — класс тугоплавких смазок.

Способность смазок сопротивляться сдвигу под действием силы называют прочностью. Степень консистенции и прочностные свойства смазок в стандартах и технических условиях иногда характеризуют пенетрацией, причем чем больше число, тем мягче смазка.

Коррозионные и защитные свойства консистентных смазок проверяют по степени их действия на металлические пластинки.

В табл. 2 представлены основные технические данные пластичных смазок.

ТВЕРДЫЕ СМАЗКИ И ВЫБОР СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Смазочные материалы не нефтяного происхождения получают путем синтезирования различных органических и неорганических веществ. Наиболее распространены силиконовые (силиконы) и твердые дисульфидмолибденовые смазки.

Физико-химические свойства и области применения этих смазок представлены в табл. 3.

При выборе смазочного материала необходимо учитывать условия эксплуатации смазываемых поверхностей (тепловые, кинематические и силовые условия в контакте). К ним относятся давление, скорость качения и скольжения, температура, материалы поверхностей, среда, в которой работает узел трения. Для прямозубых цилиндрических и конических передач смазочный материал и способ подвода смазки выбирают в зависимости от типа передачи и окружной скорости. Пластичные смазки применяют чаще всего в открытых передачах при окружной скорости меньше 4 м/с, а также в условиях, где применение жидких смазочных материалов невозможно. Для промышленных закрытых передач с окружной скоростью до 12—15 м/с применяют обычно смазку окунанием колес в масляную ванну на глубину примерно 0,75 от высоты зуба. Объем масляной ванны рассчитывают в зависимости от передаваемой мощности (примерно на 1 кВт 0,25—0,75 л). При окружной скорости свыше 15 м/с для снижения потерь на преодоление сопротивлений рекомендуют применять струйную циркуляционную смазку. При этом необходимо учитывать, что вязкость масла должна несколько понижаться с увеличением окружной скорости.

Рекомендации по выбору смазочного материала заключаются в основном в определении вязкости смазки в зависимости от контактного

напряжения, окружной скорости и твердости поверхности с последующей экспериментальной проверкой работоспособности смазки в узле трения. На рис. 3 представлен график для выбора масла нефтяного происхождения без присадок по вязкости. По оси ординат отложена кинематическая вязкость (сСт) при 50° С, по оси абсцисс — параметр x, определяемый из выражения

$$x = \frac{HVp_0^2}{10^7 v},$$

где 10^7 — размерный коэффициент; HV — твердость по Викерсу для более мягкого из сопряженных материалов; p_0 — контактное давление по Герцу в полюсе зацепления, кгс/см^2; v — окружная скорость, м/с.

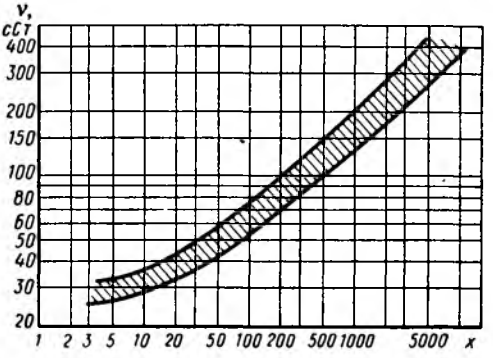


Рис. 3. График для выбора вязкости чисто нефтяных масел для смазки стальных зубчатых передач [7]

Верхнюю границу рекомендуется использовать при ударных нагрузках, температуре окружающей среды выше 25° С и закаленных колесах из стали с добавками никеля и хрома; нижнюю границу — при высокой точности изготовления, струйной смазке (если $x > 100$), температуре окружающей среды ниже 10° С и фосфатированных или сульфидированных колесах. Последнее не пригодно для выбора масел с присадками. Смазочный материал для тяжелонагруженных зубчатых передач можно выбирать с учетом большего числа параметров по рекомендациям, описанным в работе [6] *, с последующей проверкой на заедание, которую можно производить по критерию заедания, разработанному Ю. Н. Дроздовым и Ю. А. Гавриковым.

Пользование номограммами. Номограммы представлены на рис. 4—5. Оптимальную вязкость определяют следующим образом: на рис. 4 по шкале твердости HB откладывают твердость по Бринелю менее твердой из контактирующих поверхностей, затем проводят горизонтальную линию *1* до пересечения с наклонной линией в правом верхнем квадранте. От точки пересечения опускают вертикаль *2* до встречи с линией, соответствующей наибольшей высоте микронеровностей

* Номограммы разработаны инж. С. И. Красавиным совместно с автором.

3. Характеристика дисульфидмолибденовых смазок

Наименование	Рабочая температура, °С	Применение
ВНИИ НП-210 (паста)	От —30 до +400	В подшипниках качения
ВНИИ НП-220 (смазка)	От —60 до +150	В подшипниках качения электродвигателей
ВНИИ НП-225 (паста)	От —30 до +350 (как сухая смазка до +450)	В резьбовых соединениях
ВНИИ НП-226	От —30 до +100	В подшипниках качения
ВНИИ НП-229 (твердая)	От —60 до +350	Для смазки узлов трения различных механизмов
ВНИИ НП-232 (паста)	От —20 до +120	В зубчатых передачах, резьбовых соединениях
ВНИИ НП-242 (смазка)	От —40 до +110	В подшипниках качения при больших нагрузках
ВНИИ НП-243 (суспензия)	От —30 до +200	Для смазки редукторов, цепных передач и других механизмов
ВНИИ НП-270 (смазка)	От —70 до +50	Для смазки подшипников качения, работающих со средними оборотами

поверхностей трения R_z. От точки встречи проводят горизонтальную линию *3* до пересечения с лучом, который соответствует приведенному модулю упругости контактирующих материалов E'. Затем из полученной точки проводят вертикаль *4* вверх до пересечения с кривой, соответствующей приведенному радиусу кривизны ρ, и из точки пересечения проводят горизонталь *5* до пересечения со вспомогательной шкалой *U*.

После этого переходят к рис. 5. Откладывая на шкале *U* найденное значение по рис. 4, проводят горизонтальную линию *1* до пересечения с наклонной прямой, соответствующей максимальному контактному напряжению по Герцу *P*. Из полученной точки опускают вертикальную линию *2* до встречи с лучом, соответствующим суммарной скорости качения U_Σ. Затем из точки пересечения проводят горизонталь *3* до пересечения с лучом, который соответствует скорости скольжения $V_{ск}$, а из полученной точки поднимают вертикаль *4* до встречи с кривой, соответствующей выбранному значению коэффициента трения *f*. Далее из этой точки проводят горизонтальную линию *5* и по логарифмической шкале определяют кинематическую вязкость в сСт.

Рассмотрим в качестве примера выбор вязкости смазки для зубчатой передачи, имеющей следующие параметры: суммарная скорость качения 890 см/с, скорость скольжения 60 см/с, контактное напряжение, подсчитанное по Герцу, 9450 кгс/см², приведенный радиус кривизны 11 см, твердость поверхности зубьев *HRC* 59, что соответствует приблизительно *HB* 600, шероховатость поверхностей с высотой микронеровностей 10 мкм и приведенный модуль упругости (для стали) $2{,}2 \cdot 10^6$ кгс/см².

По монограмме, изображенной на рис. 4, определяют вспомогательную величину U, приблизительно равную 2,4. Затем по рис. 5 находят, что вязкости смазки, изменяющейся в пределах от 1 до 10 000 сСт, соответствует коэффициент трения, меняющийся от 0,027 до 0,0375. Исходя из опытно-статистических данных для зубчатых передач при смазке в условиях гидродинамики, определяют коэффициент трения. Тогда для примера примем, что коэффициент трения равен 0,03. Отсюда находим, что вязкость смазки для работы такой передачи в гидродинамических условиях должна быть равна 100 сСт.

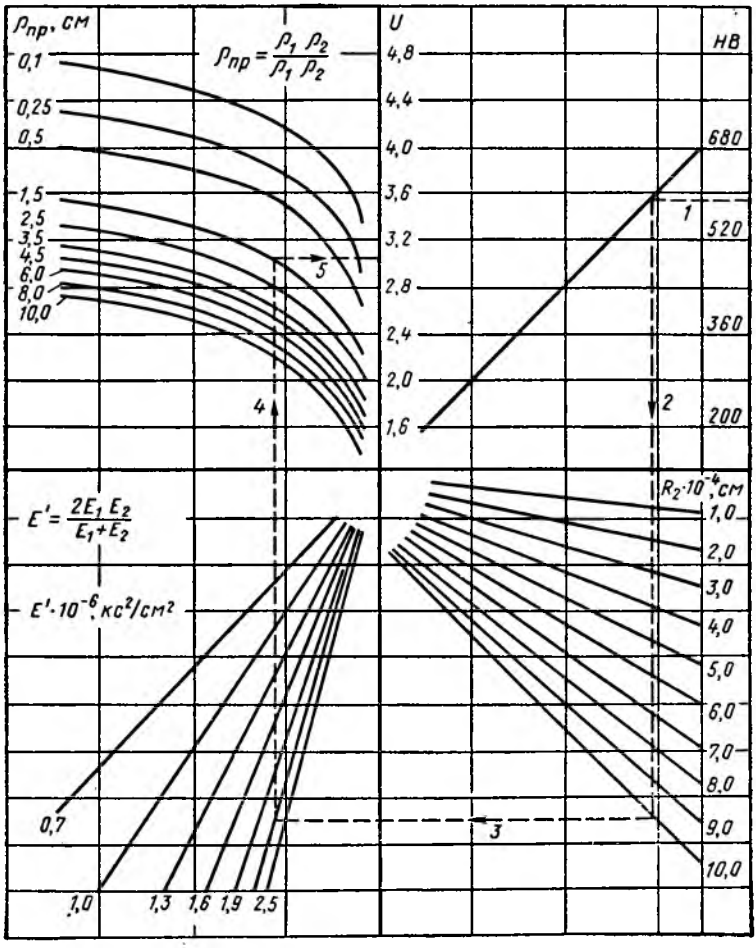


Рис. 4. Номограмма для определения величины U

Для червячных передач наиболее распространена смазка окунанием червяка или червячного колеса в масляную ванну; смазочный материал рекомендуется выбирать в зависимости от скорости скольжения в зацеплении и условий работы червячной пары по табл. 4. Для быстроходных передач допустимо применение масел с антизадирными присадками, в качестве которых используют растительные и животные жиры.

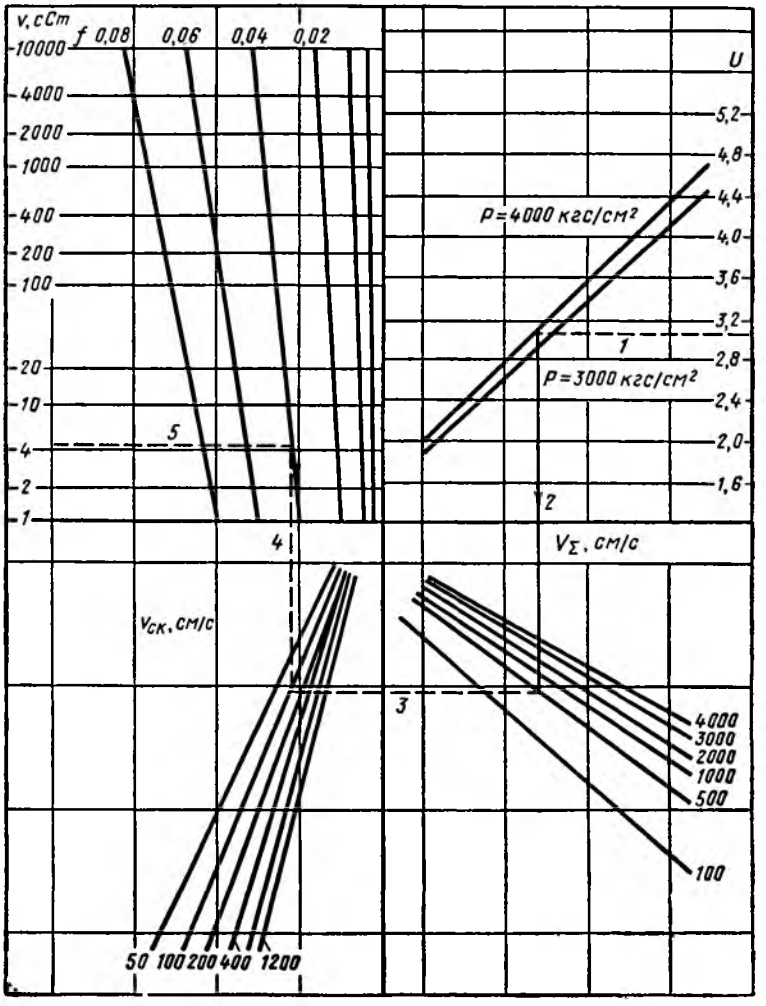


Рис. 5. Номограмма для определения кинематической вязкости

Для подшипников качения используют преимущественно жидкие смазочные масла, выбранные с учетом условий работы (скорость, нагрузка, температура окружающей среды), конструктивных особенностей подшипникового узла и специальных требований, предъявляемых к узлу.

При больших нагрузках и малых скоростях применяют более вязкие масла, например, индустриальные 45, 50, трансмиссионные и др. Для быстроходных подшипников следует выбирать маловязкие масла с целью уменьшения потерь на трение, например МВП (приборное), индустриальные 12, 20, 30, трансформаторное и др. Физико-химические свойства этих масел указаны в табл. 1.

В некоторых случаях при работе подшипниковых узлов в тяжелых условиях (высокая температура — 200—300° С или большие нагрузки и перепад температур) применяют масла не нефтяного происхождения — диэфиры, кремнийорганические жидкости (полифенилметилсилоксаны, полиэтилсилоксаны и др.), фторуглероды и хлорфторуглероды, обладающие пологой вязкостно-температурной кривой (рис. 2), низкой температурой застывания и высокой температурой вспышки. Требуемую вязкость смазочного материала можно определять по номограмме (рис. 6) в зависимости от скоростного режима ($d_{ср} = n$) и от температуры.

4. Способы смазки для червячных передач [5]

Скорость скольжения, м/с	Кинематическая вязкость при 50° С (100° С), сСт	Способ смазки
0—1 *1	450 (55)	Окунанием в масляную ванну
0— 2,5 *1	300 (35)	
0—5 *2	180 (20)	
5—10	120 (12)	Струйный или окунанием в масляную ванну
10—15	80	Струйный под давлением, кгс/см²: 1,7
15—25	60	3
25	45	4

Примечание. Условия работы: *1 — тяжелые; *2 — средние.

Количество подаваемой смазки и способ подачи определяют в зависимости от режима работы подшипника качения. Применение жидких масел предпочтительнее, так как они легче проникают к поверхностям трения. Однако в труднодоступных местах, а также в целях удлинения сроков возобновления смазки в конструкциях опорных узлов предусматривается использование пластичных смазочных материалов (мази и пасты): 1-13, 1-Л3, ЦИАТИМ-201, 203, 221, 221С, ВНИИНП-242 и др., характеристики которых представлены в табл. 3. Консистентные смазки в узел обычно набивают на $^1/_3$ свободного пространства корпуса. Предельная температура использования смазок при работе узла должна быть на 20—30° С ниже температуры каплепадения смазки.

По техническим условиям на работу узла иногда не допустимо применение жидких или консистентных смазок (вакуум, агрессивные среды). В этом случае используют либо твердые смазочные покрытия, либо самосмазывающиеся материалы. Наиболее известны твердые смазки — графит, MoS_2 и пленки из никеля, кобальта, серебра, золота,

индия, а самосмазывающиеся материалы — ВАМК-1, ВАМК-21, фторопласт-4.

Для цепных передач рекомендуется по возможности обильная смазка, сравнительно легко осуществляемая; в закрытых передачах она умень-

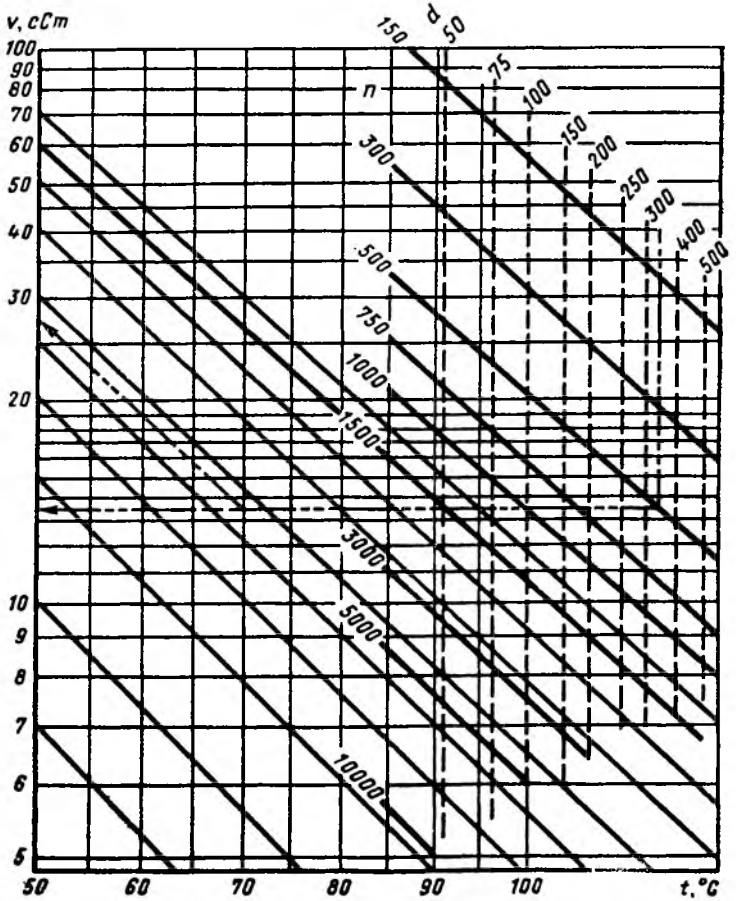


Рис. 6. Номограмма для определения вязкости масла для подшипников разных диаметров [9]

шает износ шарниров и увеличивает долговечность цепей. Смазку следует подавать с внутренней стороны цепи вблизи приводной звездочки. В зависимости от скорости цепи применяют следующие способы подвода смазки: ручной ($v_ц < 2$ м/с,), капельный ($v_ц < 4$ м/с), окуна-

нием ($v_ц < 8$ м/с), поливанием ($v_ц < 12$ м/с), циркуляционный ($v_ц < 15$ м/с) и струйный от насоса ($v_ц > 12$ м/с).

Для легконагруженных цепных передач применяют пластичные смазки. Вязкость смазочных масел при температуре эксплуатации должна составлять 20—40 сСт. Рекомендуется применять пластичные смазки с температурой каплепадения в диапазоне от 50 до 100° С.

Если по условиям работы цепной передачи жидкие или пластичные смазки недопустимы, то применяют твердые смазки — графит, дисульфид молибдена в порошкообразном состоянии.

Из жидких масел рекомендуется применять чистые нефтяные масла — индустриальное 20, 30, 45, цилиндровое (легкое) 11 и автомобильное АК-10, АК-18; из пластичных смазок (для работы цепи во влажной среде) рекомендуются солидолы: УС-1, УС-2, а для работы при отсутствии влаги и повышенной температуре — консталины: УТ-2, смазка 1-13, № 137 (см. табл. 1 и 2).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Консистентные** смазки. М., «Химия», 1966, 264 с. Авт.: Д. С. Великовский, В. Н. Поддубный, В. В. Вайнштейн, Б. Д. Готовкин.
2. **Михеев И. И., Попов Г. И.** Смазка заводского оборудования. М., «Машиностроение», 1967, 210 с.
3. **Петров И. В.** Смазка и заправка строительных машин. М., Стройиздат, 1973, 166 с.
4. **Райко М. В.** Смазка зубчатых передач Киев, «Техника», 1970, 194с .
5. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М., «Машиностроение», 1974, 722 с.
6. **Рещиков В. Ф., Красавин С. И.** Выбор масел для тяжелонагруженных зубчатых передач по вязкости. «Известия вузов. Машиностроение», № 6, 1974, с. 51—55.
7. **Розенберг Ю. А.** Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. М., «Машиностроение», 1970, 315 с.
8. **Технический** справочник по топливам, маслам и смазочным материалам. Изд. 3-е. М., Под ред. К. К. Папок. Гостоптехиздат, 1963, 766 с.
9. **Спришевский А. И.** Подшипники качения. М., «Машиностроение», 1969, 632 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Алкатрон 139
Амплитрон 139
Артатрон 139
Артрон 140

Б

Балки постоянного сечения— Расчетные данные 210—213
Бареттер 140
Биакс 140
Бидематрон 140
Бинистор — см. *Теристор*
Битермитрон 140
Блок полупроводниковый выпрямительный 140
Болометр 140
Болт — Предельные отклонения диаметров резьбы 322—329
—**Схема** расположения полей допусков 335
Болты статически нагруженные — Расчет 288—293
—— с шестигранной головкой— Размеры 295—299
—— с шестигранной уменьшенной головкой — Размеры 300—302
—— циклически нагруженные— Расчет 293—294
Брус — Виды нагружения 174—175
— Внутренние силовые факторы 174—175
— Изгиб продольно-поперечный 253—254
— Перемещения 214—216
— Понятие 173
Брус кривой большой кривизны — Понятие 231 — Расчет 231—232
—— малой кривизны — Понятие 232
— Расчет
Брус круглого сечения 199, 200— Изгиб 234
— Кручение 233
—— некруглого сечения 200, 206, 207
—— прямой — Внецентренное растяжение (сжатие) 223—224— Изгиб 207—209 — Косой изгиб 220—223 — Кручение 198—207 — Моменты сопротивления 201—206 — Растяжение 195— Расчет на прочность 196, 206, 207, 209 — Характеристики жесткости 201—206
—— прямоугольного сечения— Изгиб 236 — Критическая нагрузка 248—249 — Кручение 234 — Устойчивость 247—249

В

Вал — Конструкции 355—357
— Назначение 355
— Определение реакций 361—364
— Наибольшие допускаемые смещения и перекосы осей 450
— Поверочный расчет 364—369
— Построение эпюр изгибающих моментов 361—362
— Применение 355
— Проверка на виброустойчивость 271

— Расчет на жесткость 371
— Расчет на статическую прочность 369—371
— Сборка узлов 355
— Условный расчет 360—361
Вал гибкий — Конструкция 371—372
— Применение 371—372
—— с коническими концами 358
—— с цилиндрическими концами 359
Варактор 140
Вариаторы клиноременные — Диапазон регулирования 541—542
— Основные параметры 542—544
— Преимущества 540
— Схема перемещения ремня при регулировании 541
— Типы 540, 544—546
Варикап 140
Вариконд 140
Варистор 140
Вентиль 140
Вентиль ионный самоподогревного типа 141
—— ртутный 141
Взаимоиндукция 112
Видекон 141
Винты с полукруглой головкой — Размеры 303
—— с потайной головкой — Размеры 304
Витрод 141
Вольтметры электронные — Преимущества 171
— Применение 171
— Технические характеристики 171
Вскипание жидкости — Понятие 61
Втулки из полиамидных материалов — Конструкция 437
— Применение 437
— Размеры 437
ВТУ НЗ № 144—64 741
ВТУ НП—155—63 738
ВТУ НП—168—54 736
ВТУ ТНЗ—126—63 737
Выпрямитель — понятие 165
— Схемы 165—167
Выпрямитель твердый 141
Вязкость масла — График перевода в различные единицы 732
— Значения 63
— Единицы измерения 61
— Понятие 61
Вязкость масла динамическая (абсолютная) 731
—— кинематическая 731
—— условная 731

Г

Газотрон 141
Гайки — Предельные отклонения диаметров резьбы 330—333
— Размеры 308—311
— Схема расположения полей допусков
Гексад 141
Генераторы — Понятие 165
— Схемы 169—170
— Типы 169
Гептод 141
Геркон 141
Гипотеза наибольших напряжений 192, 193
—— непрерывности (сплошности) материала 173
—— энергии формоизменения 192, 193
Гистерезис 112
«Глаз магический» — см. *Индикатор настройки электронный* 141
ГОСТ 2.309—73 369
32—74 737
101—54* 490
176—50 734
333—71 391, 408, 409
397—66* 314
520—71 392
591—69 557, 568
592—75 557, 567
801—60* 392
831—75 391
973—50 734
977—75 463, 564
1050—74 457, 458, 563, 564
1139—58 384, 386, 387, 463, 465, 478
1284—68** 518, 519, 536, 547
1412—70 565

ГОСТ
1435—74 703
1452—69* 715
1585—70 565
1631—61 739
1643—72 693
1758—56 671
1761—70* 701
1774—71* 335
1789—70 701
1861—73 738
1957—73 740
2524—70* 309
2526—70* 309
2528—73 311
2789—73 438, 628
2893—73 391
3045—51 741
3057—54 727, 728
3128—70 475
3257—74 741
3276—74 739
3325—55* 416
3333—55 740
3675—56 680
4002—53* 737
4003—53 738
4060—60 391
4113—48* 741
4364—67 739
4366—76 739
4543—71 564
4608—65* 316, 337
4657—71 391
5006—55* 455, 462, 463
5063—73 701
5078—49* 741
5147—69 468, 469
5221—72 703
5222—72 703
5368—73 693
5570—69 741
5702—75 741
5720—75 391
5721—75 391
5813—76 520, 522
5915—70* 308
5916—70* 308
5918—73 310
5919—70 310
5927—70* 308
5929—70* 308
5931—70* 308
5932—73* 310
ГОСТ 5933—73* 310
5935—73 311
6033—51 388, 463, 465
6111—52* 281
6211—69* 280
6267—74 740
6357—73 279, 316, 342, 343
6360—58* 737
6364—68 331
6402—70* 313
6411—76 737
6480—53* 735
6874—54* 391
6958—68* 312
6982—75 491
7171—63 741
7227—58 378, 379
7242—70* 391
7293—70 565
7664—61 13
7795—70* 299, 301
7798—70* 295, 297
7805—70* 295—297
7808—70 300, 301
7872—75 391
8032—56* 13, 16, 507
8328—75 391, 410
8338—75 391, 403, 405
8412—57 738
8419—75 391
8551—74 740
8581—63* 736
8724—58* 273, 321
8773—73 740
8788—68* 374, 378, 457, 460, 474, 478
8789—68* 358, 359, 374, 375
8790—68 378
8791—68 374
8792—68 374
8793—68 374, 375
8794—68* 376, 457
8795—68 358, 376, 377
8796—68 373
8797—68 373
8838—74 473
8995—75 391
9000—73 278, 316
9150—59* 272, 275, 276, 278, 321, 341
9243—75 737

ГОСТ 9368—60 671
9389—60* 702
9389—60* 712
9433—60* 740
9459—60** 698
9484—73 282—284
9562—75 316, 345, 346, 348
9563—60** 586
9587—68 671
9774—61 680
9776—61 698
9867—61 13
9942—75 392
9974—62 741
10177—62
10177—62 285, 286, 352—354
10286—75 520, 522
10450—68* 312
10541—63* 735
10748—68* 358, 374, 467, 471
10862—72 137
10877—76 739
10947—64 465, 559, 561, 570
11076—69 130
11110—75* 740
11371—68* 312
11521—65* 428
11522—65* 429
11523—65* 430
11524—65* 431
11525—65* 432
11607—65 433
11608—65 434
11609—65 433
11610—65 434
11625—75 372
11626—71* 372
11627—65 372
11709—71* 278
11765—66* 305—307
12080—66* 359, 460, 465, 467
12081—72 358, 465, 467
12391—66 372
13225—71* 372
13226—71* 372
13227—71* 372
13526—68 557
13552—68 562
ГОСТ 13568—75 559, 561
13576—68 557
13754—68* 601,671
13755—68 586, 596
13764—68 711
13765—68 711
13766—68 711
13767—68 711
13768—68 711
13769—68 711
13770—68 711
13771—68 711
13772—68 711
13773—68 711
13774—68 711
13775—68 711
13776—68 711
14011—68* 372
14084—76 474
14959—69 701, 703, 727
15620—70 478
15621—70 478
15622—70 478
16093—70* 316, 321, 323
16530—70 599
16967—71 278
17336—71 698
17383—73 503, 310, 511, 513
17473—72* 303
17475—72* 304
18498—73 644
18679—73 491
19036—73 644, 645
19325—73 599
19326—73 601
19537—74 739
19624—74 601
20226—74 357
20720—75 466, 467
20742—75 464, 465
20761—75 459, 460
20799—75 734
20884—75 472, 473
20889—75 537
20890—75 537
20891—75 537
20892—75 537
20893—75 537
20894—75 537
20896—75 537
20896—75 537
20898—75 534

ГОСТ 21354—75 603
Графекон 141

Д

Давление — Единицы измерения 64
— Определение 62—64
— Эпюры 65
Движение — Виды 23—25
— Количество 48
Движение вращательное — Кинематические параметры 25 — Схема 25 — Характеристики 25
—— жидкости — Режимы 81— Уравнения 72—81
—— относительное 24
—— переносное 24
—— поступательное — Виды 24—25
— Схема 25 — Характеристики 24
—— сложное плоское — План скоростей 26—27 — План ускорений 27 — Схема 24
—— равномерное — Кинематические параметры 23
—— равноускоренное (равнозамедленное) — Кинематические параметры 23—24
Декатрон 142
Дематрон 142
Детектор 142
Деформации линейные — Определение 179, 180
—— угловые — Определение 180
Диаграмма Герси— Штрибека 422
—— кинематическая — Построение 27 — Применение 27
—— предельных циклов 256, 257
—— предельных циклов схематизированная
Динистор — см. *Тиристор диодный* 142
Динод — см. *Умножитель фотоэлектронный* 142
Диод 142—143
Диод газоразрядный 142
Десектор 144
Дифференциал — Понятие 634
Дифференцирование графическое 22, 27—28
Дроссели 144

Е

Единицы измерения магнитных величин 108
—— физических величин 108
—— физических величин 14, 15
Емкость нелинейная — см. *Вариконд* 144

Ж

Желудь — см. *Лампа типа «Желудь»*

З

Задача Ляме 236
Закон Архимеда 67
—— Гука 180
—— живых сил 48
—— Джоуля—Ленца 109
—— Кирхгофа 109—110
—— количество движения 48
—— Ома 107, 110, 113
—— Паскаля 64
Звездочки для цепей — Диаметр делительной окружности 557
— Диаметр окружности выступов 557
— Конструктивные типы 557
— Материалы 564—565
— Поперечные сечения 557
— Профили зубьев 557
— Термическая обработка 564—565
Звено — Движение 24—25
— Понятие 18
— Сила инерции 40, 41
— Сила тяжести 40
Звено приведения 49

И

Игнитрон 144
Изгиб косой — Понятие 220— Прогиб 223 — Прочность 220— Схема 223
—— поперечный — Понятие 207
—— продольно-поперечный 253—254
—— чистый — Понятие 207
Изокон 144
Иконоскоп 144
Иконоскоп с переносом изображения 144
Импульс силы 48

Индикатор буквенный (знаковый) — см. *Индикатор тлеющего разряда цифровой*
—— настройки электронный 144
—— тлеющего разряда световой 144
—— тлеющего разряда цифровой (буквенный, знаковый) 144
—— электронно-световой 144
Индукция магнитная 111
—— электромагнитная 111
Индутрон газоразрядный 144
Интеграл Мора 216—217, 226
Интегрирование графическое 22, 28
Истечение жидкости через малые отверстия — Параметры 97—98 — Схема 98

К

Кавитация — Понятие 61
Кадроскоп 145
Камера ионнизационная 145
— Определение 61 — Понятие 61
Карматрон 145
Карсинатрон — см. *Лампа бегущей волны магнетронного типа* 145
Катушки индуктивности — Классификация 134
Кенотрон 138, 145
Кинематика плоского движения — Движение звена в плоскости 24—35 — Движение точки по заданной траектории 22—24 — Основные положения 22
Кинескоп — см. *Трубка телевизионная приемная* 145
Клистрон 145
Колатрон — см. *Трубка телевизионная приемная цветная масочная* 145
Колесо зубчатое — Материал 632—633
— Понятие 584
— Термическая обработка 632—633
Колесо зубчатое цилиндрическое — Исходный контур 588 — Нормы кинематической точности 661—663
— Нормы контакта зубьев 666—667
— Нормы плавности работы 664—665
— Параметры 586, 588
— Ряды модулей 586
— Смещение исходного контура 667—670
— Степени точности 661—663
Колесо червячное — Материал 653
— Нормы кинематической точности 682—684
— Нормы плавности работы 685
— Предельное отклонение толщины зуба 689
Коммутатор электронно-лучевой 145
Композитрон 145
Конденсаторы — Кодированные обозначения 130 — Классификация 132 — Материалы 133—Типы 133, 134
Конденсаторы электрические — см. *Номинальные емкости*
Концентраторы напряжений — Понятие 259
Концентрация напряжений — Понятие 259
Коэффициент асимметрии цикла 256—257
—— динамический 268—270
—— запаса 191, 192, 209, 267
—— истечения струи 98
—— концентрации напряжений — Определение 259, 260—265 — Понятие 259, 260
—— местного сопротивления — Определение 87—93 — Понятие 87
—— мощности 112
—— понижения 246
—— приведенной длины 243—245
—— приведенной массы 271
—— расхода 100
—— сжатия струи — Понятие 98
—— трения 43—46, 421, 422
—— устойчивости 243, 244
Кремнистор 145
Кривая намагничивания 111
Криосар 145

Криотрон 145
Кристадин 146
Критерий Эйлера 80
Кулачок — Порядок построения профиля 58
— Профиль 56
— Схема построения профиля 57

Л

Ладдетрон 146
Лазер 146
Лампа бегущей волны 146
Лампа бегущей волны магнетронного типа 146
—— с фотоэмиссией 146
—— электронно-волновая 146
Лампа большой крутизны 146
—— варимю — см. *Лампа переменной крутизны* 146
—— высокой крутизны 146
—— газоразрядная — см. *Прибор ионный* 146
—— генераторная 139, 146
—— импульсная 146
—— катодная см. *Лампа электронная*
—— кольцевого разряда 146
—— комбинированная 146
—— маячковая 147
—— металлическая 147
—— металлокерамическая 147
—— миниатюрная 147
—— многосеточная — см. *Лампа многоэлектродная*
—— многоэлектродная 147
—— модуляторная 139
—— неоновая сигнальная — см. *Индикатор тлеющего разряда*
—— обратной волны 147
—— обратной волны магнетронного типа 147
—— пальчиковая 147
—— переменной крутизны 147
—— приемно-усилительная 138, 139
—— прямой волны — см. *Лампа бегущей волны магнетронного типа*
—— реактивная 147
—— с катодной сеткой 147
—— с удлиненной характеристикой 147
—— со вторичной эмиссией 147
—— стержневая 147
—— типа «желудь» 147
—— цифровая 148
—— экранированная — см. *Тетрод с экранирующей сеткой*
—— электрометрическая 148
—— электронная 148
—— электронная разборная 148
—— электронная самоподогревного типа 148
—— электронная с правыми характеристиками 148
—— Электромагнитная усилительная 148
Лента пружинная — Механические свойства 703
Линия нейтральная — Понятие 207—208
—— тока — Понятие 71 — Схема 71
—— упругая — Понятие 208— Уравнение 216

М

Магнетрон (прибор М-типа) 148
Магнетрон Банемана 148
—— бегущей волны усилительный — см. *Лампа бегущей волны магнетронного типа*
—— газонаполненный 148
—— коаксиальный 148
—— обращенный 148
—— с сеткой 148
—— сетевой 148
Мазер 148
Манотрон 148
Масла минеральные — Вязкость 731—732
— Зольность 732
— Кислотное число 732
— Коксовое число 732
— Присадки 733
— Стабильность 732
— Термоокислительная способность 732
—— смазочные — Физико-химические свойства 734—738
Материалы магнитные — Группы 134

—— проводниковые — Характеристики 109
Мезатранзистор (Мезатриод) 148
Мемистор 149
Метод Лагранжа 70
—— сил 226
—— хорд 217, 219
—— Эйлера 70
Механизм — План скоростей 29—30
— План ускорений 30—33
— Понятие 18
Механизм винтовой трехзвенный 51, 52
—— двухкривошипный 53
—— кривошипно-коромысловый 53
—— кривошипно-кулисный с вращающейся кулисой — Применение 56 — Схема 54
—— кривошипно-кулисныйс качающейся кулисой — Параметры 56 — Применение 55 — Схема 54
—— кривошипно-кулисный с поступательно-движущейся кулисой — Параметры 55 — Применение 55 — Схема 54
—— кривошипно-шатунный центральный — Параметры 54 — Применение 54—55 — Схема 54
—— кулачковый — Устройство 56
—— многозвенный с одной поступательной парой — Схема 50, 51
—— с дифференциальным винтом 52
—— с одной винтовой парой 51
—— с поступательным движением звеньев — Схема 19
—— телескопический 52
—— шарнирного параллелограмма 53
—— шарнирный — Схемы 19
Механотрон 149
Микромодуль 149
МН 1067—60 456, 457
МН 1068—60 456, 457
МН 1069—60 458
МН 2096—64 470, 471
МН 2727—61 455
МН 2728—61 455
МН 2729—61 455
МН 5023—63 450
Многоугольник веревочный 34—35
—— силовой 34—35
Модуль 149
Множители для образования кратных и дольных единиц 17
Мощность 48
Мощность на валу 117
Момент двигателя вращающий 116
—— сечения 181, 182
—— электромагнитный вращающий 116—117
Момент инерции главный 184
—— осевой 181, 183
—— приведенный 49, 50
—— полярный 182, 183
—— центробежный 181—184, 189, 190
Моноскоп («Лжетрубка») 149
МОП-транзистор — см. *Транзистор полевой* 149
МРТУ 12Н 736
МРТУ 12Н № 88—64 739
МРТУ 12Н № 118—64 739
МРТУ 12Н-120—64 739
МРТУ 38—1—150—64 738
Муфты — Выбор типа 451—453 — Классификация 449
— Компенсирующая способность 450—451
— Назначение 449
— Применение 455, 461
— Упругие свойства 451—453
— Учет инерционных нагрузок 453—455
Муфты втулочные со шлицами — Применение 455 — Технические характеристики 458
—— втулочно-пальцевые — Применение 461 — Технические характеристики 470—471
—— втулочные со штифтами и шпонками — Применение 455 — Технические характеристики 456—463
—— зубчатые — Применение 455, 461 — Технические характеристики 462—463
—— кулачково-дисковые — Применение 461 — Технические

характеристики 466—467
—— подвижные — Применение 461
—— предохранительные — Применение 474 — Технические характеристики 476—478
—— со звездочкой — Применение 461, 474 — Технические характеристики 474
—— со срезанным штифтом— Применение 474 — Технические характеристики 475
—— с торообразной оболочкой — Применение 461 — Технические характеристики 472—473
—— упругие — Применение 461
—— фланцевые — Применение 455 — Технические характеристики 459—460
—— цепные однорядные — Применение 461— Технические характеристики 464—465
—— шарнирные — Применение 461 — Технические характеристики 468—469

Н

Нагрузки — Виды 173, 174
Нагрузки динамические 173, 174
—— объемные 174
—— поверхностные 173
—— распределенные 173
—— сосредоточенные 173
—— статические 173, 174
Напряжение — Компоненты 175
— Определение 175
— Понятие 175
Напряжение — Главное 177, 178
—— касательное 176—178
—— линейное (межфазное) 113
—— нормальное 177
—— полное 176
—— фазное 113
—— эквивалентное 192
Напряженность магнитного поля 111
Насадки — Понятие 99
— Технические характеристики 99—101
— Формы 99
Насадок внутренний цилиндрический — Технические характеристики 99 — форма 99
—— внешний цилиндрический— Технические характеристики 99 — форма 99
—— конический расходящийся — Коэффициент расхода 100— Технические характеристики 100 — форма 99
—— конический сходящийся— Схема истечения 100 — Технические характеристики 100— Форма 99
—— цилиндрический со скругленным входом — Технические характеристики 99 — Форма 99
Натяжение ремня 555
—— цепи — Способы регулирования 583
Нейристор 149
Нигитрон 149
Нить — Понятие 173
Нормаль С1 — 332—52 704

О

Оболочка — Понятие 173
— Расчет 238—240
— Устойчивость 240
Объем удельный 60, 62, 63
Октод 149
ОН 6-07-5—63 550
Опора — Линии действия реакций 33
— Определение реакций 35
— Реактивные моменты 33
Опора анкерная — Применение 104 — Схема 104
—— скольжения гидростатическая — Применение 447— Схемы 446, 447
Оптика волновая 149
Оптрон 149
Ортикон 149
Ортикон с переносом изображения 150
Ось — назначение 335
— Применение 355
— Проверка на виброустойчивость 371
— Расчет на выносливость 364—369
— Расчет на жесткость 371
— Расчет на статическую прочность 369—371

ОСТ 38.517—73 543
ОСТ/НКТП 3157 491
Осциллографы электронные — Применение 171
— Технические характеристики 171
—— Типы 171

П

Пара винтовая — Допуски 344
Пара кинематическая — Линии действия реакций 34
— Определение реакций
— Понятие 18
— Схемы 19
Параметрон 150
Пентагрид — 150
Пентод 150
Передача винтовая — Применение 586 — Схема 587
—— гипоидная — Применение 586 — Схема 587
—— зубчатая — Контроль 693—698 — Типы 586, 587
Передача зубчатая коническая— Допуск на толщину зуба 677—679
— Наименьший боковой зазор 676
— Наименьшее утонение зуба 677—679
— Нормы контакта зубьев 675
— Нормы кинематической точности 672—673
— Нормы плавности работы 673—674
— Определение основных размеров 600—602
— Основные параметры 599
— Применение 586
— Проверочный расчет зубьев на изгиб 616—623
— Проектировочный расчет 623—627
— Расчет на контактную выносливость зубьев 607—615
— Расчет на прочность 603—607
— Схема 587
— Усилия в зацеплении 601, 603
Передача зубчато-ременная — Выбор параметров 552
— Преимущества 549
— Применение 549
— Расчет 554
— Схема 549
Передача зубчатая цилиндрическая — Виды 587, 592
— Гарантированный зазор 659—660, 666
— Обозначения 584
— Определение основных размеров 590, 591, 593—598
— Пример проверочного расчета 627—631
— Применение 586
— Проверочный расчет зубьев на изгиб 616—623
— Проектировочный расчет 623—627
— Расчет на контактную выносливость зубьев 608—615
— Расчет на прочность 603—607
— Схема эвольвентного зацепления 585, 592
— Усилия в зацеплении 598—599
Передача клиноременная — Выбор параметров 521—523
— Преимущества 516
— Применение 516
— Пример расчета 546—548
— Расчет 523, 529—532
— Характеристика работы 520, 521
Передача клиноременная полуперекрестная 539—540
—— с бесступенчатым регулированием скорости — см. *Вариаторы*
—— с вертикальными валами 539
—— с натяжными роликами 539
Передача планетарная — Влияние центробежных сил на выбор схемы 638
— Выбор некоторых параметров 638—640
— Кинематическая схема 627
— КПД 635, 636, 640, 641
— Общие сведения 633
— Передаточное отношение 635—638
— Схемы 635—636
Передача плоскоклиноременная 540
Передача плоскоременная — Геометрические соотношения 505—506

— Диаметры шкивов 493
— Межосевое расстояние 493—494
— Особенности расчета 506
— Преимущества 505
— Расчет 495—505
— Схема 505
— Типы 489
Передача поликлиновая — Параметры 520—523
— Преимущества 516
— Применение 517
— Пример расчета 546—548
— Расчет 523, 529—532
Передача ременная — Геометрические зависимости 482—483
— Долговечность 487, 488
— Классификация 481
— К. п. д. 487—489
— Потери 488—489
— Силовые зависимости 483—485
— Тяговая способность 486—487
Передача ременная быстроходная — Виды 507—508
— Выбор параметров 508
— Применение 506
— Расчет 508—510
— Требования 507
Передача цепная — Контроль 581
— Монтаж 579—580
— Настройка 580
— Построение контуров 568—572
— Применение 556
— Расчет 566—568, 572—574
— Смазка 581, 583, 748—749
— Способы смазки 581
Передача червячная — Геометрические параметры 643—644, 646—647
— Кинематика 643—645
— Контроль 693—698
— К. п. д. 647—649
— Нормы контакта зубьев 686
— Общие сведения 642—643
— Основные параметры 641, 642
— Проверочный расчет 653—654
— Проектный расчет 654—656
— Смазка 746
— Способы смазки 747
— Схемы 634, 642, 643
— Тепловой расчет 650
— Типы 643—645, 647
— Точность монтажа 686—688
— Усилия в зацеплении 647—648
Переключатель электронно-лучевой — см. *Коммутатор электронно-лучевой*
Перцептрон 150
План сил — Построение 37—38
—— скоростей — Построение 29—31 — Свойства 26, 27
—— ускорений — Построение 30—33 — Свойства 27
Пластина — Понятие 173
— Устойчивость 249
Пластинотрон 150
Пластмассы — Применение 566
Плотность 60, 62, 63
Плюмбикон 150
Поверхность тока — Понятие 71
—— уровня — Понятие 68—Свойства 68
Подпятники см. *Подшипники скольжения упорные*
Подшипники качения — Выбор 392, 401
— Классификация 391, 392
— Классы точности 392
— Коэффициент трения 421
— Моменты трения 420
— Осевая грузоподъемность 399—402
— Посадки 416—417
— Предельная частота вращения 414—416
— Смазка 747
— Способы подвода смазки 417, 418
— Трение 421
— Углы контакта 402
— Уплотнения 417—420
— Эквивалентная нагрузка 393—399, 400
Подшипники скольжения — Гидродинамический расчет 438—444
— Конструкции 427—438
— Материалы 423—427
— Определение основных размеров 428—435
— Применение 427
— Пример расчета 444—445
— Проверочный расчет 422
— Трение 422

Подшипники скольжения редукторные — Применение 427 — Типичные конструкции 436
—— упорные — Расчет 437—438 — Схемы 437
Подобие потоков — Гравитационное — Понятие 81 — Условие 81 — Гидродинамическое — Критерии 80 —81 — Условие 79
Потенциалоскоп 150
Потенциалоскоп с барьерной сеткой 150
—— с видимым изображением 151
Потери напора 81—93
Поток магнитный 111
Правило буравчика 111
—— внешней нормали 176
—— левой руки 111
—— правой руки 111
—— параллелограмма 34
Предел выносливости — Понятие 256
—— пропорциональности — Понятие 191
—— прочности — Понятие 190
—— текучести — Понятие 190
—— упругости — Понятие 191
Преобразователи — Назначение 170
— Понятие 165
Преобразователь изображения электронно-оптический 151
Приборы газонаполненные — Маркировка 139
—— газоразрядный см. *Прибор ионный электровакуумный*
—— ионный электровакуумный 151
—— ионный с аксиальным магнитным полем 151
—— магнетронного типа 151
—— магнетронного типа с продольным взаимодействием 151
—— М-типа — см. *Прибор магнетронного типа*
—— полупроводниковый 137, 151
—— фотоэлектронный см. фотоэлемент
—— электровакуумный 152
—— электронно-графический электровакуумный 152
—— электронно-лучевой 152
—— электронный электровакуумный 152
Принтоскоп 152
Проволока пружинная — Классы 704
— Марки материала 704
— Механические свойства 702, 703
Проводимость 107
Прочность при переменных напряжениях — Влияние качества обработки поверхности 265 — Влияние концентрации напряжений 259—265
— Влияние размеров детали 265—266
— Расчет 266—268
Пружины — Группы 703, 705 — Допускаемые напряжения 701 — Материалы 701
Пружины витые — Классификация 705, 706 — Конструкция 705 — Режимы термообработки 701 — Технологический процесс изготовления 706
—— плоские спиральные — Изготовление 721, 722 — Применение 721 — Расчет 722 — Характеристики 722, 723
—— прорезные — Изготовление 723 — Расчет 724
—— тарельчатые — Изготовление 727— Расчет 728— Схема 727
—— фасонные витые — Применение 718, 719 — Расчет 719—721 — Схемы 718, 719
—— фигурные гнутые — Расчет 723 — Схемы 723
—— цилиндрические винтовые— Геометрия 707 — Конструкции 712—715 — Расчет 707—712, 715—718
Пьезотранзистор 152
Пьезотранзистор полевой 152

Р

Работа — Определение 47
— Понятие 47
Работа сил тяжести 48
Радикон — см. *Потенциалоскоп с барьерной сеткой*
Радиус кривизны — Зависи-

мость от геометрии сечения 232 — Значения 232
Разрядник газовый (ионный) 152
—— искровой 152
Расход — Определение 71 — Понятие 71
Расход весовой — Определение 72
—— массовый — Определение 71
—— объемный — Определение 71
Редуктор планетарный — Определение степеней свободы 21 — Схема 21
Режим ламинарный — Понятие 81 — Схема формирования потока 82 — Характеристики 82—83
—— турбулентный — Поле скоростей 84 — Понятие 81 — Характеристики 84—86
Резервуар с жидкостью — Вращение 69—70 — Перемещение с поступательным ускорением 67—70 — Поступательное перемещение 68, 69
Резисторы — Классификация 131 — Маркировка 130 — Материалы 131 — Номинальная емкость рассеяния 130 — Типы 131, 132
Резистор полупроводниковый 152
Резнатрон 152
Резьба — Виды 272 — Гарантированный зазор 336—337 — Гарантированный натяг 337—342 — Геометрические зависимости 316 — Основные параметры 315, 317 — Погрешности 317—318 — Профиль 272 — Расчет на прочность 287
Резьба коническая — Профиль 274
—— коническая дюймовая — Применение 278 — Профиль 278, 281 — Размеры 281
—— круглая — Применение 278 — Профиль 278
Резьба метрическая — Допуски 321, 334 — Обозначения 272 — Размеры 272—274
Резьба метрическая с крупным шагом — Применение 278 — Размеры 275
—— с мелким шагом — Применение 278 — Размеры 276—278
Резьба прямоугольная — Применение 287 — Профиль 287
Резьба трапецеидальная — Длина свинчивания 351 — Допуски 349—350 — Применение 282 — Профиль 282, 283 — Размеры 283, 284 — Рекомендуемые замены допусков 346—348 — Схема расположения полей допусков 345, 351
Резьба трубная коническая— Профиль 278, 280 — Размеры 280
—— цилиндрическая — Предельные отклонения 343 — Применение 278 — Профиль 278, 279 — Размеры 279
Резьба упорная — Длина свинчивания 354 — Допуски 353 — Применение 282 — Профиль 282, 285 — Размеры 285, 286 — Схема расположения полей допусков 352, 354
Резьба цилиндрическая — Профиль 274
Ремни — Напряжения 485—486 — Натяжение 555 — Предварительная вытяжка 491, 493 — Способы натяжения 482 — Схемы контроля натяжения 485 — Эксплуатационные характеристики 492
Ремни зубчатые — Конструкция 549 — Размеры 549—550
—— клиновые — Конструкции 517 — Передаваемая мощ-

ность 524—526 — Размеры 518, 519 — Типы 517
—— кожаные 490—491
—— поликлиновые — Конструкция 520 — Передаваемая мощность 527 — Размеры 519, 520
—— прорезиненные 490
—— текстильные 491
Ролик натяжной — Применение 555
Роликоподшипники конические однорядные 408, 409
—— радиальные с короткими цилиндрическими роликами 410—411
РТМ 38—40528—74 520, 539, 546, 547
РТМ 51—15—51—70 518, 519, 546, 547
Ряды предпочтительных чисел 16

С

Самоиндукция 111
Санатрон 153
Светодиод полупроводниковый 153
Связи пассивные (избыточные)— Определение 20
— Понятие 20
— Применение 20
Селектрон 153
Сечение бруса — Форма 185—189 — Характеристики 181, 185—189
—— потока — Понятие 71
Сила воздействия потока на анкерную опору 104
—— на криволинейную стенку 106
—— на ограничивающие стенки 103—104
—— на плоскую стенку 105—106
Сила инерции 40, 41
—— критическая — Определение 241—243
—— приведенная 49
—— противоэлектродвижущая 116
—— реакции струи 104
—— тяжести 40
Силы — Разложение 33
— Сложение 33—35
— Условия равновесия 36
Силы давления на криволинейную стенку 66—67
—— на плоские стенки 65—66
Система геометрически изменяемая — Понятие 18 — Применение 18
Система геометрически неизменяемая — Определение 21 — Применение 21
—— светоклапанная 153
—— статически неопределимая — Понятие 20, 226 — Расчет 226—229
—— электропривода — Выбор 125—126 — Определяемые факторы 124—125 — Понятие 124
Системы механические — Классификация 18
— Понятие 18
Склантрон 153
Скорость местная — Понятие 72
—— средняя — Определение 72 — Понятие 72
—— струи — Определение 97
—— точки — Определение 23—26 — План 27
Смазки пластичные — Основные функции 742 — Физико-химические свойства 739—742
—— твердые — Выбор 742— Номограммы 745, 746, 748— Физико-химические свойства 742, 744
Соединения зубчатые (шлицевые) — Конструкции 380
— Расчет 382, 383, 390
— Типы 380, 381
Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные — Конструкция 380 — Обозначения 381, 387 — Основные размеры 384—385 — Поля допусков 386— Центрирование 380, 381
—— треугольные — Применение 381
—— эвольвентные — Параметры 388, 389 — Центрирование 381
Соединения приемников энергии 110
Соединения резьб — Допуски 319—321
— Расчет 287—288

— Способы стопорения 294
— Характер сопряжения 318—319
Соединения шпоночные — Расчет 373, 380
Сопротивления местные — Группы 87—88 — Понятие 87
——электрические 107
Состояние деформированное — Характеристики 179
—— напряженное — Виды 178— Главные оси 175— Понятие 175
— Расчет на прочность 229
— Расчетные формулы 230—231
Спейсистор 153
Спиратрон 153
Способ Верещагина 216, 217, 226
—— Серенсена и Кинасошвили 258—259
Стабилизатор напряжения газовый (ионный) — см. *Стабилитрон ионный*
Стабилитрон 153
Стабилитрон ионный 153
—— полупроводниковый 153—154
Стабиловольт — см. *Стабилитрон ионный*
Стабилитрон 154
Степень статической неопределимости — Понятие 226
Стержень — Расчет 243—247
Столб полупроводниковый выпрямленный 154
Строфотрон 154
Сужение 191
Супериконоскоп — см. *Иконоскоп с переносом изображения*
Суперотикон — см. *Ортикон с переносом изображения*
Суперэмитрон — см. *Иконоскоп с переносом изображения*
Схема интегральная 154
Сцениокоп 154
Счетчик газоразрядный — см. *Счетчик ионный*
—— ионный пропорциональный 154
—— ионный с ограниченной проводимостью 154
—— ионный с самостоятельным разрядом 154
—— ионный самогасящийся 154
—— Гейгера — Мюллера — см. *Счетчик ионный с самостоятельным разрядом*
—— кристаллический 154—155
—— элементарных частиц 155

Т

Тайпотрон 155
Твистор 155
Твистрон 155
Текнетрон 155
Тело твердое — Понятие 18
—— упругое — Понятие 180
Тензометр полупроводниковый 155
Теория Мора 192, 193
Термистор 155
Термопара — см. *Термоэлемент*
Термопреобразователь 155
Термопреобразователь вакуумный 155
Терморезистор 155
Термосопротивление — см. *Терморезистор*
Термоэлектробатарея 155
Термоэлемент 155
Тетристор 155
Тетрод 156
Тетрод газонаполненный 156
—— лучевой 156
Тетрод — см. *Транзистор* 156
Течение жидкости — Виды 70, 71
Тиратрон дугового разряда 156
—— импульсный 156
—— полупроводниковый — см. *Тиристор триодный*
—— с холодным катодом — см. *Тиратрон тлеющего разряда*
—— с экранирующей сеткой 156
—— тлеющего разряда 156
Тиристор 156
Тиристор диодный 156—157
—— триодный 157
Ток синусоидальный переменный 112
Токи вихревые 112
Точка — Движение 22—24
Точка приведения 49
Транзистор 157
Транзистор бездрейфовый 157
—— выращенный 157
—— германиевый 157

—— диффузионно-сплавной 157
—— диффузионный — см. *Транзистор бездрейфовый*
—— дрейфовый 157
—— канальный — см. *Транзистор полевой*
—— лавинный 158
—— МДП 57
—— МДП с индуцированным каналом 158
—— МДП со встроенным каналом 158
—— микросплавной 158
—— МОП 158
—— планарный 158
—— плоскостной 158
—— поверхностно-барьерный 158
—— полевой 158
——п—р—п— 158
—— пьезо — см. *Пьезотранзистор*
—— с изолированным затвором 159
—— симметричный 159
—— составной 159
—— сплавной 159
—— с управляющим р—п переходом 159
—— точечно-контактный см. *Транзистор точечный*
—— точечный 159
—— униполярный — см. *Унитрон*
—— четырехслойный —см. *Тиристор триодный*
—— эпитаксильный 159
Трансфлюксор 159
Трансформатор 136
Трение — Виды 43
— Коэффициент 43
— Понятие 43
Трение граничное — Понятие 422
—— жидкостное 43
—— качения 45, 46
—— полужидкостное (смешанное) 422
—— скольжения 43—45
—— со смазкой 43
—— сухое 43
Триатрон 159
Тригатрон 159
Тринистор — см. *Тиристор триодный* 159
Триод 159
Триод-гептод 159
Триод двойной 159
—— карандашный 160
—— кристаллический — см. *Транзистор*
—— полупроводниковый — см. *Транзистор*
Триоплазмотрон 160
Трохотрон 160
Трубка Брауна — см. *Трубка электронно-лучевая*
—— запоминающая — см. *Потенциалоскоп*
—— катодная — см. *Трубка электронно-лучевая*
—— Кубецкого — см. *Умножитель фотоэлектронный*
—— накопительная 160
—— осциллографическая 160
—— просвечивающая 160
—— рентгеновская 160
—— телевизионная передающая 160
—— телевизионная приемная 160
—— телевизионная приемная цветная масочная 161
—— телевизионная проекционная 161
—— телевизионная тепловая 161
—— тока — Понятие 71
—— Шмакова—Тимофеева 161
—— электронно-лучевая 161
Трубка электронно-лучевая двухлучевая 161—162
—— знаковая 162
—— с магнитным управлением 162
—— с магнитной фокусировкой 162
—— с электростатическим управлением 162
—— с электростатической фокусировкой 162
Трубопроводы простые — Гидравлический расчет 93—95— Схемы соединения 95
—— сложные — Гидравлический расчет 95—97 — Схемы соединения 96
ТУ 35—ХБ—20—62 507
ТУ 38—1—267—69 736

ТУ 38—1—НХ03—69 741
ТУ 38—101—198—72 735
ТУ 38—1054—35—72 490
ТУ НЗ—128—63—738
Тунгар 162

У

Угол давления 59
—— закручивания 271
—— трения 44
Удар гидравлический — Виды 102 — Понятие 101 — Фазы 101—102
—— изгибающий 270—271
—— крутящий 270—271
—— продольный 268—269
Удлинение 191
Ультрон 162
Умножитель с фокусирующими электродами сквозного действия 162
—— фотоэлектронный 162
—— электронный 162
Унитрон 162
Унитрон МОП 163
Уравнение Бернулли 73—77
—— движения идеальной жидкости 73
—— движения машины 49
—— нейтральной линии 220
—— неразрывности — см. *Уравнение расхода*
—— расхода 72—73
Усилители — Обратная связь 168—169
—— Параметры 168
—— Понятие 165
—— схемы 167—168
Усилитель постоянного тока— Применение 170—171
—— электронно-оптический 163
Ускорение — Определение 23—26
— План 27
Условия равновесия 37—38
Устойчивость — Потеря 240—241 — Проверка 241
Устойчивость бруса прямоугольного сечения 247—249
—— пластины 249—252
—— прямолинейного бруса 241—247
—— тонкостенных оболочек 252—253

Ф

Фактор масштабный 265
—— поверхности 265
Ферма — Определение статической определимости 21
— Понятие 18
— Схемы 21
Феррид 163
Формула Альтшуля 87
—— Блазиуса 86
—— Конакова 86
—— Ляме 236
—— Нидурадзе 86
—— Шифринсона 86
—— Ясинского 243
Фотобатарея солнечная 163
Фотодиод 163
Фотодиод германиевый 163
—— селеновый 163
Фотолампа бегущей волны 163
Фототиристор 163
Фоторезистор 163
Фотосопротивление — см. *Фоторезистор*
Фототранзистор 163
Фототриод — см. *Фототранзистор*
Фотоэлемент 163
Фотоэлемент вакуумный — см. *Фотоэлемент электронный*
—— вентильный 163
—— газонаполненный — см. *Фотоэлемент ионный*
—— ионный 164
—— полупроводниковый 164
—— солнечный 164
—— с внешним фотоэффектом— см. *Фотоэлемент электровакуумный*
—— с внутренним фотоэффектом — см. *Фотоэлемент полупроводниковый*
—— электровакуумный 164
—— электронный 164

Х

Характрон 164
Холла датчик 164

Ц

Центр изгиба — Определение 220
— Положение 221—222
— Понятие 220
—— тяжести 218
Цепи — Звездочки 556
— Классификация 556
— Материал 556
— Регулирование натяжения 583
Цепи втулочные — Выбор шага 574—578 — Технические характеристики 558, 559
—— зубчатые с шарнирами качения — Выбор шага 575—579— Технические характеристики 562—563
—— роликовые — Выбор шага 574—578 — Технические характеристики 558—561
Цепь кинематическая — см. *Система геометрически изменяемая*
—— переменного тока — Мощность 113
—— симметричная трехфазная 113
Цикл переменных напряжений— Понятие 225
— Характеристики 255
Цилиндр толстостенный — Расчет на прочность 236—238
— Расчетные формулы 237

Ч

Частота угловая 112
Червяк — Допуски на толщину витка 692
— Материал 653
— Наименьшее утонение витка 690, 691
— Нормы точности 681
— **Число** Рейнольдса 80—82
—— степеней свободы механизма — Определение 18, 20—22
—— Фруда 81

Ш

Шайбы волнистые — Изготовление 725 — Назначение 725— Расчет 725—727 — Схема нагружения 725
—— пружинные — Размеры 313
Шарикоподшипники радиально-сферические двухрядные 406—407
—— радиальные однорядные 403—405
—— упорные 412—413
Шероховатость эквивалентная — Значения 86
Шестерня — Понятие 584
Шкивы — Допускаемый перекос осей 555
Шкивы для зубчатых ремней— Изготовление 552 — Конструкции 552
— Материал 552 — Размеры 551—553
—— для плоскоременных передач — Диаметры 510—511 — Материал 512 — Профиль обода 512 — Сечение обода 512 — Стрела выпуклости 511
—— для поликлиновых ремней — Профиль канавок 538— Размеры 533, 534
—— клиноременные — Конструкция 532, 533, 538 — Материал 532 — Размеры 533—536 — Расчет 537
—— стальные сварные 515
—— чугунные 512—514
Шпильки — Размеры 305—307 — Типы 305
Шплинты — Размеры 314
Шпонки клиновые — Применение 373
— направляющие — Применение 373 — Размеры 378
—— призматические — Конструкции 372, 373 — Предельные отклонения размеров 379— Применение 372
—— сегментные — Предельные отклонения размеров 379 — Применение 373 — Размеры 376—377
—— тангенциальные — Применение 373

Э

Эйбикон 164
Эйдофор 164
Экситрон — см. *Вентиль ртутный*

Электродвигатели — Выбор 126—128
— Классификация 115
—— Режимы работы 115—116
— Технические характеристики 117
Электродвигатели асинхронные — Виды исполнений 120, 124 — Достоинства 119 — Недостатки 119 — Технические характеристики 119—124
—— краново-металлургические — Применение 119— Технические характеристики 118
Эмитрон — см. *Иконоскоп*
Энергия деформации — Определение 181 — Понятие 181
—— кинетическая 48, 50
—— потенциальная 48
Эпюра — Перемножение способом Верещагина 217
— Понятие 175
— Расслаивание на простейшие 217

Я

Ядро сечения — Понятие 224
— Размеры 225
— Форма 225

Chipmaker.ru

Александр Александрович *Готовцев*,
Сергей Петрович *Дамидов*, Анатолий Владимирович *Карп*,
Сергей Фердинандович *Корндорф*, Владимир Петрович *Коротков*,
Владимир Николаевич *Кудрявцев*, Николай Янович *Ниберг*,
Татьяна Ивановна *Ногачева*, Сергей Дмитриевич *Пономарев*,
Борис Алексеевич *Проник*, Вячеслав Федорович *Рещиков*,
Николай Александрович *Спицын*, Георгий Борисович *Столбин*,
Борис Аркадиевич *Тайц*, Георгий Петрович *Хализев*,
Сергей Александрович *Чернавский*, Борис Иванович *Яньшин*

СПРАВОЧНИК МЕТАЛЛИСТА
том 1

Редакторы издательства: **Н. С. Москаленко, Л. П. Рыжова**
Технические редакторы: **А. Ф. Уварова, Л. А. Макарова**
Корректор **Н. И. Шарунина**
Переплет художника **А. Я. Михайлова**

Сдано в набор 15/III 1976 г. Подписано к печати 14/IX 1976 г.
Т-16434 Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 3
Усл. печ. л. 40,32 Уч.-изд. л. 51,5
Тираж 125 000 экз. (1-й завод 1—40 000). Заказ 864 Цена 2 р. 74 к.

Издательство «Машиностроение»,
107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10.

