

Н. А. КОВАЛЕВ
ДОКТ. ТЕХН. НАУК, ПРОФ.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

(краткий курс)

Издание 2-е
исправленное

ДОПУЩЕНО
МИНИСТЕРСТВОМ ВЫСШЕГО
И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР
В КАЧЕСТВЕ УЧЕБНИКА ДЛЯ СТУДЕНТОВ
НЕМАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ ВУЗОВ



МОСКВА — «ВЫСШАЯ ШКОЛА» — 1974

6П5.3
К56
УДК 621.01:621.81(075.8)

Ковалев Н. А.

К56 Теория механизмов и детали машин. Изд. 2-е. Учебник для вузов. М., «Высш. школа», 1974.

319 с. с ил.

Эта книга является первым опытом объединения курсов «Теория механизмов» и «Детали машин». Главное ее назначение — ознакомить студента с понятиями, свойственными машиностроению.

Особое внимание уделено вопросам анализа устройства и действия механизмов, важным для понимания физической природы явлений. Необходимый для проектирования и упражнений справочный материал приведен в конце книги.

Предназначается в качестве учебника для студентов немашиностроительных специальностей вузов.

К $\frac{3131-490}{001(01)-74}$ 104-74

6П5.3

Рецензент — кафедра Ленинградского электротехнического института им. В. И. Ульянова (Ленина).

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее второе издание краткого учебника по теории механизмов и деталям машин предназначается для тех немашиностроительных и немеханических специальностей, у которых учебные планы предусматривают лекционный курс объемом около 60 часов на одном семестре (соответствующие упражнения и лабораторные работы) и проект на следующем. Первые две главы имеют вводный характер, причем первые два параграфа первой главы и первый параграф второй в лекционном курсе не излагаются. Они содержат лишь краткие сведения из предшествующих учебных курсов (сопротивления материалов и технологических дисциплин) и предназначаются для повторения.

Цель курса — ознакомить студента с кругом понятий и методов анализа, свойственных машиностроению для необходимого взаимопонимания специалистов разных областей. Объем учебника определен отводимым на курс временем, поэтому неполнота является совершенно неизбежной.

Автор считал полезным сосредоточить внимание на вопросах устройства и анализа действия механизмов, важных для понимания физической природы явлений, и пожертвовать советами, имеющими значение для конструирования собственно машиностроительных объектов, поскольку этот вид деятельности для немеханика мало вероятен.

Необходимый для упражнений и проектирования справочный материал вынесен в приложения. Ограничено также число советов, предназначенных для выполнения курсового проекта, так как для немеханика этап курсового проектирования следует рассматривать главным образом как методологическую школу, где студент может познакомиться с самым увлекательным видом инженерного творчества. Именно под этим углом зрения построен пример, приведенный в конце книги.

Поскольку этот учебник предназначается для весьма разнородных немеханических специальностей, он не может быть единственным учебным пособием по курсу. Кафедры институтов различного профиля обязаны создать дополнительные методические материалы по расчету и конструированию общемашиностроительных сборочных единиц (узлов), отражающих однако в какой-то мере специфику профиля учебного заведения. Только на этом пути они найдут весьма полезный контакт со своими специальными кафедрами.

В связи с тем, что в малом объеме текста концентрируется большой и подчас неоднородный материал, пришлось отказаться от некоторых традиционных обозначений. Иначе было бы невозможно сохранить их однозначность на всем протяжении курса, что представляется обязательным. По этим же причинам, а также потому, что этот краткий курс предназначен для немехаников, т. е. имеет ознакомительный характер, в этом, втором, издании не внесены изменения, которые связаны с появлением в период подготовки книги новых ГОСТов.

Основой учебника явился курс теории механизмов и деталей машин, который в течение ряда лет преподается в Московском ордена Ленина энергетическом институте. Трудности, связанные с чтением такого курса одним лектором, хорошо известны.

В отличие от первого издания глава «Винтовые механизмы» завершает изучение устройства и теории низших кинематических пар, что более логично. Глава «Многосвязные передачи» названа «Редукторы, коробки скоростей (многосвязные передачи)» и расположена непосредственно после главы «Червячные передачи», что более удобно. Пример проектирования редуктора, завершающий изложение, дан отдельной главой. Несколько расширено изложение мест, оказавшихся слишком конспективными. Кроме того, устранены отдельные мелкие погрешности, неизбежные в первом издании.

Наибольшее внимание уделено совершенствованию изложения. Однако автор по-прежнему считает, что учебник, предназначенный для высшей школы, должен побуждать студента к активной работе над материалом, тем самым способствуя поднятию его до уровня творческого работника, каким ему надлежит стать по окончании вуза. Поэтому примитивизм, рецептурность и многословность недопустимы. Помимо прочих недостатков они приводят к растворению существенного в несущественном. Поэтому автор стремился сделать текст возможно ясным и точным, но при этом достаточно лаконичным, сохраняя полное доверие и уважение к способностям читателя.

Автор благодарит товарищей по кафедре и рецензентов за полезные советы.

Замечания и пожелания по книге автор просит читателей присылать по адресу: Москва, К-51, Неглинная ул. 29/14, издательство «Высшая школа».

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- A — межцентровое расстояние, работа;
 a — число единиц допуска, смещения фрезы;
 C — коэффициент работоспособности;
 C_k — коэффициент контактных напряжений;
 $C_{ок}$ — коэффициент контактных напряжений при неограниченном сроке службы;
 C_0, C_α, C_v, C_H — корректирующие коэффициенты при расчете ременной передачи;
 c, c_c, c_b — жесткости упругого элемента, стыка, винта (болта);
 D_c, D_i — диаметры окружности выступов и окружности впадин;
 d — диаметр шипа, наружный диаметр резьбы;
 $d_0, d_\partial, d_1, d_2, d_{\partial c}$ — диаметры: основной и делительной окружностей, резьбы внутренний и средний, делительной окружности в среднем по ширине конического колеса сечения;
 g — коэффициент пропорциональности при выводе формулы расчета зуба на изгиб, ускорение земного притяжения;
 HB — твердость по Бринеллю;
 HRC — твердость по Роквеллу (шкала С);
 h — подъем толкателя, высота профиля резьбы, толщина прокладки, пластины;
 h_{min} — наименьший зазор между цапфой и поверхностью подшипника;
— передаточное отношение;
 $I, I^{(np)}$ — момент инерции, приведенный момент инерции;
 j — единица допуска, текущий индекс;
 $K, K_\partial, K_{np}, K_{pk}, K_{pi}, K_{ув}, K_\Sigma$ — коэффициенты: нагрузки, динамичности, неравномерности поверхностных напряжений, корректирования допускаемой по контактной прочности нагрузки, корректирования допускаемых напряжений изгиба, увеличения средней скорости, корректирующий коэффициент при расчете цепной передачи;
 L, L_∂, L_t — длина: клинового ремня, конусного расстояния, число звеньев приводной цепи;
 l, l_k, l_Σ — длина: цапфы, линии контакта, замыкающего звена;
 M — момент;
 $M_\partial, M_c, M^{np}, M_F$ — момент: движущий, сил сопротивления, приведенный, сил трения;

- M_H, M_K, M_H — момент: номинальный, крутящий, изгибающий
 $m^{(пр)}$ — приведенная масса;
 m $\left\{ \begin{array}{l} \text{масса,} \\ \text{коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной,} \\ \text{модуль;} \end{array} \right.$
 m_n, m_s — модули нормальный и торцовый;
 n $\left\{ \begin{array}{l} \text{угловая скорость в об/мин,} \\ \text{общее число звеньев механизма,} \\ \text{коэффициент запаса прочности;} \end{array} \right.$
 $\{P\}, [P], P_H, P_K, P_R, P_A$ — силы: предельная, допускаемая, инерции, окружная (создающая вращающий момент), направленная по радиусу, направленная параллельно оси вращения;
 p_1, p_2 — числа высших и низших кинематических пары цепи;
 Q, Q_R, Q_A — нагрузка подшипника: приведенная, радиальная, аксиальная;
 q $\left\{ \begin{array}{l} \text{удельное давление на опорной поверхности цапфы,} \\ \text{гидродинамическое давление,} \\ \text{отношение диаметра делительного цилиндра червяка к осевому модулю червяка;} \end{array} \right.$
 R_e, R_i — радиусы окружностей выступов и впадин зубчатых колес;
 R_z — высота неровностей на обработанной поверхности;
 r, r_o, r_d — коэффициент асимметрии цикла, радиусы основной и делительной окружностей зубчатых колес;
 r, r_1 — радиусы резьбы наружный и внутренний;
 S_0, S_1, S_2 — силы начального натяжения ремня, натяжения ведущей ветви, натяжения ведомой ветви цепной или ременной передачи;
 s — подъем винтовой линии за один оборот (шаг винтовой линии);
 T $\left\{ \begin{array}{l} \text{кинетическая энергия,} \\ \text{период цикла;} \end{array} \right.$
 t — шаг зубьев, профиля, звеньев цепи;
 t° — температура;
 u — число сателлитов;
 W $\left\{ \begin{array}{l} \text{число степеней свободы,} \\ \text{момент сопротивления изгибу;} \end{array} \right.$
 W_p — момент сопротивления кручению;
 ω — линейное ускорение;
 x — показатель степени кривой выносливости;
 y $\left\{ \begin{array}{l} \text{коэффициент формы зуба,} \\ \text{линейная мера непараллельности осей,} \\ \text{цапфы и подшипника;} \end{array} \right.$
 y_a — коэффициент формы зуба эквивалентного прямозубого колеса;
 z — число зубьев, число заходов резьбы, число клиновых ремней, число тел качения, число винтов;
 z_a — число зубьев эквивалентного прямозубого колеса;
 α $\left\{ \begin{array}{l} \text{угол зацепления,} \\ \text{угол профиля резьбы,} \\ \text{угол обхвата ремнем;} \end{array} \right.$

- α_p — угол профиля речного зуборезного инструмента;
- α_n, α_s — углы профиля речного зуборезного инструмента в сечении, нормальном направлению зуба, и в торцовом сечении (для прямозубых колес совпадают);
- β — $\left\{ \begin{array}{l} \text{угол конуса кольца подшипника качения,} \\ \text{угол профиля канавки шкива клиноременной} \\ \text{передачи,} \\ \text{коэффициент полноты резьбы,} \\ \text{коэффициент перевода механических единиц} \\ \text{в тепловые;} \end{array} \right.$
- β_d, β_o — угол наклона зуба на делительном и основном цилиндрах;
- γ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{угол давления,} \\ \text{число пассивных связей,} \\ \text{корректирующий коэффициент, учитывающий} \\ \text{ослабление зуба вследствие износа;} \end{array} \right.$
- $\Delta, \nabla_c, \nabla_d$ — зазор и натяг по справочнику и действительный в цилиндрическом соединении;
- δ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{относительное удлинение,} \\ \text{коэффициент неравномерности хода,} \\ \text{знак ширины поля допуска;} \end{array} \right.$
- ϵ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{угловое ускорение,} \\ \text{линейная деформация,} \\ \text{коэффициент перекрытия;} \end{array} \right.$
- $\epsilon_s, \epsilon_v, \epsilon_k$ — торцовый коэффициент перекрытия, коэффициенты упругого и кинематического скольжения;
- η — коэффициент полезного действия;
- θ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{полярный угол профиля кулачка,} \\ \text{угол закручивания прутка;} \end{array} \right.$
- κ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{коэффициент теплоотдачи,} \\ \text{коэффициент тяги ремня;} \end{array} \right.$
- λ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{угол подъема винтовой линии,} \\ \text{упругое удлинение (укорочение) деформируе-} \\ \text{мого элемента;} \end{array} \right.$
- μ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{динамический коэффициент вязкости,} \\ \text{коэффициент Пуассона;} \end{array} \right.$
- ν — геометрический коэффициент в формуле для контактного напряжения;
- ξ — коэффициент коррекции;
- ρ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{радиус кривизны,} \\ \text{приведенный радиус кривизны,} \\ \text{угол трения;} \end{array} \right.$
- ρ_0, ρ_c — углы трения покоя и трения скольжения;
- $\sigma, \{\sigma\}, [\sigma], \sigma_p, \sigma_{II}, \sigma_k, \sigma_s$ — напряжение нормальное, предельное, допускаемое, растяжения, изгиба, контактное (поверхностное), эквивалентное;
- $\sigma_{IIч}, \sigma_T, \sigma_{-1}, \sigma_b$ — предел прочности, текучести, выносливости при симметричном цикле нагружения и при пульсирующем цикле нагружения;
- τ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{время,} \\ \text{касательное напряжение;} \end{array} \right.$
- $\tau_{ср}, \tau_k, [\tau]$ — напряжение среза, кручения и допускаемое;
- φ — $\left\{ \begin{array}{l} \text{угловая координата положения звена,} \\ \text{угол поворота,} \\ \text{угол при вершине конуса;} \end{array} \right.$
- χ — относительный эксцентриситет подшипника скольжения;

ψ { относительный диаметральный зазор,
 относительное сужение сечения,
 коэффициент неравномерности распределения
 нагрузки по зубьям зубчатого (шлицевого)
 соединения, угловая координата;
 $\psi_d, \psi_A, \psi_L, \psi_m$ — относительная ширина зубчатого колеса (по от-
 ношению: к диаметру шестерни, к межцентрово-
 му расстоянию, к среднему конусному рассто-
 янию, к модулю);
 Ω — свободная поверхность охлаждения;
 ω — угловая скорость.

ВВЕДЕНИЕ

Материальное могущество современного человечества заключено в технике — в машинах, аппаратах и приборах, выполняющих весьма разнообразную полезную работу. Все эти технические устройства используют различные силы природы, заставляя их служить обществу. Каждое такое устройство в зависимости от выполняемых функций состоит из различных частей, например электрической и оптической, камеры сгорания, теплообменника и т. п. Практически все машины и аппараты имеют механическую часть, которая нередко оказывается самой громоздкой, тяжелой и дорогой.

В свою очередь, механическая часть подразделяется на несущую конструкцию, представляющую собой раму, каркас или корпус, и совокупность движущихся тел, связанных определенным образом между собой и с несущей конструкцией. Иногда устройство может совсем не иметь подвижных тел, однако гораздо чаще обойтись без них не удастся.

Самую большую группу образуют машины, целиком состоящие из одной только механической части, — назовем их «механическими», выполняющие полезную механическую работу. В этих машинах не происходит преобразования одного вида энергии в другой, а только совершается перенос механической энергии от одного тела к другому. К этой группе относятся транспортные машины и бесчисленное множество технологических машин и автоматов (станков, прессов, молотов, ткацких, полиграфических и прочих машин), сюда же можно отнести насосы, вентиляторы, различные приборы, часы и т. д.

Но и большинство других, «немеханических», машин имеет механическую часть, которая, если рассматривать ее изолированно, тоже относится к группе механических машин. Таковы комплексы статор-ротор тепловых и электрических машин, затвор фотоаппарата, тепловые и электрические измерительные приборы, лентопротяжные механизмы, электровыключатели и т. д.

В механических машинах в качестве рабочих тел могут использоваться жидкости и газы. Примерами служат гидropередачи, гидравлические прессы, пневматические машины и т. п. Однако самую многочисленную группу механических машин образуют такие, которые построены из одних только твердых тел. Машины, в которых не происходит преобразования энергии, предназначенные для выполнения

полезной механической работы и построенные только из одних твердых тел, называют *механизмами*. Эти машины и являются объектом изучения в нашем курсе.

Для того чтобы построить из твердых тел механизм, эти тела нужно соединить друг с другом так, чтобы все их относительные движения, кроме необходимых, стали невозможны. Такие подвижные соединения соприкасающихся твердых тел называют кинематическими парами, а образующие их тела — звеньями. Система звеньев, подвижно связанных между собой, образует кинематическую цепь. Поэтому можно сказать, что механизм представляет собой кинематическую цепь, используемую для осуществления требуемого движения. Таковы поршневая группа автомобильного двигателя, его клапанное распределение, автомобильная или станочная трансмиссия и т. д.

В большинстве случаев по условиям монтажа и производства звенья не изготавливают как монолит, а собирают из отдельных неподвижно соединенных *деталей*. Последние ради ускорения процесса сборки предварительно соединяют в *сборочные единицы (узлы)*, *комплекты* и *подкомплекты*. Детали и узлы должны быть сконструированы так, чтобы их можно было изготавливать высокопроизводительными методами, т. е. они должны быть *технологичными*. Таким образом, весьма важно, чтобы в разных машинах применялись в возможно большем количестве однотипные детали и узлы, что дает возможность организовать их массовое производство на специализированных заводах самыми совершенными технологическими методами. Все это объясняет современную тенденцию к расширению использования *стандартных деталей и узлов*.

Несмотря на то что механизмы используются в весьма различных областях инженерной деятельности, с их помощью решают сходные задачи. Поэтому не удивительно, что весьма различные машины часто содержат большое число однотипных деталей и простейших механизмов.

Отсюда следует, что одни и те же методы анализа, расчета и проектирования находят применение в казалось бы далеких друг от друга отраслях техники. Это делает курс теории механизмов и деталей машин универсальной общеобразовательной технической дисциплиной, знакомство с которой необходимо каждому инженеру. Таким образом, в нашем курсе мы будем изучать не специальные, а возможно более универсальные и широко распространенные механизмы и их детали.

Как и сама инженерная деятельность, наша учебная дисциплина будет опираться на многие ранее проработанные курсы, такие, как машиностроительное черчение, технологические дисциплины, теоретическая механика, сопротивление материалов.

Нас будет интересовать прочность деталей и звеньев, без которой немислима нормальная работа какой-либо машины. Изучая конструкцию механизма, следует постоянно помнить о требованиях технологии изготовления. Необходимо не просто придумать машину, но также знать, как ее построить. Однако совершенно особое, центральное место в нашем курсе должна занимать проблема устройства и работоспособности кинематических пар, составляющих основу всякого меха-

низма. Этот вопрос не изучается никакой другой наукой. Таким образом, широко используя результаты других учебных дисциплин для практических приложений, курс теории механизмов и деталей машин имеет свою собственную специальную и глубоко научную проблематику.

Весьма велико чисто учебное значение этой дисциплины. В ней студент впервые встречается с решением комплексных инженерных задач, начинает знакомиться с инженерным образом мыслей и приобщается к инженерному творчеству в процессе проектирования механизмов и конструирования их узлов и деталей. При этом самым трудным для начинающего является приобретение навыка в переходе от реальной машины к ее идеализированной расчетной схеме и обратно.

Глава I

КРИТЕРИИ ПРОЧНОСТИ И НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

§ 1. МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Прежде чем приступить к изложению основного содержания курса, полезно напомнить необходимые в дальнейшем сведения из области технологии и сопротивления материалов.

Физические свойства конструкционных материалов оказывают решающее влияние на конструкцию и способ изготовления машин и механизмов. Эти свойства можно подразделить на две группы:

а) конструкционные свойства, определяющие работоспособность материала в процессе эксплуатации машины. От них зависят не только размеры, но и возможность осуществления той или иной машины;

б) технологические свойства, имеющие решающее значение для изготовления детали. От этих свойств зависит выбор технологического процесса и способа изготовления.

Конструкционные свойства. К свойствам первой группы относятся прежде всего характеристики статической прочности — *предел текучести* σ_T и *предел прочности* $\sigma_{пч}$. Смысл этих характеристик поясняет рис. 1-1, где в координатах напряжение σ — удлинение ϵ представлена диаграмма растяжения образца из пластического (кривая 1) и хрупкого (кривая 2) материалов. Напряжение σ_T отвечает появлению площадки текучести. Если оно будет достигнуто при работе машины, соответствующая часть получит остаточную деформацию и изменит свои проектные размеры.

Если будет достигнут предел прочности

$$\sigma_{пч} = \frac{P_{\max}}{F_0} \quad (1.1)$$

(где $P_{\max}$ — наибольшая испытательная нагрузка, F_0 — первоначальная площадь поперечного сечения образца), то произойдет разрушение.

В первом приближении все конструкционные материалы можно подразделить на *хрупкие* и *пластичные*, характерные диаграммы растяжения которых представлены на рис. 1-1. Хрупкие материалы плохо

работают при вибрации, ударах и концентрации напряжения; они имеют малое относительное удлинение и малую ударную вязкость. В машиностроении такие материалы применяют для ограниченного круга изделий: пружин, инструмента, статически нагруженных деталей. Пластичные материалы с большим относительным удлинением и большой ударной вязкостью применяют для большинства машиностроительных деталей и прежде всего для деталей с ударной и вибрационной нагрузкой.

Важной характеристикой пластичности является *относительное удлинение* δ и *относительное сужение* ψ , измеряемые в процентах. δ — представляет собой отношение удлинения стандартного образца в момент разрыва к его первоначальной длине. В соответствии с двумя типами стандартных образцов, имеющих длину деформируемой части, равную пяти или десяти диаметрам, различают δ_5 и δ_{10} . Высокая пластичность полезна для снятия перенапряжения вблизи концентраторов при статическом нагружении деталей.

Для деталей, подверженных вибрациям и ударам, важна *ударная вязкость* a_k , измеряемая в дж/м^2 . Она представляет собой величину суммарной работы, затраченной на разрушение стандартного образца с надрезом ударами стандартного копра.

Большое значение для работоспособности кинематических пар имеет *твердость* H . Она измеряется размером отпечатка калиброван-

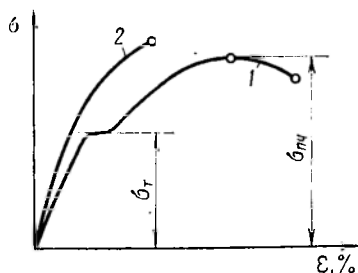


Рис. 1-1

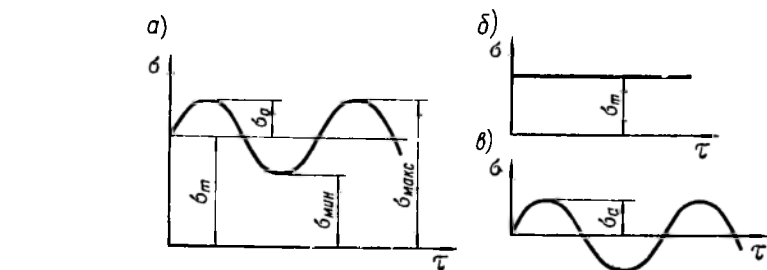


Рис. 1-2

ного шарика или призмы в единицах твердости HV шкалы Бринелля или шкалы Роквелла (чаще всего шкалы C Роквелла HRC).

Кривая выносливости. При переменных нагрузках прочность материала характеризуется *пределом выносливости* σ_r , величина которого зависит от рода напряженного состояния и структуры цикла напряжения. Последняя определяется *коэффициентом асимметрии* r , представляющим собой отношение минимального напряжения цикла $\sigma_{\min}$ к максимальному его напряжению $\sigma_{\max}$ (на рис. 1-2, а напряжение σ , время τ), т. е. $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$, где оба

напряжения берут с присущими им знаками. Например, для постоянного напряжения (рис. 1-2, б) $r = +1$, для симметричного цикла (рис. 1-2, в) $r = -1$.

При напряжениях, превышающих σ_r , после некоторого числа циклов нагружения $N_{ц}$ в наиболее напряженном сечении образца зарождается трещина. Ее развитие быстро приводит к разрушению, которое не сопровождается заметной деформацией, как и при статическом испытании образца из весьма хрупкого материала.

Если по оси ординат отложить максимальное напряжение цикла нагружения, а по оси абсцисс — соответствующее ему число циклов до разрушения, то результат каждого лабораторного испытания можно изобразить точкой (рис. 1-3). Разброс опытных точек при вибрационных испытаниях получается гораздо большим, чем при статических. Тем не менее для каждого r , т. е. для каждой структуры цикла, можно провести линию, называемую *кривой усталости (выносливости)*. Для

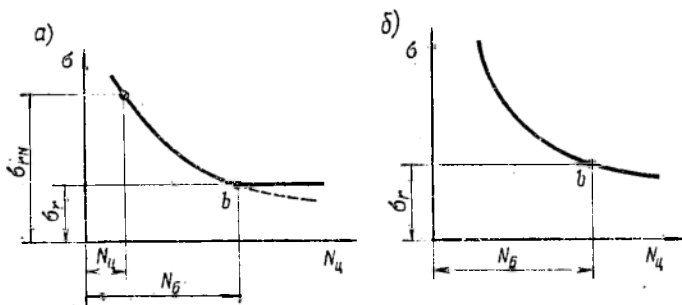


Рис. 1-3

тех сочетаний напряжения и числа циклов, которые изображаются точками, располагающимися ниже этой кривой, усталостное разрушение не произойдет.

По типу кривой выносливости конструкционные материалы делятся на две группы. Первая группа, к которой относится незакаленная сталь, характеризуется точкой перелома (рис. 1-3, а). Ветвь правее этой точки практически параллельна оси абсцисс. Напряжение σ_r , соответствующее этой ветви, и называют пределом выносливости. Положение точки b для материалов этой группы определяется значением $N_{ц} = N_6$. При $\sigma < \sigma_r$ разрушение от усталости не происходит при любом числе циклов нагружения.

Материалы второй группы, куда входят закаленная сталь и бронза, имеют предельную кривую, тип которой приведен на рис. 1-3, б. На этой кривой точка перелома отсутствует и уменьшение напряжения с увеличением числа циклов продолжается по крайней мере до $N_{ц} = 25 \cdot 10^7$. Для таких материалов не существует неограниченного предела выносливости. Для них напряжение σ_r , соответствующее так называемому базовому числу циклов N_6 (для стали $N_6 = 10^7$), считают *условным пределом выносливости*.

Части машин, которые испытывают переменные напряжения, рассчитывают на выносливость. При этом некоторые узлы должны рабо-

тать практически лишь определенное число часов (например, авиационные двигатели, подшипники качения и т. д.), после чего прочность их не гарантируется, и они идут на слом или продолжают использоваться в менее ответственных машинах. Для изделий с ограниченным сроком службы предельное напряжение, определяемое кривой выносливости в зависимости от расчетного числа циклов нагружения (рис. 1-3, а, б), называют *пределом ограниченной выносливости*. Аналитическое выражение зависимости, изображенной на рис. 1-3 кривой, имеет вид

$$\sigma_{rN}^x N_{\text{ц}} = \text{const}, \quad (1.2)$$

где x — устанавливаемый опытным путем показатель степени, имеющий определенное значение для каждого материала и вида напряженного состояния. Например, для стали в случае напряжений изгиба $x = 9$.

Принято выражать предел ограниченной выносливости σ_{rN} через предел неограниченной, или условной, выносливости σ_r с помощью соотношения

$$\sigma_{rN} = K_p \sigma_r, \quad K_p = \sqrt[x]{\frac{N_6}{N_{\text{ц}}}}, \quad (1.3)$$

где K_p — коэффициент корректирования предельных напряжений.

Для материалов, имеющих кривую выносливости, изображенную на рис. 1-3, а, коэффициент K_p не может быть меньше единицы. Если $N_{\text{ц}} > N_6$, то следует принимать $K_p = 1$, так как в этом случае зависимость (1.3) будет изображать несуществующую часть кривой выносливости, показанную штриховой линией. Для материалов, имеющих кривую выносливости, подобную изображенной на рис. 1-3, б, K_p может быть и меньше единицы.

Не следует думать, что расчет по пределу ограниченной выносливости имеет смысл только в конструкциях с большой напряженностью и малым сроком службы. Весьма тихходные механизмы не успевают наработать большое число циклов и при значительной общей продолжительности работы. Для них также может быть $N_{\text{ц}} < N_6$.

Диаграмма предельных циклов. Обычно в справочниках указывается только величина предела выносливости при симметричном знакопеременном цикле и нужно уметь найти величину предельного напряжения для цикла, характеризуемого любой заданной величиной коэффициента асимметрии r . Предельное напряжение σ_r в этом случае находят с помощью диаграммы предельных циклов (рис. 1-4).

Всякий цикл напряжения с заданным значением коэффициента асимметрии (см. рис. 1-2, а) можно представить как сумму постоянного напряжения, равного

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{макс}} + \sigma_{\text{мин}}}{2} \quad (1.4a)$$

и симметричного цикла изменения напряжения с амплитудой

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (1.46)$$

как это показано на рис. 1-2, б, в.

Пользуясь этим представлением, для построения диаграммы предельных циклов (рис. 1-4) по оси ординат откладывают σ_a , а по оси абсцисс σ_m . Само построение диаграммы ясно из рис. 1-4 и может быть выполнено без затруднений, если известны предельные напряжения σ_{-1} , $\sigma_{пл}$ и σ_T . Величину предельных циклических напряжений дает ломаная abd .

Структура цикла напряжения определяется постоянным значением коэффициента асимметрии r или постоянным отношением напряжений

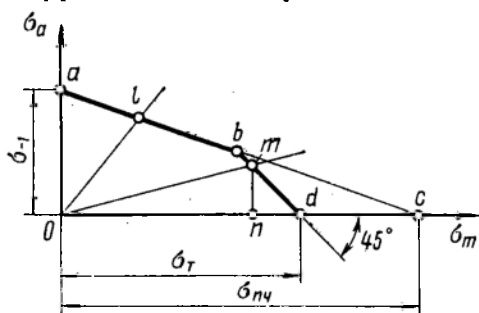


Рис. 1-4

σ_a и σ_m . Увеличивая значение напряжения и сохраняя это отношение, будем перемещаться вдоль луча, выходящего из начала O . Луч Ol пересекает прямую ab в точке l . Этой точке соответствуют предельные напряжения σ_a и σ_m , превышение которых приведет к развитию трещины усталости и разрушению образца.

Если луч пересекает участок bd ломаной abd (как, например, луч Om), то разру-

шение образца не произойдет. Но в момент, когда напряжение достигнет максимальной величины, т. е. когда будет

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = \sigma_T,$$

образец получит остаточную деформацию. Действительно, так как наклон линии bd равен 45° , максимальное напряжение для точки m

$$\sigma_{\max} = On + nm = On + nd.$$

Технологические свойства. Перейдем теперь к технологическим свойствам материалов. Некоторые из них имеют непосредственную связь с соответствующими конструкционными свойствами. К их числу относится тесно связанная с пластичностью способность к формообразованию путем давления (горячей ковкой и штамповкой, а также холодной прокаткой, штамповкой, гибкой и высадкой). Иногда эти свойства (ковкость, удлинение при холодной штамповке) оцениваются с помощью специальных технологических испытаний (проба по Эриксену и т. д.).

От поверхностей твердости зависит экономичность и производительность обработки резанием со снятием стружки. Материал с $HB > 350$ обрабатывается только специальным режущим инструментом.

Другие технологические свойства материала, как, например, литейные (тугоплавкость, жидкотекучесть, усадка), не связаны непосредственно с конструкционными. Однако нужно твердо помнить, что применять можно только те материалы, которые обладают технологическими свойствами, делающими производство нетрудоемким и экономичным.

С другой стороны, сами конструкционные свойства зависят не только от природы материала, но и от технологических процессов, применяемых при изготовлении. Например, тонкая холоднокатаная стальная лента и калиброванная проволока вследствие наклепа под влиянием пластической деформации имеют гораздо большую прочность, чем толстый горячекатаный лист или прутки из стали того же химического состава.

Т е р м о о б р а б о т к а. Особое место занимают технологические процессы, не связанные с формообразованием, а специально предназначенные для получения желательных конструкционных свойств. К ним относится термообработка, а также другие процессы, изменяющие внутреннюю структуру материала. Особенно большое значение имеет термообработка для стали, цветных и алюминиевых сплавов, для стекла, керамики, некоторых пластиков и др.

Применительно к стали различают следующие основные виды термообработки.

Отжиг — нагревание выше критической точки фазовой диаграммы сплава железо — углерод с последующим медленным охлаждением (вместе с печью). В результате отжига пластинки перлита получают крупными, чем и обеспечивается высокая пластичность. Применяется отжиг как подготовительная операция перед холодной обработкой давлением и резанием, а также для снятия усадочных напряжений в отливках.

Нормализация отличается от отжига более быстрым охлаждением (на воздухе). В результате получается мелкое зерно и более тонкий перлит, чем при отжиге, что обеспечивает большую прочность, но меньшую пластичность. Обычно прокат и поковка, а часто и литье подвергаются нормализации.

Улучшение до различных степеней твердости состоит в закалке с последующим высоким отпуском, при котором закаленное изделие нагревается до $t > 500^\circ$ (но $t < 723^\circ$) и затем подвергается медленному охлаждению. Чем ниже температура высокого отпуска, тем выше твердость и прочность и тем ниже пластичность и ударная вязкость улучшенной стали.

Закалка состоит в нагревании выше критической точки с последующим быстрым охлаждением в воде или (при более слабой закалке) в масле (специальные высоколегированные стали закаливают и на воздухе). После закалки для снятия внутренних напряжений производят *низкий отпуск* ($t < 200 \div 350^\circ \text{C}$). При этом в зависимости от скорости охлаждения образуется мартенсит или троостит, т. е. существенно меняется структура стали, а с ней и ее механические свойства. Прочность, твердость и хрупкость увеличиваются, а пластичность, особенно при закалке на мартенсит, резко уменьшается.

Можно избежать отрицательных свойств закаленной стали (хрупкости) при сохранении положительных (поверхностной твердости), если вместо объемной закалики применять различные процессы поверхностного упрочнения. Главными из них являются:

цементация и цианирование с последующей закалкой, которой подвергают низкоуглеродистые цементируемые стали;

азотирование — насыщение поверхности стали азотом;

поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты, применяемая для высокоуглеродистой стали;

дробеструйный и другие виды холодного поверхностного наклепа.

Процессы поверхностного упрочнения позволяют получить высокую поверхностную твердость и прочность при мягкой, пластичной сердцевине. В результате удается избежать хрупкости и появления больших остаточных термических напряжений в деталях. Поверхностное упрочнение имеет особую ценность для поверхностей соприкосновения в кинематических парах. Нужно иметь в виду, что всякая специальная термообработка увеличивает стоимость изготовления, а потому не всегда оправдана. Для ее выполнения нужен специальный термический цех.

Таким образом, конструкционные и технологические свойства каждого материала не являются строго постоянными и могут изменяться в определенных пределах в зависимости от технологии изготовления. При этом одни полезные свойства улучшаются, а другие, напротив, ухудшаются.

§ 2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В современном машиностроении наибольшее применение имеют следующие конструкционные материалы.

Ч у г у н — железоуглеродистый сплав, содержащий обычно свыше 2,8% углерода. Свойства чугуна зависят от его химического состава и термообработки, определяющих тип структуры. Наибольшее применение в машиностроении имеет содержащий свободный графит серый чугун марок от СЧ 12-28 до СЧ 32-52. В этом обозначении первое число есть $\sigma_{пч}$ на разрыв, а второе $\sigma_{пч}$ на изгиб (например, для СЧ 32-52 $\sigma_{пч}$ на разрыв — 32 кгс/мм², $\sigma_{пч}$ на изгиб — 52 кгс/мм²).

Серый чугун не пригоден для обработки давлением и сварки, но является превосходным литейным материалом. Он прекрасно заполняет форму благодаря хорошей жидкотекучести и малой усадке при затвердевании. Его температура плавления ниже, чем у стали, поэтому возможна отливка не только в песочные, но и в металлические формы (в кокиль).

Чугун плохо сопротивляется разрыву и не пригоден для ударной и вибрационной нагрузки, но хорошо противостоит статическому сжатию. Чугун широко применяется для фасонного литья, для станин, корпусов редукторов, корпусов подшипников, крышек и т. п.

Существуют специальные сорта чугуна, обладающие улучшенными свойствами.

С т а л ь — железоуглеродистый сплав, содержащий обычно менее 1,7% углерода. *Конструкционная сталь* подразделяется на *углеродистую* и *легированную*, в составе которой имеются добавочные легирующие элементы (хром, никель, марганец, кремний и др.).

Свойства стали меняются в широких пределах в зависимости от ее химического состава и вида термообработки, определяющих тип структуры. Особенно большое влияние на свойства стали оказывает количество углерода. Поэтому в обозначение марки углеродистой и низколегированной стали входят цифры, указывающие среднее количество углерода в десятых долях процента. Например, сталь 35Л (0,35% С), сталь М16 (0,16% С), сталь 45 (0,45% С). Исключение составляет сталь углеродистая обыкновенного качества группы 1, для которой гарантируются механические свойства, а химический состав может колебаться в более широких пределах. Марки этой стали обозначают Ст. 2, Ст. 5 и т. д. Эта сталь используется без дополнительной термообработки.

С повышением содержания углерода пластичность стали уменьшается, а прочность растет. Сталь, содержащая менее 0,35 ÷ 0,4% С, плохо закаливается. При количестве углерода менее 0,15% сталь может быть легко науглерожена путем цементации или цианирования и в таком виде подвергнута закалке. Сталь, содержащая более 0,6% С вследствие повышения хрупкости, редко применяется в качестве конструкционной. Высокоуглеродистая сталь используется для изготовления пружин и инструмента.

Сталь хорошо обрабатывается давлением (прокат, поковка) и хорошо сваривается, в частности дуговой электросваркой, но как литой материал уступает чугуну, благодаря большой усадке, тугоплавкости и меньшей жидкотекучести. Поставляется сталь чаще всего в виде стандартного проката (лист, прутки, квадрат, фасонный прокат и т. д.), а также в виде поковок.

Добавлением легирующих элементов, таких, как хром, никель, марганец, кремний и др., получают легированную сталь, обладающую улучшенными свойствами. Начальные буквы названия легирующего элемента включаются в шифр марки стали. Например, 40Х обозначает хромистую сталь с 0,4% углерода, ХН — хромоникелевую сталь, Г — добавку марганца, С — кремния и т. д.

Помимо общего улучшения структуры, важное действие легирующих добавок состоит в повышении прокаливаемости стали, чем обеспечивается большая равномерность структуры термообработанных толстостенных деталей. Массивные детали из углеродистой стали, имеющие большую толщину стенки, вообще не закаляются, так как для них невозможно осуществить необходимую скорость охлаждения. В таких деталях нужную структуру после закалки можно получить только в случае применения легированной стали. Поэтому полезное действие легирующих элементов в полной мере проявляется только в результате термообработки.

Сталь обладает высокими прочностью и пластичностью, что вместе с прекрасными технологическими свойствами делает ее основным конструкционным материалом нашего времени.

А л ю м и н и й применяется в виде сплавов с легирующими элементами. Эти сплавы подразделяются на литейные и деформируемые. Наилучшие литейные сплавы АЛ4, АЛЗВ, АЛ4В содержат свыше 5% кремния. Низкая температура плавления алюминиевых сплавов позволяет производить отливку в металлические формы, обеспечивающую чистую поверхность и точные размеры литых деталей.

Деформируемые и термически не упрочняемые сплавы типа АМц (1,4% Мп) отличаются высокой пластичностью и пригодны для глубокой вытяжки, прокатки и прессования. Типичным представителем деформируемых и упрочняемых путем закалки и старения сплавов является Д1 — дюралюмин, содержащий 4,3% Си.

Деформируемые сплавы поставляются в виде листов, труб, прутков и фасонных профилей.

Высокая удельная прочность алюминиевых сплавов (т. е. отношение $\sigma_{\text{нч}}$ к удельному весу) делает их ценным авиационным материалом.

М а г н и й применяется в виде весьма легких и легкоплавких литейных и деформируемых сплавов с Мп, Al, Zn и др. Прочность этих сплавов невелика.

М е д ь и е е с п л а в ы. Медь в чистом виде используется в электротехнике. Наибольшее значение для машиностроения благодаря своим высоким антифрикционным свойствам имеют сплавы меди с цинком — *латуни* и особенно сплавы с оловом, алюминием и железом — *бронзы*. Большинство из них имеет хорошие литейные качества, обладает высокой пластичностью и легко обрабатывается резанием. Их основным достоинством является высокая устойчивость против коррозии. Оловянистые (ОФ) и алюминиевожелезистые (АЖ, АЖН) бронзы применяют для изготовления червячных колес и вкладышей подшипников скольжения.

Медь и медные сплавы являются дефицитными материалами. Поэтому, где возможно, используют различные их заменители.

А н т и ф р и к ц и о н н ы е с п л а в ы. Подшипниковые антифрикционные сплавы делятся на сплавы на основе цинка (ЦАМ), алюминия (АМ8) и магния (МЛ4). Из них изготавливают подшипниковые втулки и баббиты. Оловянистые (Б89) и свинцовистые (Б6) баббиты наносят в виде тонкого покрытия толщиной от нескольких десятых до 2—3 мм на поверхность трения стального или бронзового вкладыша подшипника. Они отличаются наилучшими антифрикционными свойствами и значительной пластичностью и мягкостью.

Олово является дефицитным материалом.

С и н т е т и ч е с к и е м а т е р и а л ы, такие, как капрон, нейлон, тефлон и т. д., обладают весьма ценными свойствами (высокой прочностью, пластичностью, износостойкостью и др.) и находят все большее применение в новых конструкциях.

Р е з и н а используется для деталей, а также покрытий, служащих для осуществления больших упругих деформаций. Резиновые детали изготавливают в пресс-формах (иногда литьем) на специализированных заводах. Благодаря большой упругости резина находит все большее применение в машиностроении. Она подвержена старе-

нию после определенного срока службы, в частности под действием света.

Кроме перечисленных выше, применяют также и другие конструкционные материалы, например текстолит, пластинки (бакелит, гетинакс и пр.), кожу, шерсть, текстиль, графит, керамику, фетр и т. п.

§ 3. КРИТЕРИИ ПРОЧНОСТИ И НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Часть главных размеров машины определяется ее назначением, т. е. характером той работы, для выполнения которой эта машина построена. Например, высота колонны и вылет стрелы башенного крана определяются заданной высотой подъема и величиной необходимого горизонтального перемещения груза.

Другая часть главных размеров бывает обусловлена требованиями прочности и работоспособности машины. В примере с краном к размерам второй группы относятся размеры поперечного сечения колонны и стрелы.

Р а с ч е т н ы е р е ж и м ы. Проверка работоспособности машины должна производиться для разных условий эксплуатации, так как трудно заранее предугадать, какие из этих условий окажутся более опасными. Может случиться, что деталь, пригодная для нормальной работы, сломается под действием собственного веса при транспортировке, монтаже или ремонте машины. С другой стороны, может оказаться, что она недостаточно прочна при случайных, редких, но все же возможных перегрузках, т. е. при увеличении полезной нагрузки сверх проектной. Условия эксплуатации, транспортировки и ремонта, для которых работоспособность и прочность должны быть проверены, называют *расчетными режимами*. Каждому режиму соответствует своя совокупность нагружающих сил P . Основными режимами являются: режим нормальной работы, кратковременный перегрузочный и некоторые технологические (транспортировка, монтаж, ремонт).

П р е д е л ь н а я н а г р у з к а. Если, не меняя размеров детали или кинематической пары, увеличивать нагружающую силу P , то вместе с ней будут возрастать напряжения в сечениях звеньев и на поверхностях их соприкосновения. Это увеличение напряжений может вызвать различные нежелательные последствия: может появиться остаточная или чрезмерная упругая деформация, может быть потеряна устойчивость, может возникнуть опасная вибрация, перегревание, чрезмерно быстрый износ и т. п. Эти состояния машины, находящиеся на опасной границе, называют *предельными*. Вследствие большого разнообразия предельных состояний, встречающихся в машиностроении, вместо термина прочность часто употребляют более универсальный — *нагрузочная способность*.

Значение расчетной силы, при которой возникает предельное состояние, называют *предельной нагрузкой* $\{P\}$. Для каждой детали или кинематической пары возможны различные величины предельной нагрузки, соответствующие разным по характеру предельным состоя-

ниями. Так, например, шатун двигателя внутреннего сгорания, если пренебречь его силами инерции, нагружен сжимающий переменной во времени силой P . Существует предельное значение этой силы $\{P\}_1$, при котором в шатуне появится остаточная деформация; при другом значении $\{P\}_2$ он потеряет устойчивость на продольный изгиб; при третьем $\{P\}_3$ после $N_{\text{ц}}$ циклов нагружения в нем появится трещина, которая, постепенно увеличиваясь, приведет к разрушению.

Номинальная и расчетная нагрузки. Сущность проверки работоспособности детали или кинематической пары состоит в сравнении силы, фактически нагружающей ее при расчетном режиме, с наименьшим из предельных значений этой нагружающей силы. Так как не всегда известна истинная величина действующих сил, то правильнее говорить о сравнении с предельным значением силы некоторой расчетной силы P_p , т. е. такой, которую предполагают фактически действующей в машине, когда выполняют расчет. Поясним это подробнее.

Для анализа движения звеньев проектируемой или уже изготовленной машины приходится допускать определенную идеализацию, состоящую в том, что звенья предполагаются абсолютно недеформируемыми, зазоры в кинематических парах отсутствующими, а все размеры и формы абсолютно точными. Движение, которое существовало бы в такой идеализированной модели при проектной полезной нагрузке, называют *номинальным*. Силы, возникающие при таком движении, нагружающие звенья, детали и кинематические пары, называют *номинальной нагрузкой* P_n . Для механических машин непрерывного действия номинальным движением считают установившееся движение при проектной номинальной скорости и проектном (обозначенном в паспорте машины) значении движущих сил и сил полезной нагрузки. Однако в действительности вследствие зазоров в кинематических парах, несовершенства и упругой деформации их поверхностей соприкосновения и других причин номинальное движение сопровождается малыми упругими колебаниями, вибрацией машины. Вследствие большой частоты этих колебаний в звеньях возникают силы инерции, которых нет в идеализированной модели и которые дополнительно нагружают сами звенья и кинематические пары. Поэтому иногда, чтобы приблизить величину расчетной силы P_p к фактической, в качестве расчетной берут не номинальную силу P_n , а силу

$$P_p = KP_n, \quad (1.5)$$

где множитель $K > 1$ называют *коэффициентом нагрузки* и величину его определяют для каждого механизма в соответствии с традицией, сложившейся в той или иной отрасли машиностроения, основанной на опыте проектирования и постройки сходных машин, или согласно результатам специальных исследований.

Влияние концентраторов напряжения. Всякое предельное состояние связано с величиной и распределением напряжений. Величину напряжения в расчетных сечениях деталей машин находят по формулам курса сопротивления материалов, выведенным для объектов более простой конфигурации. Резкие изменения

величины сечения, повороты оси бруса, скругления малого радиуса, отверстия, надрезы, пазы и другие *концентраторы* вызывают большое повышение напряжения в пределах небольшой части сечения, непосредственно примыкающей к концентратору.

Влияние этого местного повышения напряжения на прочность детали зависит не только от геометрической формы концентратора, но и от многих других факторов (характера напряженного состояния, коэффициента асимметрии цикла, свойств материала, абсолютных размеров детали и состояния ее поверхности). В первом приближении влияние главнейших из этих факторов оценивают с помощью *эффективного коэффициента концентрации* K_σ для нормальных или K_τ для касательных напряжений.

При расчете деталей из хрупких материалов на редко возникающую максимальную нагрузку (на кратковременную перегрузку) считают, что предельное напряжение для детали равно

$$\{\sigma_{пч}\}_{дет} = \frac{\sigma_{пч}}{K_\sigma} \quad (1.6)$$

и по этому напряжению находят предельную нагрузку по пределу прочности. Напротив, при расчете на эти условия деталей из пластичных материалов принимают

$$\{\sigma_\tau\}_{дет} = \sigma_\tau, \quad (1.7)$$

так как пластическая деформация в пределах малой области, прилегающей к концентратору, не вызывает заметной деформации всей детали. Этому напряжению соответствует предельная нагрузка по пределу текучести. При расчете на выносливость для всех материалов принимают

$$\{\sigma_{-1}\}_{дет} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}. \quad (1.8)$$

Этому напряжению соответствует предельная нагрузка по выносливости.

Соответственно изменяется построение диаграммы предельных циклов применительно к сечению, содержащему концентратор. При построении этой диаграммы для детали отрезок Oa (см. рис. 1-4) должен быть взят равным не σ_{-1} , а σ_{-1}/K_σ .

Расчеты на прочность и долговечность. Все предельные силы по характеру вызываемых ими предельных состояний можно разделить на две группы. К первой группе относятся те виды нагрузок, которые выводят машину из строя немедленно, как только предельное значение силы будет достигнуто. В рассмотренном примере с шатуном такими силами были $\{P\}_1$ и $\{P\}_2$. Если при работе нагрузка P только один раз примет значение $\{P\}_1$, появится остаточная деформация, проектные размеры шатуна изменятся и он станет непригодным для дальнейшей работы. Если P только один раз достигнет величины $\{P\}_2$, то шатун сразу согнется. Предельные нагрузки первой группы определяются статической прочностью звена или кинематической пары.

Ко второй группе относятся предельные нагрузки, подобные $\{P\}_3$ в том же примере. В этом случае не происходит немедленных видимых изменений в материале детали или на поверхности соприкосновения звеньев. Но при каждом повторном появлении предельной нагрузки этого типа накапливаются внутренние изменения, которые после $N_{ц}$ циклов приводят к уже видимым результатам. Например, в случае переменной нагрузки развивается трещина усталости. К этой же группе с некоторыми оговорками можно отнести и предельную силу по интенсивности износа трущихся поверхностей и некоторые другие. Нагрузки этого типа определяют срок службы, ресурс звена или кинематической пары.

Таким образом, необходима проверка по крайней мере по двум независимым показателям: по статической прочности и по сроку службы. Разумеется, эта проверка должна делаться только по наименьшей из предельных нагрузок каждой из двух отмеченных групп, т. е. в примере с шатуном, если $\{P\}_2 > \{P\}_1$, то запас статической прочности определяется сравнением расчетной нагрузки с $\{P\}_2$, а срок службы — сравнением ее с $\{P\}_3$.

Д о п у с к а е м а я н а г р у з к а. Однако было бы слишком неопределенным производить сравнение P с $\{P\}$ при помощи неравенства $P < \{P\}$, так как если бы разница между сравниваемыми величинами оказалась слишком большой, то это означало бы, что допущен неоправданный перерасход материала. Поэтому более определенной характеристикой является отношение $n_p = \{P\}/P$, называемое *запасом прочности* или *запасом нагрузочной способности*, допущенным в данном изделии.

Если понимать под отношением n_p величину, апробированную практикой для изделий данного типа, то удобно ввести понятие *допускаемая нагрузка*:

$$[P] = \frac{\{P\}}{n_p}. \quad (1.9)$$

Тогда сущность оценки прочности и работоспособности деталей и кинематических пар будет состоять в проверке соблюдения неравенства

$$P_p \leq [P]. \quad (1.10)$$

Причем чем ближе будет это неравенство к равенству, тем лучше спроектировано изделие.

Если обозначить напряжение, соответствующее предельному состоянию, $\{\sigma\}$, а допускаемое $[\sigma]$, то аналогично (1.9)

$$[\sigma] = \frac{\{\sigma\}}{n_\sigma}, \quad (1.11)$$

где n_σ — коэффициент запаса по напряжению.

Необходимо, чтобы расчетное напряжение

$$\sigma_p \leq [\sigma]. \quad (1.12)$$

В тех случаях, когда существует прямая пропорциональность между нагрузкой и напряжением ($\sigma = P \cdot \text{const}$), обе формулы (1.10)

и (1.12) равноценны. Если же такой пропорциональности нет, то во избежание ошибочной оценки коэффициента запаса правильное производить проверку, сравнивая силы, а не напряжения.

Коэффициент запаса. Во всех случаях коэффициент запаса вводится для того, чтобы учесть:

1) возможность погрешности в определении величины расчетной нагрузки;

2) возможность отклонений в свойствах материала;

3) степень определенности предельной нагрузки, зависящей от рода предельного напряжения, вида напряженного состояния, от подобия форм детали и лабораторного образца, на котором определена величина предельного напряжения;

4) значение последствий, связанных с превышением предельной нагрузки. В одном случае это может быть поломка с возможностью несчастного случая, в другом — лишь повышенный износ, который потребует только более частого ремонта и вызовет некоторое удорожание стоимости эксплуатации.

Иногда общий коэффициент запаса n представляют как произведение частных коэффициентов:

$$n = n_1 n_2 n_3 \dots, \quad (1.13)$$

каждый из которых учитывает только какой-либо один из отмеченных выше факторов.

От величины коэффициента запаса, с которым спроектировано сооружение, зависит вероятность возникновения повреждений, ведущих к неработоспособности. Во многих случаях, когда дело касается типовых узлов машиностроения, выбор n регламентируется нормативами. Вообще же величина его при расчете на прочность колеблется от 1,2 до 3. Напротив, при расчете на различные виды износа можно принимать $n = 1$. Таким образом, нужно помнить, что значения величины n для предельных нагрузок разного вида различны.

Целесообразная конструкция должна иметь достаточный, но не чрезмерный запас прочности. Неоправданно большой коэффициент запаса означает, что материал плохо использован, а машина излишне тяжела. С другой стороны, желательно, чтобы все части машины были спроектированы по возможности с одинаковыми коэффициентами запаса, т. е. чтобы конструкция не имела слабых мест. Это так называемый принцип *равнопрочности*. Например, следует избегать местных перенапряжений вблизи концентраторов. Но все же иногда приходится отступать от этих общих принципов ради удовлетворения требований технологичности конструкции и удешевления производства.

Способы определения предельной нагрузки кинематических пар будут предметом особого изучения в последующих главах.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

§ 1. ТЕХНОЛОГИЯ И ФОРМА ДЕТАЛИ

Инженер должен уметь не только создавать проекты, но и строить машины. Выполняя рабочий чертеж, он должен отчетливо представлять себе как характер работы детали в изделии, так и последовательность процесса ее изготовления. Этот процесс обязательно должен быть высокопроизводительным и экономичным. Иными словами, форма детали определяется не только ее назначением, но и условиями произ-

водства, она должна быть приспособлена к технологии ее изготовления, т. е. *технологична*. Проследим эту связь в самых общих чертах.

Литье. Производство детали отливкой в песок или в кокиль предъявляет к ее геометрическим формам специфические требования, связанные с процессом изготовления литейной формы.

Необходимо, чтобы разъем формы позволял беспрепятственно вынимать модель, чему должны способствовать и литейные уклоны, равные для поверхностей, параллельных направлению движения модели при ее вынимании, не менее чем $1/20$. Следует стремиться максимально удешевить и улучшить формовку. Сказанное особенно относится к случаю отливки в металлические формы — кокили. Для таких отливок должно удовлетворяться еще одно требование: форма не должна мешать нормальной усадке при затвердевании отливки.

В случае центробежного литья или литья под давлением процесс заполнения формы улучшается, однако нужно помнить, что всегда литые детали должны иметь плавные, закругленные очертания для свободного течения жидкого металла при заполнении формы, облегчающие также усадку. В то же время не следует допускать скоплений металла в местных утолщениях, при пересечении стенок и т. д., так как это грозит образованием усадочных раковин и термических трещин, вызванных неодинаковой скоростью затвердевания. Толщина стенок отливки повсюду должна быть приблизительно постоянной; если же требуется где-либо иметь утолщенную часть (фланец или ступицу), то переход к этой части должен делаться постепенно и плавно.

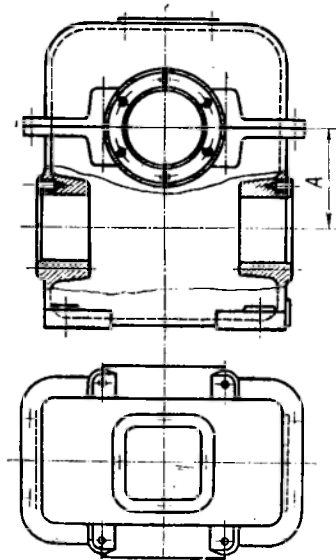


Рис. 2-1

Литье чувствительно к концентраторам напряжения, вблизи которых легко образуются усадочные трещины. Для снятия усадочных напряжений фасонные отливки, особенно стальные, следует отжигать. С помощью литья можно изготавливать пустотелые детали с большими и сложными полостями. При прочих равных условиях стальные литые детали оказываются менее однородными и менее прочными и надежными, чем кованные. На рис. 2-1 приведен пример литых деталей — корпус редуктора с крышкой.

Сварка. Сварные конструкции выполняются обычно электродуговой сваркой (особо тонкостенные главным образом с применением контактной точечной сварки внахлестку) из заготовок, нарезанных из листов или профильного проката, иногда предварительно прошедших гибку или штамповку. Сварные детали могут заменять литые, и наоборот. Важно, чтобы сварные швы были доступны и могли быть проварены в удобном положении и в целесообразной последовательности (потолочные швы очень неудобны, вертикальные — нежелательны) при минимуме ручной сварки, т. е. швы должны быть удобны для автоматической сварки.

Для уменьшения остаточных напряжений количество наплавленного металла должно быть минимальным, в противном случае по окончании сварки следует применять отжиг. Соединения тавровые и внахлестку допустимы только для малонапряженных мест, работающих при статическом нагружении. Соединения, имеющие вибрационную нагрузку, должны быть только стыковыми и выполняться специальными толстообмазанными электродами, с зачисткой подрезов. На рис. 2-2 изображен сварной корпус редуктора с крышкой.

Обработка давлением при пластической деформации. Для деталей, изготовленных прокаткой, прессованием, ковкой и штамповкой (т. е. подвергшихся пластической деформации), характерна волокнистая структура, которая приводит к некоторой неоднородности физических свойств по направлению пластической вытяжки и перпендикулярно к ней. Это не относится к деталям, изготовленным свободной ковкой, имеющим «спутанные» волокна. Прочность кованных деталей выше прочности литых и сварных. В кованных и штампованных деталях можно сделать только простейшие отверстия, но они не могут иметь большие фасонные пустоты и полости, которые легко выполнить в сварных листовых конструкциях и при фасонном литье с помощью выбиваемых стержней. При конструировании кованных и штампованных деталей нужно представлять себе необходимую форму матрицы и пуансона, а также характер пластического

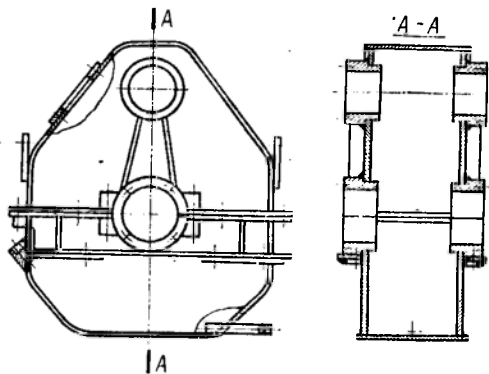


Рис. 2-2

течения обрабатываемого металла. Как и модель из литейной формы, поковка должна свободно удаляться из матрицы штампа.

Поскольку течение металла в пластическом состоянии происходит гораздо труднее, чем в жидком, необходимая форма придается поковке в несколько приемов с последовательными нагревами и переходом от одного ручья штампа к другому, все более близкому к окончательной форме. Но и самый последний ручей должен иметь уклоны, большие, чем литейные. Число ручьев и нагревов не следует делать более трех-пяти, иначе поковка получается дорогой.

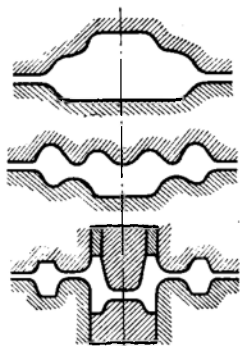


Рис. 2-3

Весьма производительна холодная штамповка из тонкого листа, при которой происходит гибка с вытяжкой и выдавливанием необходимого рельефа. Эта операция особенно подходит для производства мелких, слабо нагруженных деталей (например, деталей приборов и аппаратов). На рис. 2-3 приведен пример горячей штамповки, а на рис. 2-4 — холодной штамповки детали.

Изделия, изготовленные в пресс-формах. Изделия из многих неметаллических материалов, спекающихся смесей (графитизированные втулки), резины и других получают окончательный вид в пресс-формах, которые делаются с большой точностью. Пресс-формы, как это ясно из их названия, представляют собой нечто среднее между металлической литейной формой (кокилем) и кузнечным

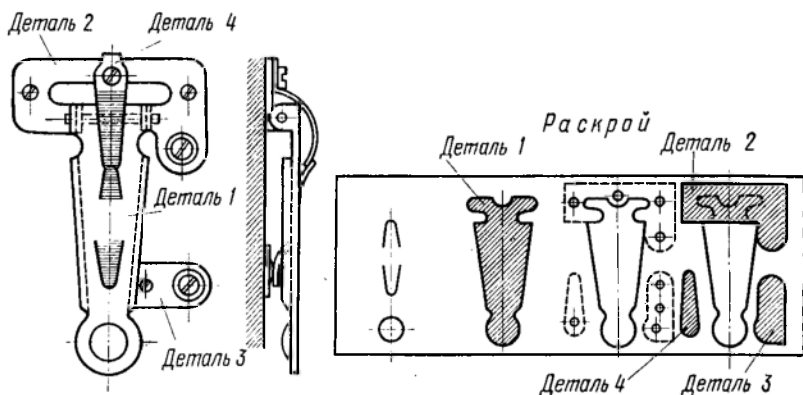


Рис. 2-4

штампом. Подобно последнему пресс-форма имеет неподвижную часть (матрицу) и подвижную (пуансон). Процесс отличается от штамповки длительностью давления, сопровождающегося нагреванием формы. Влияние технологии на конструкцию изготовленных в пресс-форме деталей примерно то же, что и при литье в кокиль. Но только пуансон

непрерывно давит на затвердевающую массу. На рис. 2-5 показана полученная в пресс-форме деталь.

Обработка резанием. Обычно точность размеров и класс чистоты рабочих поверхностей деталей, изготовленных одним из описанных способов, оказываются недостаточными. Такие полупродукты называют *полуфабрикатами* или *заготовками*. Чтобы заготовки стали готовыми деталями, пригодными для сборки, они должны пройти механическую обработку, т. е. обработку резанием на металлорежущих станках. Некоторые исключения допускаются только для холодноштампованных, пресс-формованных и литых в кокиль деталей. Наиболее часто применяют следующие виды механической обработки:

а) *точение* на токарных или карусельных станках и токарных автоматах, пригодное для обработки цилиндрических, конических, плоских (ограниченных круговым контуром) поверхностей, галтелей и нарезания резьб;

б) *фрезерование* плоскостей и фасонных поверхностей, а также резьб и зубьев зубчатых колес;

в) *сверление, зенкование и развертывание* отверстий;

г) *строгание* плоскостей, долбление пазов и зубьев;

д) *протягивание* наружное и внутреннее;

е) *шлифование* плоскостей, цилиндрических поверхностей, а с помощью специальных станков и зубьев. Шлифование件годно для обработки самых твердых материалов и обеспечивает наивысшую точность формы и минимальную шероховатость поверхности по сравнению с перечисленными выше способами обработки, но оно уступает точению и фрезерованию в отношении производительности. Точение и фрезерование применяются обычно до твердости $HV < 350$.

Для окончательной доводки размеров и получения наименьшей шероховатости поверхности применяют различные отделочные операции: *притирку, хонингование, полирование* и др.

Механическая обработка предъявляет к геометрической форме детали следующие основные требования. Размеры деталей должны быть такими, чтобы их можно было установить на соответствующий станок. Они должны иметь установочные поверхности (плоские и цилиндрические), с помощью которых их можно укрепить на станке в правильном положении по отношению к инструменту. Нужно иметь возможность свободно подвести инструмент с несущим его устройством (оправкой, зажимом и пр.) к обрабатываемой поверхности. При этом инструмент должен быть правильно ориентирован относительно поверхности обработки. Врезание инструмента в поверхность должно происходить в нужном положении: например, ось отверстия должна быть перпендикулярна к поверхности, в которой сверлится отверстие.

Контур обрабатываемой поверхности должен иметь такой переход к другим поверхностям, который не мешал бы движению инструмента. Например, поверхность шлифования должна быть ограничена проточ-

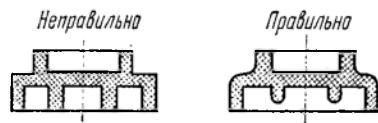


Рис. 2-5

ками, обеспечивающими выход шлифовального круга, шпоночный паз в отверстии должен делаться сквозным для выхода протяжки и т. д.

Правильно сконструированная деталь должна иметь такое расположение обрабатываемых поверхностей, чтобы наибольшее количество их могло быть обработано при одном и том же положении детали на станке, т. е. с одной установки. При этом нужно иметь в виду еще и то, что современные многошпиндельные и агрегатные станки позволяют вести обработку многих поверхностей одновременно. Все эти условия поясняются на рис. 2-6.

Для неподвижных деталей обязательно предусматривают обработку тех поверхностей, которые соприкасаются с соседними деталями, так как правильность их взаимного положения должна быть обеспе-

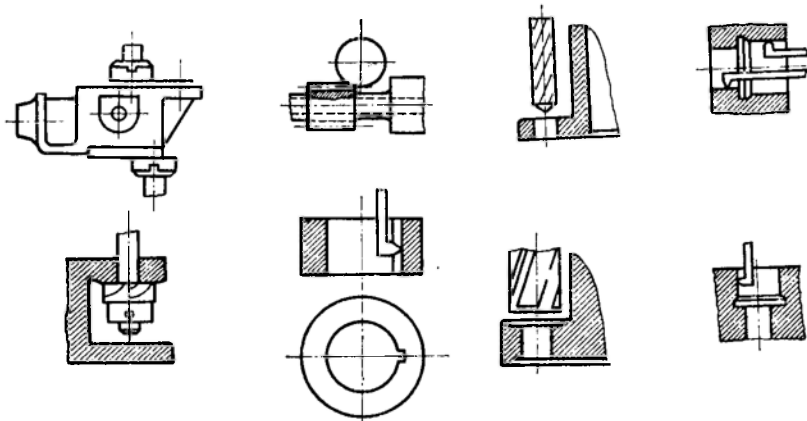


Рис. 2-6

чена с большой точностью, а шероховатость опорных поверхностей должна быть возможно меньшей. Поверхность движущихся, быстро вращающихся и весьма напряженных деталей часто обрабатывают сплошь. Такая обработка служит для лучшей уравниваемости этих деталей, а также для того, чтобы обнаружить возможные дефекты материала (раковины, трещины и т. д.), скрытые под черной поверхностью. Разумеется, опорные поверхности обрабатываются точнее и чище свободных.

При мелкосерийном производстве заготовкой для обработанных деталей очень часто служит брусковый или листовой прокат, но при этом получается большой отход стружки. Поэтому в правильно организованном крупносерийном и массовом производстве заготовки должны изготавливаться литьем или обработкой давлением (пластической деформацией).

Сборка. Машины собирают из отдельных частей не только потому, что эти части имеют относительное движение или должны быть изготовлены из разных материалов, но и потому, что во многих случаях иначе просто невозможно изготовить изделие. Например, головку шатуна нельзя надеть на шейку коленчатого вала, если го-

ловка не будет разъемной. С другой стороны, иногда оказывается более экономичным сделать звено из нескольких деталей, чем целым.

Сборка машины является последней и наименее автоматизированной операцией. Степень ее сложности зависит от того, насколько хорошо продумал ее последовательность конструктор машины. При этом для облегчения процесса сборки узел (сборочную единицу) следует конструировать так, чтобы как можно больше собираемых деталей совершали однотипные перемещения, которые должны быть возможно более свободными и простыми (рис. 2-7, 2-8). Например, чтобы собрать узел, представленный на рис. 2-7, из деталей, изображенных на рис. 2-8, последние должны получить только поступательные перемещения. Для ускорения сборки изделия расчленяют на комплекты, подкомплекты и узлы, собираемые независимо.

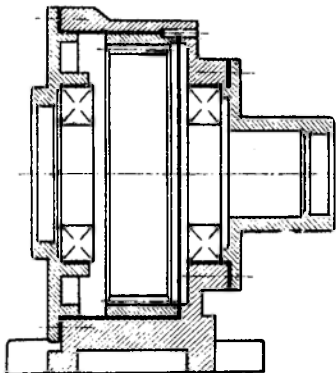


Рис. 2-7

Чтобы из отдельных деталей образовать узел или изделие (машину, механизм), их необходимо соединить друг с другом. При этом следует обеспечить достаточную точность относительного положения соединяемых частей в готовом изделии или в промежуточном узле.

Сборочные базы. Чаще всего детали, образующие узел, соприкасаются или по цилиндрической (реже по конической или сферической) поверхности, или по плоскости. В первом случае замкнутая

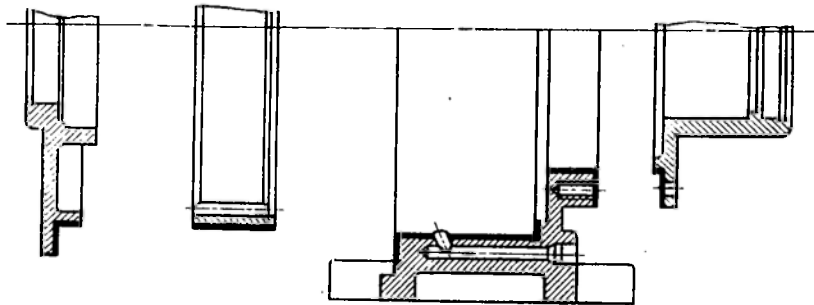


Рис. 2-8

поверхность обеспечивает соединение без помощи третьей детали, так как она может выполнять функции удерживающей связи. Положение этой поверхности вполне определяется положением ее геометрической оси симметрии. Поэтому соответствующие осевые линии служат базами для размеров, определяющих взаимное положение этих деталей. В том случае, когда соприкосновение происходит по плоскости (фланцевое

крепление, упор в торец, в заплечик и т. д.), для осуществления соединения необходимо наличие по крайней мере одной дополнительной детали (например, винта), прижимающей скрепляемые детали друг к другу, так как плоскость является неудерживающей связью. При этом базой отсчета размеров является сама плоскость соприкосновения.

Те точки, осевые линии и поверхности, взаимное положение которых влияет на кинематику и работоспособность машины, носят название *конструкторских баз*.

Примером конструкторских баз могут служить центры шарниров и плоскости направляющих ползуна кривошипно-ползунного механизма, поскольку существенное значение имеют расстояния между ними, а также и непараллельность осей этих шарниров между собой и т. п.

Поверхности соприкосновения соседних деталей называют *сборочными базами деталей*. Одну из основных сборочных баз самой крупной детали (чаще всего рамы корпуса или станины) выбирают за *узловую сборочную базу*, от которой отсчитывают размеры до сборочных и конструкторских баз всех узлов и основных деталей.

Поверхности, фиксирующие деталь относительно станка (в центрах в патроне, на планшайбе и т. д.), называют *технологическими базами*. На рис. 2-8 жирной линией отмечены сборочные базы деталей узла, изображенного на рис. 2-7.

Все базовые поверхности, как правило, проходят механическую обработку, так как она обеспечивает их правильное относительное положение и достаточно малую шероховатость.

При конструировании деталей важно так выбирать базовые поверхности, чтобы по возможности совмещать сборочные и технологические базы. Этим путем проще всего достигается необходимая точность при сборке. Правильный выбор баз и тщательный подсчет размеров, определяющих взаимное положение баз в собранном изделии, имеют важнейшее значение для хода сборочных операций в цеху.

§. 2. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

Сама возможность сборки деталей и последующая работоспособность узла зависят от некоторых размеров деталей, определяющих их относительное положение, зазоры между ними и т. п. Например, как видно на рис. 2-9, высота мертвого объема l_{Σ} поршневого компрессора зависит от обозначенных на рисунке размеров:

$$l_{\Sigma} = l_1 - (l_2 + l_3 + l_4). \quad (2.1)$$

Такая совокупность линейно связанных размеров l_{Σ} , l_1 , l_2 , l_3 ... называется *размерной цепью*. Размеры, входящие в размерную цепь, называют *связанными*, или звеньями цепи, размеры же, величина которых не оказывает влияния на сборку, например, d (см. рис. 2-9) — *свободными*. Различают замыкающее *звено* l_{Σ} — размер, появляющийся в результате сборки и подлежащий определению, и *составляющие звенья* — размеры, которые приданы деталям, образующим цепь, при

их изготовлении. Составляющие звенья подразделяют на *увеличивающие*, которые входят в правую часть равенства (2.1) со знаком плюс, и *уменьшающие*, которые имеют знак минус. Различить увеличивающие и уменьшающие звенья можно следующим образом. Если увеличить увеличивающий размер, то замыкающее звено увеличится, а если увеличить уменьшающий размер, то замыкающее звено уменьшится.

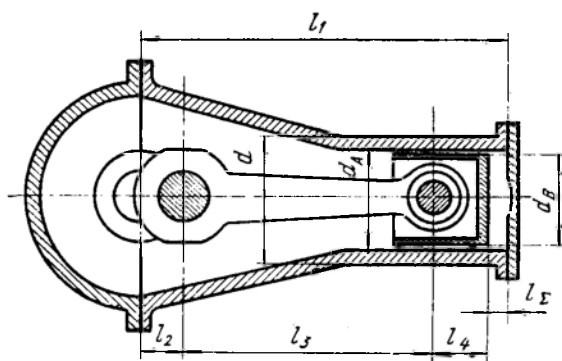


Рис. 2-9

Другой пример размерной цепи представлен на рис. 2-10, где изображено поперечное сечение цилиндра компрессора. *Диаметральный зазор* Δ между внутренней поверхностью цилиндра и поршнем, как видно на рисунке, определяется очевидным соотношением

$$\Delta = d_A - d_B. \quad (2.2)$$

Размеры деталей, входящие в размерную цепь вследствие ошибок производства у разных экземпляров деталей, несколько отличаются. В результате в разных экземплярах собранных узлов будут различаться между собой и значения величины замыкающего звена. Однако чрезмерные колебания этой величины недопустимы, так как это может сделать изделие неработоспособным. Например, при слишком малом l_{Σ} может быть повреждена крышка цилиндра, при слишком большом — понизится производительность. В случае слишком малого Δ при разогревании поршень может заклинить в цилиндре, при слишком большом Δ — недопустимо возрастут протечки.

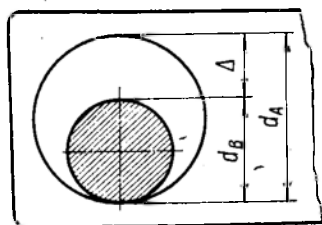


Рис. 2-10

В прошлом процесс сборки сопровождался *доводкой* размеров деталей с помощью снятия стружки вручную. Такая сборка требует высокой квалификации сборщика и хотя и обеспечивает необходимую точность сборки мало производительна. В настоящее время пригонка по месту является архаизмом. Наиболее продуктивное, массовое производство рассчитано на поддержание определенного ритма сборки.

Сохранить этот ритм возможно только при отсутствии ручной доводки размеров.

С этой целью связанные размеры деталей, влияющие на величину замыкающего звена, выполняют с необходимой точностью, что обеспечивает возможность сборки без пригонки. При таком методе производства любой экземпляр детали пригоден для установки в любом экземпляре узла или машины (что невозможно в случае пригонки), т. е. все одноименные детали являются *взаимозаменяемыми*. Эта система производства называется производством по методу *полной взаимозаменяемости*.

Установим количественные соотношения, связывающие величины действительных связанных размеров в различных экземплярах изделия.

Измерим интересующий нас размер последовательно на каждой детали партии и распределим результаты измерения по группам

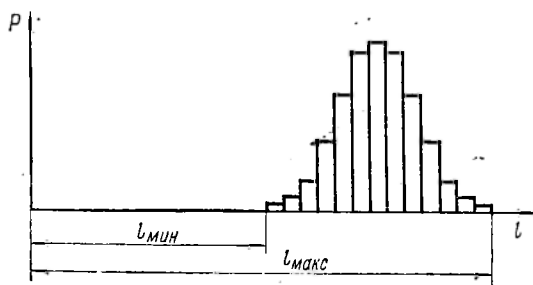


Рис. 2-11

с равными интервалами измеряемого размера. Построим диаграмму, на которой по оси абсцисс отложим интервалы значений размера, а по оси ординат — отношения числа деталей (размер которых находится в пределах данной группы) к общему числу деталей. Эти ординаты изображают вероятность появления размера данной группы во всей партии деталей. Примерный вид такой диаграммы представлен на рис. 2-11. Пусть наибольшее значение размера l , встретившееся на всех экземплярах детали в данной партии, обозначено $l_{\max}$, а наименьшее — $l_{\min}$. Тогда разность $l_{\max} - l_{\min}$ называют *полем рассеивания* размера l . Если максимально допустимую по указаниям чертежа величину размера обозначить $[l_{\max}]$ и соответственно минимальную $[l_{\min}]$, то разность

$$\delta l = [l_{\max}] - [l_{\min}] \quad (2.3)$$

называют *допуском размера* l . Детали, у которых $l > [l_{\max}]$ или $l < [l_{\min}]$, являются *браком*.

При правильно организованном производстве ширина поля рассеивания равна допуску размера. Чем жестче (меньше) допуск, тем точнее нужно вести производство и тем дороже окажется деталь. Поэтому излишняя точность не нужна, а недостаточная вызовет высокий процент брака.

На рабочем чертеже детали для каждого связанного размера указывают два его предельных значения: максимальное $[l_{\max}]$ и минимальное $[l_{\min}]$, каждое из которых принято представлять в виде суммы одного и того же *номинального размера* l_n и соответствующего *предель-*

ного отклонения [верхнего (ВО) и нижнего (НО)], как показано на рис. 2-12. Среднее отклонение (СО) равно полусумме (ВО) и (НО).

Таким образом,

$$[l_{\max}] = l_n + \text{ВО}$$

и

$$[l_{\min}] = l_n + \text{НО}.$$

Следовательно, допуск размера l равен

$$\delta l = \text{ВО} l - \text{НО} l. \quad (2.4)$$

Номинальный размер назначают из ряда предпочтительных чисел. Предельные отклонения (ВО и НО) обычно на три, четыре порядка меньше номинального размера (например, $250 \pm 0,5 \text{ мм}$). Они измеряются десятими, сотыми и тысячными долями миллиметра.

Предельные отклонения (ВО и НО) назначает конструктор как величины алгебраические, каждое из них в определенном конкретном случае может быть как больше, так и меньше нуля.

Учитывая выражения (2.3) и (2.4), нетрудно получить важное соотношение:

$$\delta l_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n-1} \delta l_i, \quad (2.5)$$

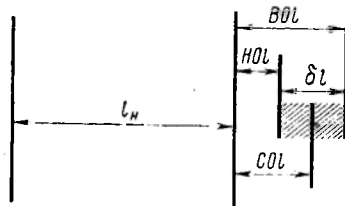


Рис. 2-12

где все $\delta l_j > 0$, т. е. являются величинами арифметическими. Здесь n — общее число звеньев цепи.

Действительно,

$$(l_{\Sigma})_{\max} = \sum [\overline{l_j}]_{\max} - \sum [\overline{l_j}]_{\min},$$

где правая стрелка отмечает увеличивающие звенья, а левая — уменьшающие. Далее

$$(l_{\Sigma})_{\min} = \sum [\overline{l_j}]_{\min} - \sum [\overline{l_j}]_{\max}.$$

Вычитая, получим

$$\delta l_{\Sigma} = \{\sum [\overline{l_j}]_{\max} - \sum [\overline{l_j}]_{\min}\} + \{\sum [\overline{l_j}]_{\max} - \sum [\overline{l_j}]_{\min}\},$$

откуда и следует соотношение (2.5).

Зная предельные отклонения составляющих звеньев, с помощью соотношения (2.5) можно найти обеспечиваемый ими допуск замыкающего размера.

Если учесть малую вероятность такого неблагоприятного сочетания, когда все увеличивающие размеры в узле оказываются максимальными, а все уменьшающие — одновременно минимальными, то,

пользуясь методами теории вероятности, вместо соотношения (2.5) можно получить

$$\delta l_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} (\delta l_j)^2}. \quad (2.6)$$

Иногда, чтобы обеспечить величину необходимого допуска замыкающего звена, требуется назначить такие узкие допуски исходных звеньев, что производство становится неэкономичным или даже неосуществимым на данном оборудовании. Тогда прибегают к селективной сборке или вводят компенсатор.

Сущность *селективной сборки* состоит в следующем. Все одноименные детали партии сортируют, например, на две группы l' и l'' так, чтобы

$$l_{\text{макс}} \geq l' > l_c,$$

$$l_c \geq l'' \geq l_{\text{мин}}.$$

Поступая так с деталями нескольких наименований, размеры которых связаны, на сборку одновременно подают только детали первой или только второй группы. В результате получается, что поле допуска предварительно рассортированных деталей оказывается вдвое уже производственного. Иногда сортировка производится не на две, а на большее число групп. Однако все это вызывает

неудобства, связанные с хранением и подачей на сборку нескольких групп рассортированных деталей.

Компенсатор представляет собой преднамеренно вводимое в размерную цепь дополнительное звено, размер которого можно регулировать.

Сущность использования *непрерывного* (резьба) и *ступенчатого* (пакет прокладок) компенсаторов поясняет рис. 2-13. На рис. 2-13, а величина осевого люфта Δ в коническом подшипнике регулируется подвертыванием винта 1. На рис. 2-13, б величина такого же люфта регулируется подбором необходимой толщины пакета регулировочных прокладок 2.

Очень важно, чтобы предусмотренная конструкцией регулировка была простой и не задерживала сборку. Поэтому процесс регулировки какого-либо одного размера не должен влиять на величину других, важных для работы и сборки размеров.

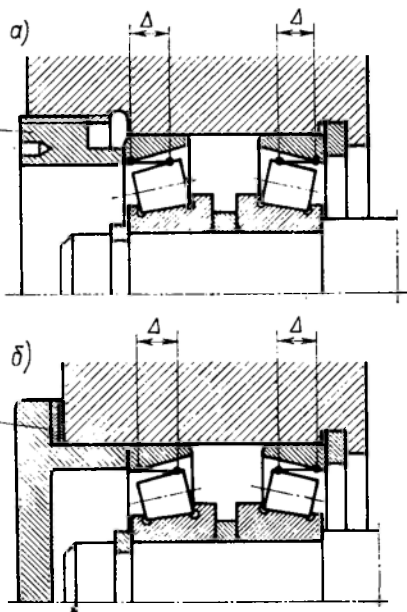


Рис. 2-13

§ 3. ГЛАДКИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОПРЯЖЕНИЯ

Особо важное значение при сборке машин имеют такие соединения деталей, когда одна деталь — вал входит в другую — отверстие. При этом поверхностью соприкосновения — *посадочной поверхностью* — обычно является боковая поверхность цилиндра. Этот тип соединения широко используется для образования кинематических пар, а также для неподвижного соединения деталей. Все эти соединения по терминологии курса допусков и посадок называют *гладкими цилиндрическими сопряжениями*.

Свойства цилиндрических сопряжений зависят от величины зазора или натяга (отрицательного зазора), который получается после сборки вала с отверстием (см. рис. 2-10).

Для отверстия и вала, образующих сопряжение, принято назначать один и тот же номинальный размер — *номинальный диаметр сопряжения*. Величины, относящиеся к отверстию, снабжают индексом A , а к валу — индексом B . Тогда, применяя формулу (2.2) для случая, когда отклонения отсутствуют, получим

$$\Delta_{\Pi} = d_{A\Pi} - d_{B\Pi} = 0,$$

т. е. номинальная величина зазора Δ_{Π} всегда равна нулю. Далее, очевидно, что

$$\text{максимальный зазор} \quad \Delta_{\text{макс}} = \text{ВО } d_A - \text{НО } d_B, \quad (2.7)$$

$$\text{а минимальный} \quad \Delta_{\text{мин}} = \text{НО } d_A - \text{ВО } d_B. \quad (2.8)$$

Средняя величина зазора равна

$$\Delta_{\text{с}} = \frac{\Delta_{\text{макс}} + \Delta_{\text{мин}}}{2}.$$

Наконец, по формуле (2.5) имеем

$$\delta\Delta = \delta d_A + \delta d_B, \quad (2.9)$$

т. е. допуск зазора равен сумме допусков на диаметр отверстия и на диаметр вала. Поэтому колебания величины зазора зависят от точности, с какой изготовлены отверстие и вал. Если отверстие меньше вала, то при сборке получается натяг ∇ . И для того чтобы надеть отверстие на вал, одну или обе соединяемые детали необходимо упруго деформировать. Очевидно,

$$\nabla = d_B - d_A. \quad (2.10)$$

Так как отклонения много меньше номинального диаметра, то при графическом изображении сопряжения принято наносить не сами размеры, как показано на рис. 2-10, а лишь их отклонения (рис. 2-14, а). Поскольку номинальный диаметр отверстия равен номинальному диаметру вала, оба отклонения каждой из деталей откладывают от одной и той же нулевой линии, что позволяет изображать соотношения (2.7), (2.8) и (2.9) графически и непосредственно на рисунке находить величину максимального и минимального зазора (рис. 2-14, б). Разность $\Delta_{\text{макс}} - \Delta_{\text{мин}}$ есть допуск на величину зазора $\delta\Delta$.

Взаимозаменяемость деталей, образующих цилиндрические сопряжения, имеет такое большое значение, что допуски валов и отверстий и их обозначения на чертежах регламентирует специальный ГОСТ. Следующие положения ГОСТа составляют основу действующей в СССР системы допусков и посадок для гладких цилиндрических сопряжений:

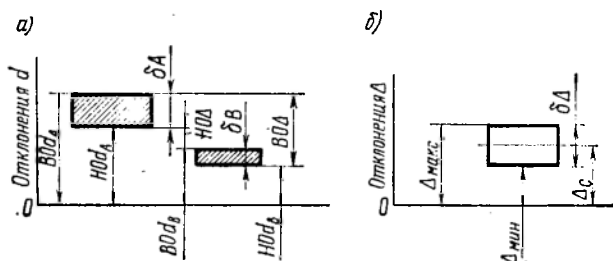


Рис. 2-14

1. Ширина поля допуска определяется соотношением

$$\delta d = aj, \quad (2.11)$$

где единица допуска

$$j = 0,5 \sqrt[3]{d} \quad (2.12)$$

(d в мм, j в мк); a — число единиц допуска.

Единица допуска j оценивает влияние абсолютных размеров детали на ширину поля допуска. Установлено, что с увеличением размеров при той же технологии и оборудовании ширина поля допуска растет медленнее, чем диаметр изделия. Это обстоятельство учитывается величиной j , зависящей от диаметра нелинейно (рис. 2-15, а).

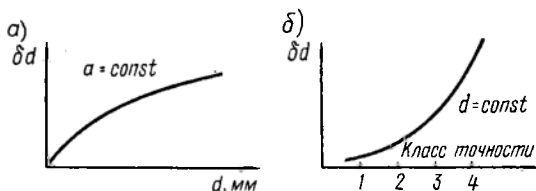


Рис. 2-15

Число единиц допуска a определяет класс точности

производства, а следовательно, тип технологического процесса (рис. 2-15, б). В табл. 1 указаны примерные значения величины a для всех предусмотренных ГОСТом для номинальных диаметров от 1 до 500 мм классов точности (шестой класс в стандарте отсутствует).

Таблица 1

Класс точности	1	2	2а	3	3а	4	5	7	8	9
Для отверстия . . .	10	16	24	30	64	100	200	400	640	1000
Для вала	7	10	16	30	64	100	200	400	640	1000

Таким образом, наивысшая точность соответствует 1-му классу. Чаще всего применяют классы от 2 до 3.

2. Узаконен ряд номинальных диаметров. Номинальные диаметры сгруппированы в определенное число интервалов. В пределах каждого интервала ширина поля допуска остается неизменной для всех диаметров, входящих в интервал. Она определяется по формуле (2.12), в которую подставляют величину среднего диаметра интервала (табл. 2).

Таблица 2

Номинальные диаметры	d_1, d_2, d_3	d_4, d_5, d_6, d_7, d_8
Величина допуска в пределах интервала	δd_2	δd_8

Это сделано для того, чтобы сократить сортамент режущего и измерительного инструмента.

3. Установлены две равноправные системы: *система отверстия* СА и *система вала* СВ.

В первом случае для всякого соединения данного номинального диаметра и класса точности отверстия остаются неизменными, что

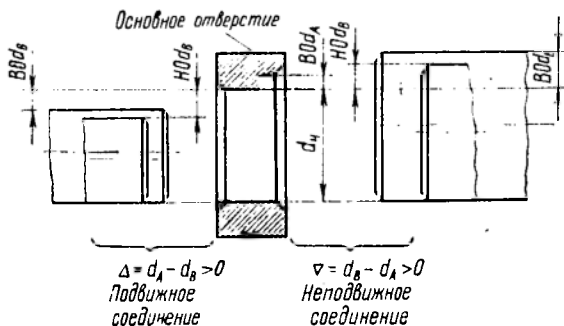


Рис. 2-16

позволяет применять при изготовлении всех отверстий одного номинального диаметра одну и ту же *развертку* (режущий инструмент). Чтобы получить в разных узлах соединения с различными зазорами и натягами, валы обрабатывают с разными значениями ВО и НО. В этой системе деталь с отверстием называют *основным отверстием* (рис. 2-16).

Во втором случае основной деталью является вал, и разный характер соединений, имеющих один и тот же номинальный диаметр и класс точности, получают за счет использования отверстий с разными отклонениями, тогда как отклонения валов остаются неизменными (рис. 2-17).

Допустимые отклонения размера основной детали располагаются по одну сторону от нулевой линии (в тело детали), как это видно на рисунках, т. е. НОА или ВОВ равны нулю.

4. ГОСТом для каждого класса точности предусмотрено определенное число вариантов посадки, отличающихся величиной среднего зазора или натяга. Каждому такому варианту присваивается специальное название. Все посадки можно подразделить на три основные группы.

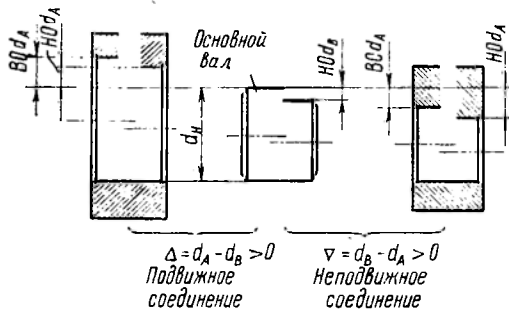


Рис. 2-17

Неподвижные посадки служат для неподвижного соединения деталей. Такие посадки должны передавать осевую силу и вращающий момент с одной детали на другую. Они обеспечивают хорошее центрирование.

Неподвижность достигается таким соотношением отклонений вала и отверстия, которое гарантирует посадочный натяг. Чем больше натяг, тем выше прочность соединения. В эту группу применительно ко 2-му классу точности входят в порядке убывания натяга посадки: горячая (Гр), прессовая (Пр) и легко прессовая (Пл). В применении к системе отверстия это показано на рис. 2-18, а.

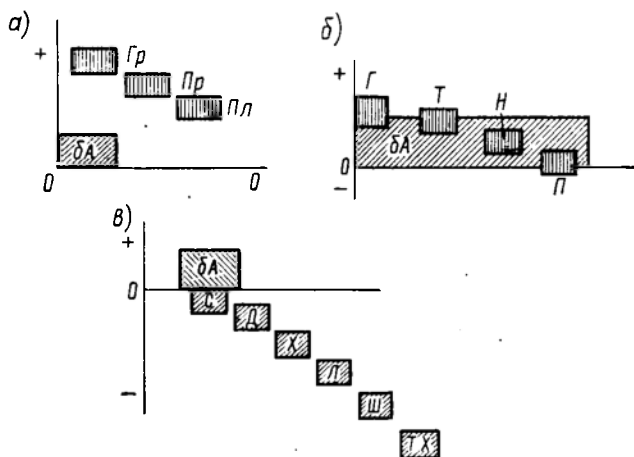


Рис. 2-18 а

Переходные посадки служат для соединения деталей, которые в процессе работы не имеют относительного движения, но должны легко демонтироваться. Они не могут передавать касательную к цилиндрической посадочной поверхности силу и не так хорошо центрируют детали. При разных сочетаниях экземпляров деталей в соедине-

ниях могут получаться и зазоры, и натяги. Но те и другие невелики. Эту группу в порядке убывания среднего натяга и возрастания зазора образуют посадки: глухая (Г), тугая (Т), напряженная (Н) и плотная (П). Поля отклонений для этих посадок в системе отверстия изображены на рис. 2-18, б.

При *подвижных посадках* в соединении получается зазор. Они не обеспечивают соосность соединяемых деталей и применяются в кинематических парах, где происходит непрерывное скольжение на посадочной поверхности, или в узлах, требующих особо облегченного демонтажа. В порядке возрастания зазора в эту группу входят посадки: скользящая (С), движения (Д), ходовая (Х), легкоходовая (Л), широкоходовая (Ш), тепловая ходовая (ТХ). Поля их отклонений в СА изображены на рис. 2-18, в.

Поле допустимых отклонений часто называют *полем допуска размера*. Относительное расположение полей допуска отверстия и вала, соответствующее посадкам, относящимся к описанным трем группам, схематически изображено на рис. 2-19, а для системы отверстия и на рис. 2-19, б для системы вала.

ГОСТ предусматривает два способа обозначения отклонения размера на рабочем чертеже детали. По первому способу отклонения размера детали шифруют буквой. В системе отверстия (СА) для этого используют первую букву названия посадки, которая получается в результате сопряжения или сборки этого вала с основным отверстием. Отклонения основного отверстия шифруют буквой А. Эти буквы ставят после цифр, указывающих номинальный диаметр сопряжения, над размерной стрелкой (рис. 2-20, а). В тех случаях, когда на узловом чертеже требуется указать отклонения как для отверстия, так и для вала, шифр отклонений отверстий ставят над шифром отклонений вала в виде дроби.

В системе вала (СВ) отклонения отверстий шифруют первой буквой названия посадки, получающейся при сборке этого отверстия с основным валом, отклонения которого шифруют буквой В (рис. 2-20, б).

Класс точности указывают индексом при букве шифра. Для 2-го класса индекс опускают. На рис. 2-20, а изображены детали в СА,

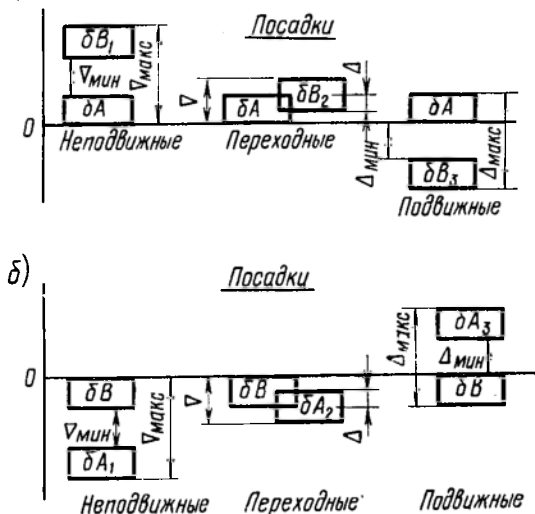


Рис. 2-19

изготовленные по 3-му классу точности, что отмечено индексом 3, а на рис. 2-20, б — изготовленные по 2-му классу (индекс 2 опущен).

Стандарт содержит таблицы, где для каждой системы СА и СВ, каждого класса точности, каждого шифра отклонений и каждого интервала номинальных диаметров указаны НО и ВО в микронах. Однако рабочему и контролеру, которые работают по шифрованным

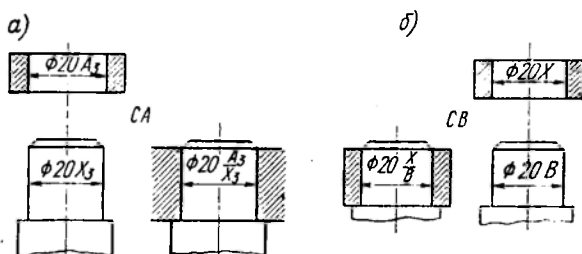


Рис. 2-20

чертежам, нет необходимости пользоваться этими таблицами. Контроль размера в процессе производства обычно ведут с помощью предельных калибров, проходных ПР и непроходных НЕ, которые маркируют теми же шифрами, что и отклонения размеров детали, например $\phi 20X$.

При мелкосерийном производстве размеры определяют универсальным мерительным инструментом. В последнем случае удобнее иметь на чертеже цифровые значения отклонений. Поэтому стандарт предусматривает и второй способ обозначения отклонений на чертеже, при котором оба отклонения в долях миллиметра указывают непосредственно после цифр номинального диаметра. При этом ВО располагается над НО так, что сумма номинального размера и верхнего отклонения всегда есть $d_{\text{макс}}$, а номинального размера и нижнего отклонения — $d_{\text{мин}}$. В этой системе записи отклонение, равное нулю, не указывается. Рис. 2-21 иллюстрирует сказанное.

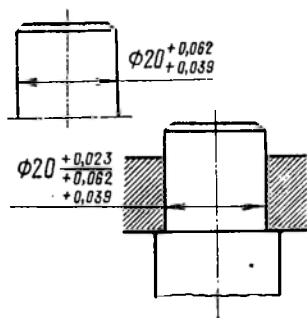


Рис. 2-21

Изготовление отверстий и валов по стандартным допускам гарантирует взаимозаменяемость деталей. Если по характеру сборки узла не требуется применять СВ, то обычно используют СА, которая позволяет обходиться меньшим количеством разверток для обработки отверстий.

Взаимозаменяемость является основой агрегатной конструкции машин, при которой различные машины строят из одинаковых типовых и нормализованных узлов и деталей с добавлением лишь небольшого количества специальных деталей. Наивысшей ступенью нормализации является стандартизация узлов и деталей в общесоюзном масштабе. Примером такой стандартизации могут служить подшипники качения

и крепежные детали. Стандартизация взаимозаменяемых деталей позволяет организовать их массовое производство на специализированных заводах с применением высокопроизводительных, совершенных и дешевых технологических процессов.

Приведем несколько примеров для закрепления материала этого параграфа.

1. Дать графическое изображение отклонений и определить $\Delta_{\max}$ и $\Delta_{\min}$ для соединения $\phi 20 \frac{A_3}{X_3}$. По справочнику находим отклонения

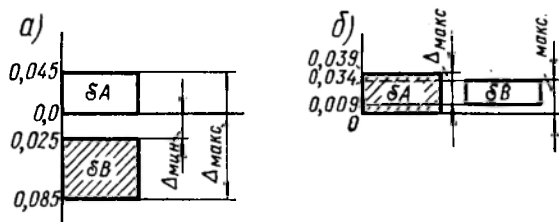


Рис. 2-22

для отверстия: $+0,045$; $+0,0$ и для вала $-0,025$; $-0,085$. Построение дано на рис. 2-22, а. На рис. 2-22, а видно, что $\Delta_{\max} = 0,045 - (-0,085) = 0,130$ мм, $\Delta_{\min} = 0,025$ мм.

2. Выполнить то же задание для соединения $\phi 36 \frac{A_{2a}}{T_{2a}}$. Находим отклонения отверстия: $+0,039$; $+0,0$ мм и отклонения вала: $+0,034$; $+0,009$ мм. Построение дано на рис. 2-22, б. Находим $\Delta_{\max} = 0,034 - 0 = 0,034$ мм, $\Delta_{\min} = 0,039 - 0,009 = 0,030$ мм.

3. Дано отверстие $\phi 65^{+0,03}$. Определить класс точности, по которому пазначены отклонения. Имеем

$$j = 0,5 \sqrt[3]{65} = 2 \text{ мк}; \quad aj = 0,03 - 0,0 = 0,03 \text{ мм} = 30 \text{ мк}.$$

Следовательно, $a = 30 : 2 = 15$, чему соответствует 2-й класс точности.

§ 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ И СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ

Перейдем теперь к основному содержанию курса и прежде всего уточним смысл нескольких основных понятий и определений.

Основные определения. Как уже известно, совокупность неподвижно скрепленных друг с другом деталей образует *звено*. Чтобы из звеньев построить механизм, их нужно так соединить друг с другом, чтобы все их относительные перемещения, кроме некоторых необходимых, стали невозможны. Такие подвижные соединения двух соседних соприкасающихся звеньев называют *кинематическими парами*. Свойства пары зависят от формы тех поверхностей, которыми звенья соприкасаются при своем возможном относительном движении.

Система подвижно соединенных звеньев представляет собой *кинематическую цепь*. Если кинематическая цепь используется для преобразования движения одного или нескольких звеньев в требуемые движения других звеньев, то она становится *механизмом*. Звенья, получающие движение, для выполнения которого предназначен механизм, называют *ведомыми*; звенья, которым сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемое движение ведомых звеньев, — *ведущими*. Иногда ведомое звено называют *рабочим*, а ведущее — *ведущим*.

При кинематическом исследовании механизма одно из звеньев считают неподвижным. Такое звено называют *стойкой*. За стойку можно принять любое из звеньев, но чаще всего ею бывает корпус или рама машины. Например, при исследовании движения автомобильной трансмиссии стойкой считают шасси автомобиля, а при исследовании кинематической цепи эксцентрикового пресса — его раму, жестко связанную с фундаментом.

На рис. 3-1 схематически представлена главная кинематическая цепь одноцилиндрового поршневого насоса. Кривошипный вал, вращающийся в подшипниках, обозначен как звено 1, шатун — звено 2, поршень — звено 3. Наконец, цилиндр, жестко скрепленный с картером, образует стойку 4. Момент двигателя приложен к кривошипному валу 1, который при исследовании движения механизма следует считать ведущим звеном и определять движение остальных звеньев в зависимости от движения кривошипа. Требуемое возвратно-поступательное движение осуществляет поршень 3, являющийся ведомым звеном.

Если бы на рис. 3-1 была изображена главная кинематическая цепь одноцилиндрового дизеля, то ведущее и ведомое звенья поменялись бы местами (3 — было бы ведущим, а 1 — ведомым).

Из этого примера видно, что одна и та же кинематическая цепь может использоваться по-разному, образуя механизмы различного

назначения. В первом случае происходило преобразование вращательного движения кривошипа 1 в возвратно-поступательное движение поршня 3, во втором — наоборот, возвратно-поступательное движение преобразовалось во вращательное.

К и н е м а т и ч е с к и е п а р ы. Вид относительного движения соседних звеньев зависит от способа их подвижного соединения. Каждое подвижное соединение «запрещает» некоторые из относительных движений. Математически это можно выразить уравнениями, связывающими значения координат, определяющих положение соприкасающихся звеньев, или их производных по времени, т. е. скоростей. Поэтому говорят, что подвижные соединения накладывают на относительное движение звеньев кинематические связи. Этих связей будет столько, сколько имеется уравнений (конечных или дифференциальных) между координатами подвижно соединенных звеньев. Те координаты, которые остаются свободными после исключения зависимых координат с помощью уравнений связи, могут изменяться при движении вполне независимо. Число этих свободных координат называют *числом степеней свободы* и обозначают W .

Число и вид уравнений кинематических связей зависит от геометрических свойств поверхностей соприкосновения соседних звеньев, т. е. от вида кинематической пары. Например, если соседние звенья соприкасаются по замкнутой цилиндрической поверхности с круговым сечением, то для них возможны только два вида относительного движения: вращение вокруг оси цилиндра или скольжение вдоль образующей цилиндрической поверхности. Такую пару называют *цилиндрической*.

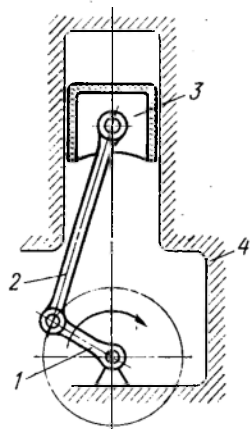


Рис. 3-1

Различают *низшие* и *высшие кинематические пары*.

Поверхности звеньев, образующие низшие пары, в каждый момент соприкасаются достаточно большой своей частью. Чтобы это условие не нарушалось в процессе движения, поверхности соприкосновения соседних звеньев по направлениям их возможных относительных перемещений должны иметь постоянную кривизну.

Поверхности звеньев, образующие высшие пары, имеют линейное или точечное касание. Эти поверхности в любых направлениях могут иметь как постоянную, так и переменную кривизну.

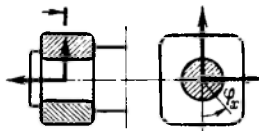
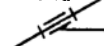
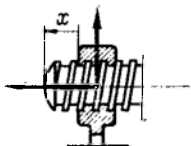
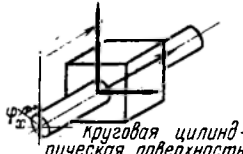
Общее число видов низших кинематических пар невелико. В табл. 3 представлены главнейшие из них.

При движении механизма на поверхностях соприкосновения низших пар происходит скольжение и износ. Сила трения противодействует скольжению, создавая дополнительное сопротивление движению.

Если в случае высшей пары звенья соприкасаются по кривой линии, то во всех точках этой линии (исключая, может быть, одну или две) также происходит скольжение. Но когда линия касания прямая

(или точка), то может быть два случая. Если сила трения в точках линии касания не может уравновесить силы, стремящиеся вызвать скольжение, то случай сведется к предыдущему. Такая пара называется *скользящей высшей парой*. Если же эти силы малы, то скольже-

Таблица 3

Поверхность соприкосновения	Свободные относительные координаты	Название кинематической пары	Условное изображение на кинематических схемах
 Складчатая поверхность (общий случай цилиндрической поверхности)	x $W = 1$	Поступательная	 или  или 
 Общий случай поверхности вращения	φ_x $W = 1$	Вращательная пара	 или 
 Винтовая поверхность	$\varphi_x = Kx$ $W = 1$	Винтовая	 или 
 Круговая цилиндрическая поверхность	φ_x и x $W = 2$	Цилиндрическая	 или 
 Сферическая поверхность	φ_x, φ_y и φ_z $W = 3$	Шаровая пара	

ние не возникает, и линия касания превращается в мгновенную ось относительного вращения. Это поясняет рис. 3-2, где представлен цилиндрический ролик, прижатый силой тяжести G к плоскости. В первом случае, чтобы определить положение ролика, нужно задать координаты x , y , φ_y и φ_z (связаны только z и φ_x , так как $z = R$, $\varphi_x = 0$). При отсутствии скольжения y и φ_z не меняются, а $x = R \varphi_y$.

так как в каждый момент движение есть вращение относительно опорной точки ролика, т. е. качение. Такую пару называют *парой качения*.

Как видим, при переходе от скольжения к качению увеличивается число связей, накладываемых высшей кинематической парой на относительное движение звеньев за счет введения дифференциальных связей, т. е. связей между скоростями. Но еще больше меняется природа тех физических процессов, которые происходят в зоне соприкосновения соседних звеньев. Сопротивление перемещению по направлению качения резко уменьшается, и это явилось причиной изобретения механизмов, выполняющих функции низких кинематических пар,

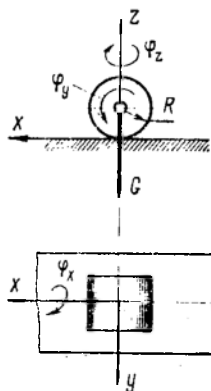


Рис. 3-2

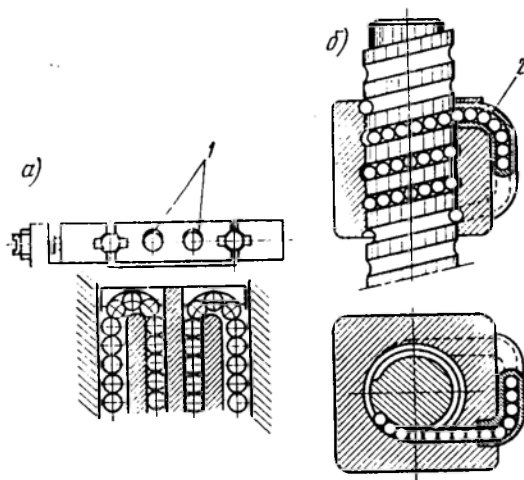


Рис. 3-3

но построенных с помощью высших пар. Эти механизмы иногда называют *кинематическими парами с промежуточными телами качения*. Для иллюстрации на рис. 3-3 показаны такие поступательная (а) и винтовая (б) пары, где цифрами 1 и 2 обозначены каналы для возврата шариков к рабочим каналам. Подробнее об этом сказано в гл. VI.

Для кинематического анализа механизма безразлично, являются ли низшие пары действительными парами скольжения или эквивалентными механизмами с промежуточными телами качения. Отметим, что если низшие пары имеют незамкнутые поверхности соприкосновения, то они ограничивают относительную подвижность звеньев лишь до тех пор, пока силы взаимодействия звеньев прижимают их друг к другу (рис. 3-4). Эта особенность присуща и всем высшим парам. Соответствующие связи называются *неудерживающими*, а механизмы с неудерживающими связями — *механизмами с силовым замыканием*.

В тех случаях, когда при работе механизма относительное движение звеньев имеет характер покачивания на сравнительно небольшой угол (или малого поступательного колебания), необходимая относи-

тельная подвижность звеньев может быть обеспечена посредством использования упругих подвесов, заменяющих кинематические пары (рис. 3-5). Иногда эти подвесы называют *кинематическими парами с промежуточными упругими телами*. Они не изнашиваются и в них не могут образовываться зазоры, что очень важно в конструкциях приборов. Сопротивление, оказываемое упругими подвесами, пропорционально относительному перемещению звеньев и не вызывает диссипации механической энергии.

Структура кинематических цепей. В том случае, когда кинематическая цепь имеет всего два звена (одно звено стойка), свойства кинематической пары полностью определяют возможное относительное движение. В случае же многозвенных цепей прежде всего возникает вопрос о числе степеней свободы кинематической цепи, т. е. о числе тех независимых геометрических параметров, через которые можно с помощью уравнений связи выразить координаты всех подвижных звеньев. Для простейших

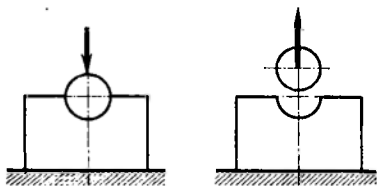


Рис. 3-4

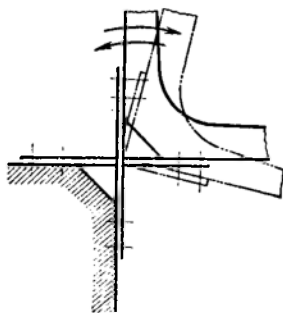


Рис. 3-5

кинематических цепей ответ на этот вопрос очевиден, но для более сложных он требует проведения специального анализа *структуры*, который выполняют при помощи *структурных схем*. На этих схемах должно быть показано, сколько звеньев образует кинематическую цепь, какими кинематическими парами и в какой последовательности она образована.

Если кинематические пары таковы, что все звенья вынуждены двигаться в параллельных плоскостях (как будет, например, в случае механизма, изображенного на рис. 3-1, где параллельность плоскостей движения звеньев 1, 2 и 3 является результатом параллельности осей пар вращения 41, 12 и 23), то кинематическую цепь называют *плоской*. В общем случае имеем дело с *пространственной* кинематической цепью.

Поясним суть структурного анализа на примере плоских кинематических цепей. В таких цепях каждая низшая пара накладывает два уравнения связи. Например, рассматривая центр вращательной пары, образованной соприкасающимися звеньями k и $k+1$ (рис. 3-6, а) один раз как точку, принадлежащую звену k , а второй раз — звену $k+1$, очевидно, имеем

$$x_k = x_{k+1} = x_{k, k+1}, \quad y_k = y_{k+1} = y_{k, k+1},$$

где x и y — координаты центра шарнира $k, k+1$.

Поступательная пара (рис. 3-6, б), соединение звеньев k и $k + 1$ накладывает связи:

$$\varphi_k = \varphi_{k+1} = \varphi_{k, k+1} \quad \text{и} \quad (x_{k+1} - x_k) \operatorname{tg} \varphi_{k, k+1} = y_{k+1} - y_k.$$

Здесь φ_k, φ_{k+1} — углы поворота, а $x_k, x_{k+1}, y_k, y_{k+1}$ — координаты начальных точек надлежащим образом выбранных локальных коор-

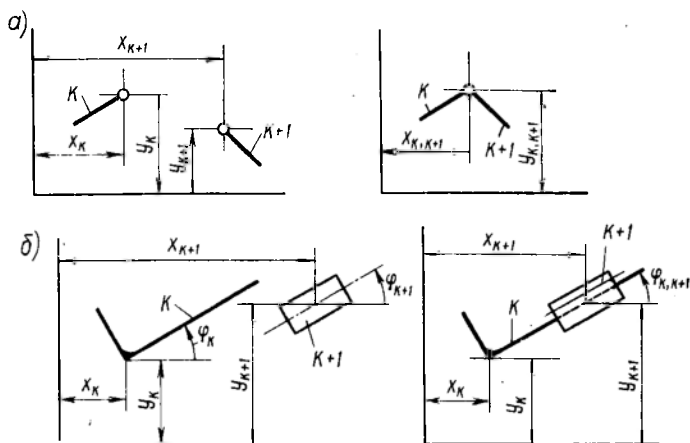


Рис. 3-6

динатных систем, связанных со звеньями $k, k + 1$, относительно неподвижной системы координат. Таким же образом можно показать, что скользящая высшая пара накладывает только одно условие.

Так как положение свободного твердого тела в плоском движении определяется тремя координатами, то, обозначив общее число звеньев n

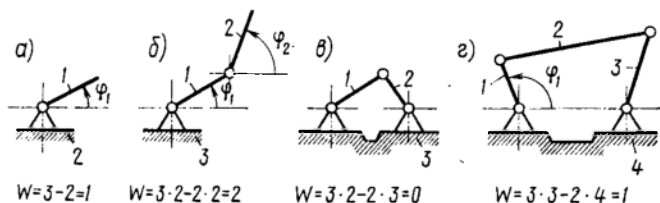


Рис. 3-7

(число подвижных звеньев $n - 1$), число низших кинематических пар p_2 , а число высших пар p_1 , получим

$$W = 3(n - 1) - 2p_2 - p_1 + \gamma. \quad (3.1)$$

Смысл последнего слагаемого γ поясним позднее. Применяя формулу (3.1) при $\gamma = 0$ к кинематическим цепям, изображенным на рис. 3-7, получим указанные на рисунке значения W . Цепь на рис. 3-7, а имеет $W = 1$, на рис. 3-7, б — $W = 2$, на рис. 3-7, в — $W = 0$ (это означает,

что кинематическая цепь вырождается в ферму) и, наконец, на рис. 3-7, $z = W = 1$. На рис. 3-8, $a, б, в, г$ показаны различные варианты четырехзвенной кинематической цепи, имеющей только одни низшие пары. Они отличаются от схемы рис. 3-7, $г$ только тем, что

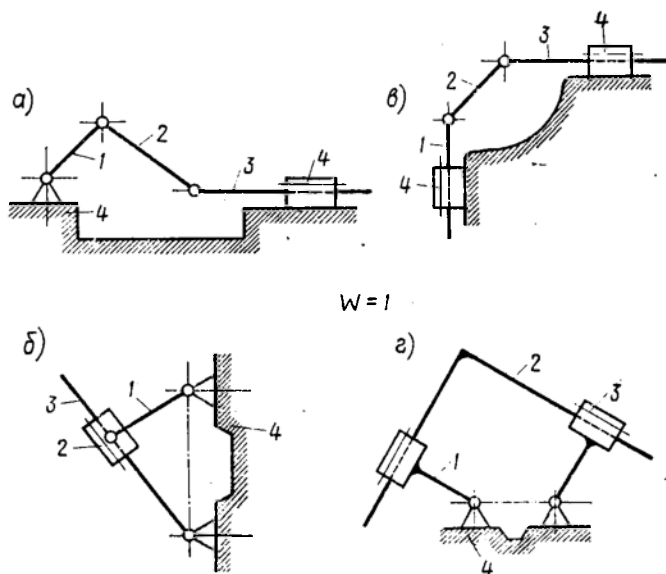


Рис. 3-8

некоторые пары вращения заменены поступательными. Легко убедиться, что во всех этих случаях $W = 1$.

На рис. 3-9 представлена трехзвенная кинематическая цепь с одними поступательными парами. В этом случае по формуле (3.1) при $\gamma = 0$

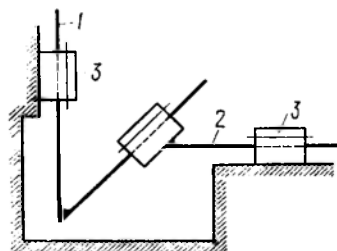


Рис. 3-9

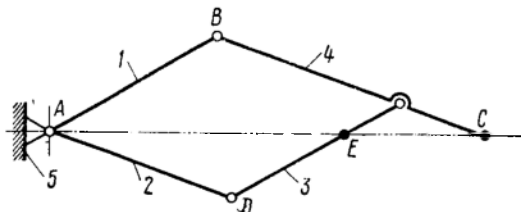


Рис. 3-10

получаем $W = 0$, что неверно, так как опытным путем легко установить, что цепь имеет одну степень свободы. Ошибка объясняется тем, что в данном случае одно из уравнений связи является следствием других. Действительно, в паре 31 имеем условие $\varphi_1 = \varphi_3$. Соответственно в паре 32 — $\varphi_2 = \varphi_3$, а в паре 12 — $\varphi_1 = \varphi_2$. Очевидно, что последнее соотношение является следствием двух предыдущих. Связи,

являющиеся следствием других связей, называют *лишними*. Их не следует учитывать при определении W ; поэтому в формулу (3.1) введен поправочный член γ , означающий число лишних, или *пассивных*, связей. Заметим, что далеко не всегда бывает также легко обнаружить пассивные связи, как это удалось в рассмотренном примере.

На рис. 3-10 изображен механизм *пантографа*, используемый для перечерчивания плоских кривых в увеличенном масштабе. При определении W нужно помнить, что в точке A совмещено две кинематические пары вращения 12 и 25 (или 15 и 25). Тогда $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2$. Это и позволяет точке E двигаться вдоль произвольной плоской кривой, положение каждой точки которой задают две независимые координаты. Вследствие подобия треугольников ABC и ADE точка C воспроизводит координаты точки E с постоянным увеличением (масштаб равен $AB : DE$). Легко видеть, что пантограф действительно имеет две степени свободы. Например, его можно повернуть как жесткое тело вокруг шарнира A и затем растянуть по направлению AC .

На рис. 3-11 показаны примеры кинематических цепей с одной высшей парой, имеющие одну степень свободы. Наименьшее число звеньев в этом случае три. На рис. 3-11, *а* показана схема кулачкового механизма с тарельчатым толкателем, на рис. 3-11, *б* — зацепление двух кулачков. Линия NN изображает общую нормаль соприкасающихся поверхностей высшей пары в точке касания.

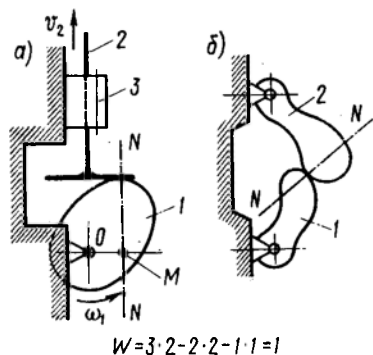


Рис. 3-11

Таким образом, структурный анализ кинематической цепи дает возможность определить число ее степеней свободы, а в отношении звеньев, примыкающих к стойке, с помощью пизших пар — и вид их движения. Так, например, на рис. 3-11, *а* видно, что звено 2 может двигаться только поступательно, а звено 1 — только вращательно. В то же время оба звена 1 и 2 на рис. 3-11, *б* могут только вращаться. Таким образом, трехзвенные механизмы непригодны для осуществления движения рабочего органа по сложной траектории. Напротив, среднее звено 2 четырехзвенного механизма на рис. 3-7, *г* имеет сложное движение — результат сложения вращательного и поступательного движений, и различные точки этого звена движутся по разным траекториям, имеющим переменную кривизну.

Следует заметить, что движение рабочего органа по сложной траектории может быть осуществлено и путем суммирования переносного и относительного движений, совершающихся по различным простым траекториям, если только скорости этих движений надлежащим образом согласованы. Именно так ведется обточка фасонных поверхностей на токарном станке, когда движение резца является результатом суммирования движений подачи и хода суппорта.

§ 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Целью кинематического анализа является определение положений, скоростей и ускорений рабочего звена, а иногда и всех промежуточных звеньев в зависимости от положения и скорости ведущего звена. Эта задача решается средствами одной кинематики только для кинематических цепей с одной степенью свободы, так как только у таких цепей положение ведущего звена определяет положение любого другого независимо от величины приложенных сил. Ниже для простоты ограничимся плоскими механизмами с низшими парами, имеющими $W = 1$.

Передающая функция. Итак, первая наша задача состоит в отыскании функции $\varphi_m = \varphi_m(\varphi_1)$, *передаточной функции* кинематической цепи или *уравнения связи*. Здесь индексом 1 отмечено ведущее звено, а индексом m — звено номер m .

В тех случаях когда кинематическое исследование может быть выполнено аналитически, для определения φ_m на структурной схеме

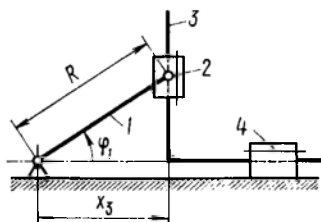


Рис. 3-12

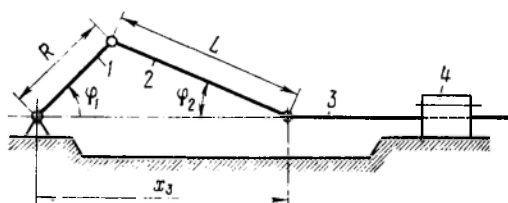


Рис. 3-13

следует нанести все те линейные и угловые размеры, которые влияют на относительное положение звеньев. Например, в случае кинематических цепей, изображенных на рис. 3-7 и 3-8, необходимо указать расстояния между центрами всех шарниров, т. е. длину стержней, изображающих соответствующие звенья. По этой причине механизмы, имеющие цепи согласно рис. 3-7 и 3-8, иногда называют *стержневыми*.

Часто аналитическое решение оказывается слишком громоздким и $\varphi_m = \varphi_m(\varphi_1)$ легче, хотя и менее точно, может быть найдено графически. Для этого схема механизма должна быть вычерчена в масштабе для ряда последовательных положений ведущего звена. Это позволяет графически найти соответствующие положения ведомого звена и тем определить вид передаточной функции.

Схемы, имеющие достаточно данных для построения передаточной функции, называют *кинематическими*. С их помощью выполняется кинематический анализ цепи.

На рис. 3-12 представлена кинематическая схема *синусного* механизма. Здесь ведущий *кривошип* 1 определяет положение поступательно движущейся *кулисы* 3. Выражение передаточной функции может быть составлено сразу:

$$x_3 = R \cos \varphi_1, \quad (3.2)$$

откуда понятен смысл названия механизма.

На рис. 3-13 представлена кинематическая схема *кривошипно-ползунного* механизма. Ведущим звеном является кривошип 1, ведомым — ползун 3. Проектируя треугольник, образованный отрезками R , L , x_3 один раз на горизонталь, другой — на вертикаль, получим

$$x_3 - R \cos \varphi_1 = L \cos \varphi_2, \quad R \sin \varphi_1 = L \sin \varphi_2.$$

Исключая φ_2 , найдем

$$x_3 = R \cos \varphi_1 + L \sqrt{1 - \left(\frac{R \sin \varphi_1}{L}\right)^2}. \quad (3.3)$$

С уменьшением отношения R/L переменная часть во втором слагаемом уменьшается и вид функции (3.3) приближается к (3.2).

На рис. 3-14, а представлена схема *шарнирного четырехзвенника*. Передаточная функция $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ графически строится так. Для выбранного значения φ_1 из центра B проводят дугу радиусом L_2 . Вторую дугу радиусом L_3 ведут из центра D . Их пересечение определяет точку C , следовательно, положение звена 3 и угол φ_3 . Выполняя такое построение для ряда последовательных значений координаты φ_1 , можно найти ряд соответствующих значений координаты φ_3 . Полученную таким путем зависимость $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ изображают в масштабе в виде графика (рис. 3-14, б).

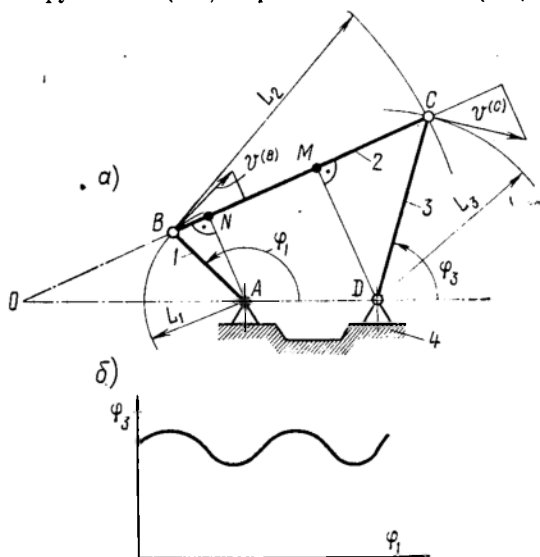


Рис. 3-14

В рассмотренных примерах после полного оборота ведущего кривошипа все звенья кинематической цепи возвращаются в исходное положение. Поэтому, очевидно, функция $\varphi_m = \varphi_m(\varphi_1)$ имеет период 2π . Это свойство периодичности присуще всем механизмам, у которых ведущее звено делает полный оборот или колеблется между заданными крайними положениями. В общем случае период равен k оборотам ведущего кривошипа, так что

$$\varphi_m(\varphi_1 + 2\pi k) = \varphi_m(\varphi_1). \quad (3.4)$$

Передаточное отношение. Если закон движения ведущего звена $\varphi_1 = \varphi_1(\tau)$, т. е. зависимость φ_1 от времени τ , известен, а передаточная функция $\varphi_m = \varphi_m(\varphi_1)$ найдена, то скорость ведомого звена ω_m может быть получена по правилу дифференцирования сложных функций, а именно:

$$\omega_m = \frac{d\varphi_m}{d\varphi_1} \omega_1, \quad \text{где} \quad \omega_m = \frac{d\varphi_m}{d\tau}, \quad \omega_1 = \frac{d\varphi_1}{d\tau}.$$

Отношение скоростей ω_1/ω_m называется передаточным отношением между первым и m -м звеньями и обозначается i_{1m} . Пользуясь предыдущим равенством, получим

$$i_{1m} = \frac{\omega_1}{\omega_m} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_m} = \frac{1}{\frac{d\varphi_m}{d\varphi_1}}. \quad (3.5)$$

Так как в общем случае производная $\frac{d\varphi_m}{d\varphi_1}$ есть функция от φ_1 , то и передаточное отношение $i_{1m} = i_{1m}(\varphi_1)$ есть или функция от φ_1 , или постоянная величина. Например, в случае синусного механизма, так как $v_3 = \frac{dx_3}{dt}$, имеем

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{v_3} = 1 : \frac{dx_3}{d\varphi_1} = \frac{-1}{R \sin \varphi_1}.$$

Из последнего выражения видно, что в общем случае передаточное отношение есть величина размерная. Оно оказывается безразмерной величиной лишь тогда, когда обе скорости, образующие дробь (3.5), имеют одинаковую размерность. Например: ω_1 и ω_m или v_1 и v_m .

Возвращаясь снова к синусному механизму, замечаем, что при $\varphi_1 = k\pi$ величина i_{13} обращается в бесконечность. Если закон движения кривошипа $\varphi_1 = \omega_1 t$, где $\omega_1 = \text{const}$, то в положениях, когда $\varphi_1 = k\pi$, $\omega_1 : v_3 = i_{13} = \infty$ и величина $v_3 = 0$. Из рис. 3-12 видно, что при этом кулиса 3 находится или в крайнем правом, или в левом положении, где, очевидно, ее мгновенная скорость равна нулю, так как меняется направление движения. В дальнейшем узнаем, что когда движущим звеном является кулиса 3, механизм не может начать свое движение из таких крайних положений, в которых передаточное отношение $i_{31} = 1/i_{13}$ становится равным нулю. Такие положения механизма, из которых он не может начать свое движение, называют *мертвыми*. Движение, которое совершает кулиса 3, называется *возвратно-поступательным*.

О п р е д е л е н и е с к о р о с т е й. Если передаточная функция найдена и закон движения ведущего звена задан, то путем последовательных дифференцирований можно найти скорость и ускорение любого звена. Однако во многих случаях определение промежуточных положений механизма не представляет интереса и целью кинематического анализа является только определение скоростей и ускорений. Так как определение передаточной функции часто является делом трудоемким, желательно уметь находить функции $i_{1m} = i_{1m}(\varphi_1)$ непосредственно, без дифференцирования передаточной функции.

Покажем на примере плоских кинематических цепей, как это можно сделать. Для этого рассмотрим шарнирный четырехзвенник, который изображен на рис. 3-14. Очевидно, скорость центра шарнира B (т. е. центра пары вращения) есть $v^B = \omega_1 \cdot AB$, а скорость центра шарнира C есть $v^{(C)} = \omega_3 \cdot DC$. Так как точки B и C связаны жестким звеном 2, расстояния между ними не может меняться и, следовательно, проекции скоростей $v^{(B)}$ и $v^{(C)}$ на ось шатуна 2 должны

быть равны друг другу. Легко понять, что эти проекции есть $\omega_1 \cdot AN$ и $\omega_3 \cdot DM$ соответственно. Таким образом, $\omega_1/\omega_3 = DM/AN$ или из подобия треугольников ANO и DMO :

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{OD}{OA}. \quad (3.6)$$

Итак, видим, что скорости ω_1 и ω_3 обратно пропорциональны расстояниям шарниров A и D от полюса O . Полюсом O названа точка пересечения оси шатуна 2 с линией центров AD , которая является мгновенным центром поворота звена 3 при его движении относительно звена 1, как это пояснено ниже.

Если произвольно выбрать на твердом теле точку A , то его плоское движение можно представить как сумму поступательного движения со скоростью точки A , т. е. v_A , и вращательного вокруг точки A (так как в твердом теле расстояние между любыми двумя его точками неизменно). Тогда скорость любой другой точки B есть векторная сумма переносной скорости v_A и относительной $v_{BA} = \omega \cdot AB$, где ω — угловая скорость, а AB — расстояние между точками B и A , или радиус окружности, по которой движется точка B относительно точки A ($v_{BA} \perp AB$). Можно, в частности, выбрать точку A так, чтобы $v_A = 0$. В этом случае она называется *мгновенным центром* (полюсом) *поворота* и движение тела в данный момент есть вращение вокруг этой неподвижной точки. В следующий момент мгновенный центр поворота уже не будет совпадать с данной точкой твердого тела и переместится в другую его точку. Если известны направления скоростей v_A , v_B каких-либо двух точек тела A и B , то мгновенный центр поворота O , очевидно, лежит в пересечении перпендикуляров, проведенных из A и B к направлениям v_A и v_B .

Этим можно воспользоваться для определения передаточного отношения. Например, для шарнирного четырехзвенника, изображенного на рис. 3-14, передаточное отношение ω_1/ω_3 может быть найдено путем следующих рассуждений. Рассмотрим движение звена 3 относительно звена 1. Для этого положим, что звено 1 есть стойка. Тогда звенья 2 и 4 будут вращаться вокруг центров шарниров A и B , а центры шарниров C и D будут двигаться по круговым траекториям, имеющим центры в B и A . Следовательно, векторы скоростей центров шарниров C и D будут перпендикулярны к осям стержней 2 и 4. Так как эти скорости по свойству пары вращения есть также скорости соответственных точек звена 3, то его мгновенный центр поворота в движении относительно звена 1 будет лежать в пересечении осей звеньев 2 и 4, т. е. в точке O ($BC \perp \vec{v}_{CB}$, $AD \perp \vec{v}_{DA}$).

Вернемся теперь к тому движению, при котором звено 4 является стойкой. Скорость точки O , рассматриваемой как точка тела 1, равна $\omega_1 \cdot OA$ и перпендикулярна к OA . Скорость той же точки O , принадлежащей телу 3, равна $\omega_3 \cdot OD$ и перпендикулярна к OD . Но O является мгновенным центром поворота звена 3 в его движении относительно звена 1. Когда рассматривается это относительное движение, звено 1 считается неподвижным. Неподвижна, следовательно, и точка O , принадлежащая звену 3 при его движении относительно звена 1.

Это означает, что в движении, при котором стойкой является звено 4, скорости точки O , рассматриваемой один раз как точка звена 1 и другой раз как точка звена 3, должны быть одинаковыми по величине и направлению, т. е. $OA \cdot \omega_1 = OD \cdot \omega_3$, откуда и следует равенство (3.6).

Когда шатун занимает такое положение, что точка O совпадает с точкой A , передаточное отношение становится равным $i_{13} = \infty$. Это (как было видно на примере синусного механизма) указывает, что ведомое звено находится в крайнем положении, где его скорость меняет свой знак. Чтобы найти крайние положения шарнира C , на окружности радиуса L_3 (рис. 3.15), по которой он движется, следует

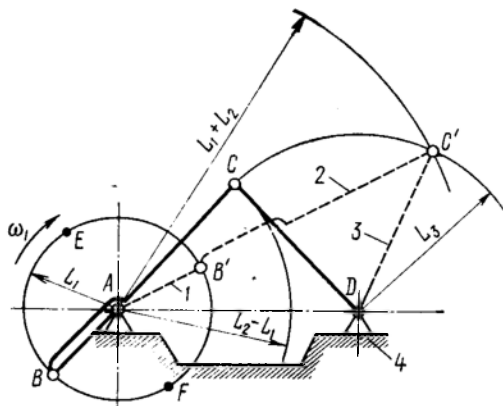


Рис. 3-15

сделать две засечки из центра A : одну радиусом $L_1 + L_2$, другую радиусом $L_2 - L_1$.

В рассмотренном примере звено 3 совершает колебательное движение, в то время как звено 1 делает полный оборот. Качающееся звено называют *коромыслом*, а делающее полный оборот — *кривошипом*. Звено 2, как уже указывалось, имеет сложное движение и называется *шатунном*.

Меняя соотношение длин стержней, образующих шарнирный четырехзвенник, можно добиться того, что оба рычага будут делать полный

оборот (двухкривошипный механизм) или, напротив, только покачиваться (двухкоромысловый). Таким образом, видим, что механизмы с одной структурной схемой могут обладать резко различающимися кинематическими свойствами, что обнаруживается только при анализе кинематической схемы.

Если в рассмотренном выше кривошипно-коромысловом механизме (см. рис. 3-15) кривошип вращается равномерно, то прямое и обратное качание коромысла происходит с различной средней скоростью. Время движения коромысла от C к C' равно времени перемещения шарнира B в положение B' . Время возвратного движения из C' в C равно времени движения из B' в B . А так как кривошип вращается равномерно, то отношение длины дуг BEB' и $B'FB$ равно отношению соответствующих отрезков времени. Поэтому коэффициент увеличения средней скорости k_{yb} , равный отношению большей средней скорости качания к меньшей, будет

$$k_{yb} = \frac{BEB'}{B'FB}. \quad (3.7)$$

Такая неравномерность прямого и обратного ходов бывает полезна для увеличения производительности некоторых рабочих машин.

где прямой ход используется для выполнения необходимой работы, а обратный является *холостым* и может быть более быстрым. На рис. 3-16 показаны некоторые технические применения шарнирного четырехзвенника: *а* — механизм тестомешалки, *б* — механизм щековой камнедробилки и *в* — ножной привод швейной машины.

Выше было получено выражение передаточного отношения шарнирного четырехзвенника, исходя из очевидных зависимостей. Покажем, что соотношения между скоростями соседних звеньев вытекают из соотношений между их координатами, установленных уравнениями связи. Например, пара вращения накладывает связь, выраженную

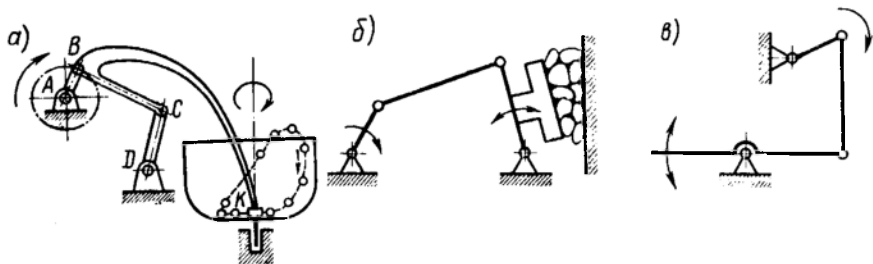


Рис. 3-16

уравнениями: $x_k^{(A)} = x_{k+1}^{(A)}$; $y_k^{(A)} = y_{k+1}^{(A)}$, где верхний индекс (A) указывает, что имеется в виду координата оси вращения шарнира A . Дифференцируя уравнения связи, получим

$$\dot{x}_k^{(A)} = \dot{x}_{k+1}^{(A)}, \quad \dot{y}_k^{(A)} = \dot{y}_{k+1}^{(A)}.$$

Так как каждый из компонентов скорости $v_k^{(A)}$ равен соответствующему компоненту скорости $v_{k+1}^{(A)}$, то равны и сами векторы скоростей:

$$v_k^{(A)} = v_{k+1}^{(A)}. \quad (3.8)$$

(Мы уже пользовались этим равенством при анализе шарнирного четырехзвенника.)

В случае высшей пары соотношение между скоростями будет

$$v_{N,k} = v_{N,k+1}, \quad (3.9)$$

где индексом N обозначена составляющая полной скорости v , направленная по общей нормали соприкасающихся поверхностей соседних звеньев. Это соотношение имеет общий характер. Оно необходимо, так как в противном случае в момент касания происходило бы или взаимное внедрение, или разъединение соприкасающихся поверхностей, чего при сохранении силового замыкания в случае идеально твердых тел быть не может. Из соотношения (3.9) могут быть получены все уравнения связи между скоростями, накладываемые различными кинематическими парами.

Например, в случае шарнира, применяя соотношение (3.9) к двум взаимно перпендикулярным направлениям x и y , получим равен-

ства (3.8). В случае поступательной пары (рис. 3-17), применяя (3.9) к двум симметричным точкам M_1 и M_2 пары 12, будем иметь

$$v_{N,k}^{(M_1)} = v_{N,k+1}^{(M_1)}, \quad v_{N,k}^{(M_2)} = v_{N,k+1}^{(M_2)},$$

откуда следует:

$$\left. \begin{aligned} v_{N,k}^{(M_0)} &= \frac{v_{N,k}^{(M_1)} + v_{N,k}^{(M_2)}}{2} = \frac{v_{N,k+1}^{(M_1)} + v_{N,k+1}^{(M_2)}}{2} = v_{N,k+1}^{(M_0)}; \\ \omega_k &= \frac{v_{N,k}^{(M_1)} - v_{N,k}^{(M_2)}}{l} = \frac{v_{N,k+1}^{(M_1)} - v_{N,k+1}^{(M_2)}}{l} = \omega_{k+1}. \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Эти равенства можно получить и непосредственным дифференцированием соответствующих уравнений связи. Обратно, путем интегрирования соотношений (3.8), (3.9), (3.10) могут быть получены уравнения связи между соответствующими координатами.

Определение ускорений. Соотношение между ускорениями для вращательной пары находим дифференцированием соотношения (3.8). Получаем

$$\omega_k^{(A)} = \omega_{k+1}^{(A)}. \quad (3.11)$$

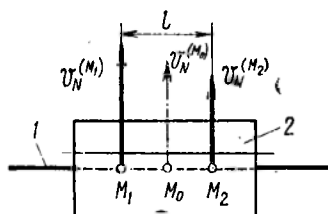


Рис. 3-17

Соотношение между ускорениями соприкасающихся точек поверхностей касания в поступательной паре имеет более сложный характер и выражается формулой

$$\omega_{N2} = \omega_{N1} + 2v_{21} \cdot \omega_{21}, \quad (3.12)$$

где v_{21} — скорость звена 2 относительно звена 1, т. е. скорость скольжения, а $\omega_{21} = \omega_2 - \omega_1$ — общая угловая скорость связанных поступательной парой звеньев. Индекс N означает, что равенство составлено для компонента ускорения, нормального к скорости скольжения.

Перед вторым слагаемым в формуле (3.12) берется знак плюс, если направление нормального к поверхности соприкосновения компонента линейной скорости звена 1 совпадает с направлением ускорения ω_{N1} и если в результате скольжения звена 2 по звену 1 скорость звена 2, нормальная к поверхности соприкосновения, увеличивается.

Ускорение любой точки B твердого тела можно найти, представляя движение тела как сумму поступательного движения вместе с некоторой произвольно выбранной его точкой A и вращательного движения вокруг точки A . Тогда ускорение любой точки B есть сумма трех векторов: ускорения ω_A — точки A ; тангенциального ускорения $\varepsilon \cdot AB$, где ε — угловое ускорение, направление вектора $\varepsilon \cdot AB$ перпендикулярно к AB , и центростремительного ускорения, появляющегося при движении по криволинейной траектории, равного $\omega^2 \cdot AB$, где ω — угловая скорость звена, направление вектора $\omega^2 \cdot AB$ совпадает с отрезком AB .

Для лучшего уяснения описанных приемов рассмотрим несколько примеров кинематического анализа.

Кинематика кривошипно-ползунного механизма. Пусть кривошип 1 (рис. 3-18) вращается с постоянной скоростью ω_1 . Тогда линейная скорость центра шарнира B , равная $v^{(B)} = \omega_1 R$, направлена под углом $\pi/2$ к оси кривошипа. На основании равенства (3.8) она является в то же время скоростью точки B шатуна 2. Так как звено 4 неподвижно, скорость v_N для поступательной пары 34 равна нулю. Поэтому полная скорость $v^{(C)}$ ползуна 3 направлена параллельно оси x . Эта скорость в то же время является полной

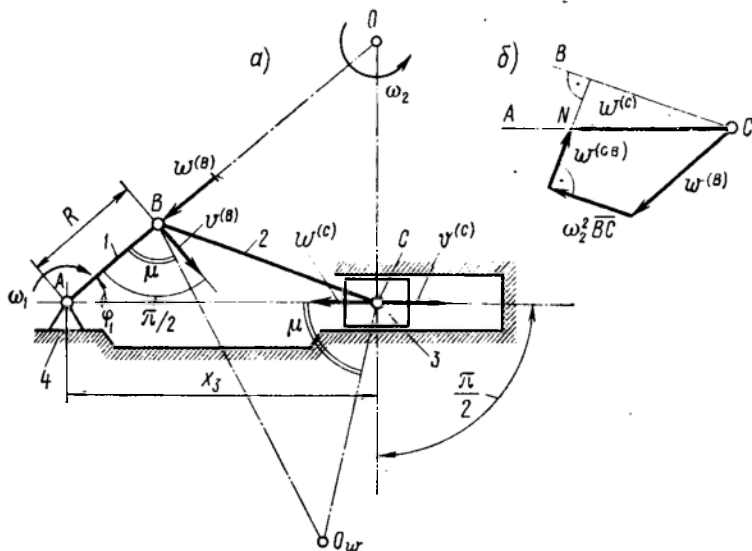


Рис. 3-18

скоростью точки C , принадлежащей шатуну 2. Зная направления скоростей $v^{(B)}$, $v^{(C)}$, найдем положение мгновенного полюса поворота шатуна 2 в точке O на пересечении оси AB с перпендикуляром к оси x , проведенным из точки C . При этом мгновенная скорость равна $\omega_2 = v^{(B)}/BO$. Тогда

$$v_3 = v^{(C)} = \omega_2 OC = \frac{v^{(B)} \cdot OC}{OB} = \frac{\omega_1 R \cdot OC}{OB},$$

откуда

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{v_3} = \frac{OB}{OC} \frac{1}{R}. \quad (3.13)$$

Тот же результат можно было получить и приравняв проекции скоростей $v^{(B)}$ и $v^{(C)}$ на ось шатуна BC . При $\varphi_1 = \pi/2$ отрезок $OC = 0$ и $i_{13} = \infty$ (ползун находится в своих крайних положениях).

Чтобы найти ускорение $\omega^{(C)}$ точки C и угловое ускорение $\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt}$, заметим, что центростремительное ускорение $\omega^{(B)}$ точки B ,

равномерно движущейся по круговой траектории, направлено по линии AB и равно $\omega^{(B)} = R\omega^2$ (рис. 3-18, а). Так как звено 4 неподвижно, то ускорение $\omega_N^{(C)} = 0$ и полное ускорение $\omega^{(C)}$ точки C звена 2 направлено параллельно оси x .

Из предыдущего уже известно, что мгновенная угловая скорость $\omega_2 = \frac{v^{(B)}}{OB} = \omega_1 \frac{R}{OB}$. Чтобы найти мгновенное угловое ускорение ε_2 , обратимся к рис. 3-18, б. Ускорение точки C можно представить как векторную сумму трех ускорений: известного ускорения точки B — $\omega^{(B)}$, известного центростремительного ускорения при движении точки C относительно точки B , равного $\omega_2^2 \cdot BC$ и направленного по линии BC , и тангенциального ускорения $\omega^{(CB)}$ при движении точки C относительно B , направленного нормально к BC . Величина этого, последнего ускорения пока неизвестна. Для решения задачи воспользуемся векторным многоугольником (рис. 3-18, б).

Направление ускорения $\omega^{(C)}$ точки C известно — оно совпадает с осью AC . Величина $\omega^{(C)}$ равна длине отрезка CN , так как $\omega^{(C)}$ есть векторная сумма остальных трех ускорений. Точка N находится на пересечении линии AC с перпендикуляром к линии BC , опущенным из конца вектора $\omega_2^2 \cdot BC$. Эта же точка N определяет длину вектора $\omega^{(CB)}$ (см. рис. 3-18, б). Следовательно, мгновенное угловое ускорение $\varepsilon_2 = \omega^{(CB)} / BC$.

Если мысленно связать с шатуном 2 неограниченную плоскость, то на ней можно указать точку O_ω , называемую *мгновенным центром ускорений*, где ускорение равно нулю. Эта точка находится на пересечении лучей BO_ω и CO_ω , проведенных из центров шарниров B и C под углом $\mu = \arctg \frac{\varepsilon_2}{\omega_2}$ к векторам $\omega^{(B)}$ и $\omega^{(C)}$ соответственно. Разумеется, величина угла μ все время меняется по мере изменения угла поворота кривошипа AB .

Из рисунка, в частности, видно, что в момент, когда AB и BC образуют угол, равный углу μ , точка O_ω совместится с C и линейное ускорение ползуна станет равно нулю. Этому положению механизма соответствует, следовательно, максимум скорости ползуна $v^{(C)}$. Наоборот, в крайних положениях ползуна его ускорение имеет наибольшую величину и равно по направлению и величине сумме центростремительных ускорений $\omega^{(B)}$ и $\omega_2^2 \cdot BC$.

С помощью соотношения (3.13) нетрудно построить график, изображающий зависимость передаточного отношения i_{13} кривошипно-ползунного механизма от угла поворота кривошипа φ_1 . Но так как при этом получаются бесконечно удаленные точки, удобнее строить график для обратного передаточного отношения

$$i_{31} = \frac{v_3}{\omega_1} = \frac{R \cdot OC}{OB} \quad (3.14)$$

Его примерный вид представлен на рис. 3-19. При равномерном вращении кривошипа ординаты графика в некотором масштабе изображают поступательную скорость ползуна. Таким же образом может быть представлен результат анализа ускорений.

Кривошипно-ползунный механизм находит очень широкое применение в двигателях внутреннего сгорания, насосах и гидropередачах. Кроме того, в ковочных машинах применяются асимметричный кривошипно-ползунный механизм (у которого направление перемещения ползуна не проходит через ось вращения (кривошипа), что позволяет увеличивать скорость нерабочего хода.

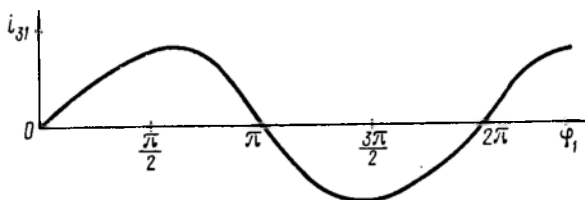


Рис. 3-19

Кинематика кулисного механизма. Перейдем к изучению кинематики кулисного механизма. На рис. 3-20 показан механизм с качающейся кулисой в момент, когда кулиса занимает свое крайнее левое положение. Если бы радиус кривошипа r был больше межцентрового расстояния A , то кулиса при полном обороте кривошипа также делала бы полный оборот. Такая кулиса была бы *вращающейся*. Согласно рис. 3-20 коэффициент увеличения средней скорости равен отношению дуги CEC' к $C'FC$.

Размах качания кулисы определяется дугой DD' или пределами изменения угла φ_3 .

На рис. 3-21, *а* видно, что при произвольном положении кулисы должно иметь место равенство проекции полной скорости $v^{(C)}$ шарнира C на нормаль NN к поверхности скольжения ползуна 2 по кулисе 3 и окружной скорости соответствующей точки кулисы, т. е. $v_N^{(C)} = \omega_3 \cdot CB$. Но так как $v_N^{(C)} = \omega_1 \cdot ON$, то

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{CB}{ON} = \frac{CB}{CM}, \quad (3.15)$$

где CM — проекция кривошипа OC на CB , равная ON .

Отсюда ясно, что в момент, когда кривошип перпендикулярен к CB , передаточное отношение $i_{13} = \infty$, что соответствует крайнему положению кулисы BD (см. рис. 3-20). Пользуясь формулой (3.15), нетрудно найти зависимость $i_{13} = i_{13}(\varphi_1)$ или $i_{31} = i_{31}(\varphi_1)$ и представить ее в виде графика.

Для определения ускорения ε_3 обратимся к рис. 3-21, *б*. При заданном законе движения $\varphi_1 = \varphi_1(\tau)$ ускорение $\omega^{(C)}$ известно. В частности, при $\omega_1 = \text{const}$ $\omega^{(C)} = \omega_1^2 \cdot OC$. Согласно формуле (3.12)

$$\omega_{N2}^{(C)} = \omega_{N3}^{(C)} + 2\sigma_{23}^{(C)}\omega_3, \quad (a)$$

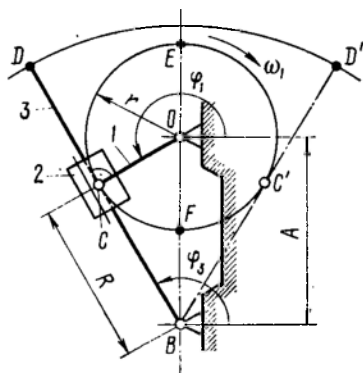


Рис. 3-20

где скорость скольжения $v_{23}^{(C)} = \omega_1 \cdot OM$, компонент $\omega_{N2}^{(C)} = \omega^{(C)} \frac{OM}{OC}$ (из подобия векторного треугольника треугольнику OCM), а $\omega_{N3}^{(C)} = \epsilon_3 \cdot BC$.

Поэтому, подставляя в соотношение (а) эти величины, найдем

$$\omega^{(C)} \frac{OM}{OC} = \epsilon_3 \cdot BC + 2\omega_1 \cdot OM \cdot \omega_3.$$

Наконец, принимая во внимание, что $\omega^{(C)} = \omega_1^* \cdot OC$, а согласно (3.15) $\omega_3 = \omega_1 \frac{CM}{BC}$, получим

$$OC \cdot \omega_1^* \cdot \frac{OM}{OC} = \epsilon_3 \cdot BC + 2\omega_1^* \cdot OM \cdot \frac{CM}{BC}.$$

Или окончательно

$$\epsilon_3 = \omega_1^* \frac{OM}{BC} \left(1 - 2 \frac{CM}{BC} \right). \quad (3.16)$$

Из этого выражения, в частности, видно, что в крайнем положении кулисы 3 (см. рис. 3-20) $\epsilon_3 = \omega_1^* r : \sqrt{A^2 - r^2}$, а в среднем поло-

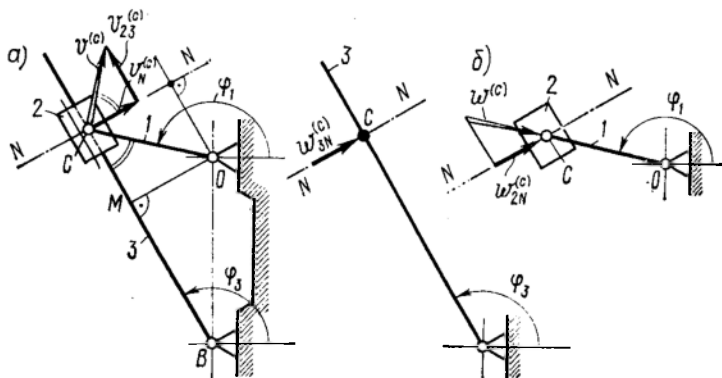


Рис. 3-21

жении $\epsilon_3 = 0$. Таким образом, в крайнем положении кулисы ускорение ϵ_3 имеет максимальное значение, а в среднем максимальную величину имеет ее скорость ω_3 .

Кулисный механизм часто применяется в технике, например в кинематической цепи строгального станка.

Таким же образом исследуется кинематика кинематических цепей с высшими парами. Например, для кулачкового механизма с тарельчатым толкателем (см. рис. 3-11, а) имеем $v_{N1} = v_2 = \omega_1 \cdot OM$, откуда $i_{12} = \frac{\omega_1}{v_2} = \frac{1}{OM}$. Если при некотором значении угла поворота кулачка l плечо $OM = 0$, то $i_{12} = \infty$ и, следовательно, толкатель находится в своем крайнем (верхнем или нижнем) положении. Подробнее познакомимся с кулачковыми механизмами позже.

Параллельные кинематические цепи. Циклограмма. Современные механические машины имеют весьма

сложные разветвленные кинематические цепи. Однако в большинстве случаев они образуются путем параллельного или последовательного соединения простейших цепей, подобных уже рассмотренным, или тем, какие еще будут рассмотрены в дальнейшем. Параллельное соединение цепей позволяет синхронизировать работу нескольких рабочих звеньев. Так, например, на рис. 3-22 представлена структурная схема кривошипно-ползунного механизма и клапанного распределения одноцилиндрового дизеля. Здесь распределительный вал с кулачками 4 и 4' связан с главным кривошипным валом особой передачей, обеспечивающей $i_{14} = 2 = \text{const.}$

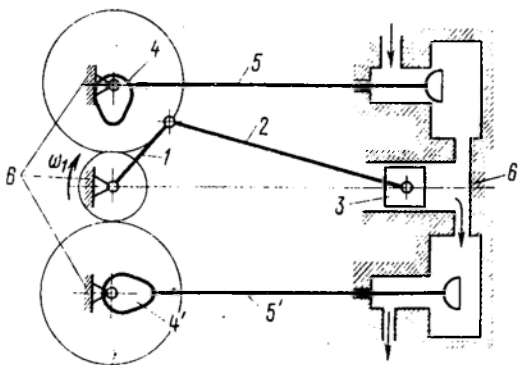


Рис. 3-22

Поэтому каждому положению главного вала соответствует вполне определенное положение клапанов 5 и 5', управляющих поступлением горючей смеси и продувкой цилиндра. Полный цикл совершается за два оборота главного кривошипа 1.

Схема, или таблица, в которой указано относительное положение разных рабочих органов машины в один и тот же момент времени на протяжении полного рабочего цикла, называется *циклограммой*. Для четырехтактного одноцилиндрового дизеля эта циклограмма с некоторыми упрощениями представлена в табл. 4.

Таблица 4

1. Рабочая операция	Сжатие	Рабочий ход	Продувка	Всасывание
2. Угол поворота главного кривошипа	0—180°	180—360°	360—540°	540—720°
3. Подъем впускного клапана	Закрыт	Закрыт	Закрыт	Открыт
4. Подъем выпускного клапана	Закрыт	Закрыт	Открыт	Закрыт

Параллельное соединение кинематической цепи клапанного распределения и главного кривошипного механизма обеспечивает осуществление этой циклограммы. Сказанное имеет большое значение для устройства рабочих машин, в частности машин-автоматов.

Последовательные кинематические цепи. На рис. 3-23 представлен пример последовательного соединения шарнирного четырехзвенника 1, 2, 3, 6 и кривошипно-ползунного меха-

низма 3, 4, 5, 6, используемого в кинематической схеме «грохота». Если при параллельном соединении цепь имеет две ветви с общим ведущим звеном, то в случае последовательного соединения ведомое звено первого механизма является ведущим звеном второго. Такое соединение служит для увеличения общего передаточного отношения или для изменения вида передаточной функции. Например, в кривошипно-ползунном механизме 3, 4, 5, 6, представленном на рис. 3-23, ведущее звено 3 совершает качательное движение при равномерном вращении главного кривошипа 1. Если имеется m последовательно соединенных механизмов с передаточными отношениями $i_{12}, i_{23}, \dots, i_{m-1, m}$ и т. д., то

$$\frac{\omega_1}{\omega_m} = \frac{\omega_1 \omega_2 \omega_3 \dots \omega_{m-1}}{\omega_2 \omega_3 \omega_4 \dots \omega_m} = i_{12} i_{23} i_{34} \dots i_{m-1, m},$$

откуда

$$i_{1m} = i_{12} i_{23} i_{34} \dots i_{m-1, m}. \quad (3.17)$$

Следовательно, *передаточное отношение группы последовательно соединенных механизмов равно произведению передаточных отношений отдельных механизмов, входящих в эту группу.*

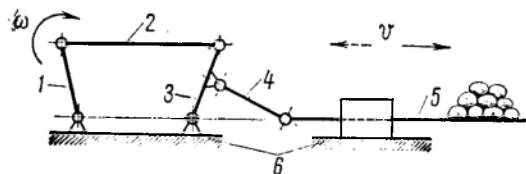


Рис. 3-23

Классификация механизмов по кинематическим признакам. Изучая в этой главе методы кинематического анализа, мы познакомились с рядом механизмов.

Теперь можно классифицировать простейшие механизмы по их кинематическим признакам: I — виду траекторий, по которым движутся точки ведущего и ведомого звеньев; II — закону движения.

По первому признаку механизмы подразделяются на преобразующие: 1) вращательное движение во вращательное; 2) вращательное в поступательное и обратно; 3) вращательное или поступательное в сложное.

По второму признаку механизмы подразделяются на преобразующие: 1) равномерное движение в равномерное же; 2) равномерное движение в неравномерное, или обратно, и 3) неравномерное в неравномерное.

Наибольшее применение в технике имеют механизмы пп. 1 и 2 обоих признаков.

Механизмы, у которых передаточное отношение постоянно, а ведомое и ведущее звенья имеют вращательное или поступательное движение (механизмы I группы, п. 1), обычно называют *передачами*.

Наконец, особую группу образуют кинематические цепи, используемые для исполнения функций низших кинематических пар. В частности, кинематические пары с промежуточными телами качения. Эти устройства не преобразуют движения ведущего звена в движение ведомого, а только накладывают дополнительные связи на движение звеньев механизма.

ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ

§ 1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЗВЕНЬЯ МЕХАНИЗМА

Основные задачи динамического исследования механизма состоят в отыскании закона движения его ведущего звена $\varphi_1(\tau) = ?$ и последующем (при необходимости) определении давлений на поверхностях соприкосновения соседних звеньев. Кроме того, в этом разделе обычно рассматриваются вопросы уравнивания сил инерции и вопросы неравномерности установившегося движения. Этой последней группы вопросов коснемся лишь совсем вскользь.

С механической точки зрения действие соседних звеньев на каждое рассматриваемое звено, а также действие на него тел, не входящих в состав кинематической цепи данного механизма, изображается силами и моментами. Это могут быть *объемные силы*, такие, как сила тяжести, силы электрического или магнитного полей, и *поверхностные силы*. Примерами последних являются гидродинамическое давление и силы трения жидкостей и газов о поверхность твердого тела, а также *поверхностные нормальные давления* и силы трения, распределенные по поверхностям соприкосновения твердых тел — звеньев.

Кулоновы силы трения. Рассмотрим подробнее те силы, которые появляются на поверхностях соприкосновения звеньев, образующих кинематические пары. На рис. 4-1 представлена высшая кинематическая пара скольжения с точечным контактом. Такая пара входит в кинематическую цепь кулачкового механизма с тарельчатым толкателем. На рисунке NN — общая нормаль в точке касания; скорость скольжения первого звена по второму v_{12} направлена по общей касательной. Сила действия второго звена на первое P_{21} наклонена под углом трения ρ_c к нормали NN . Величину тангенциального (касательного) компонента $P_{21}^{(F)}$ силы P_{21} принято связывать с нормальным компонентом $P_{21}^{(N)}$ соотношением

$$P_{21}^{(F)} = f_c P_{21}^{(N)}, \quad (4.1)$$

где f_c — коэффициент трения скольжения.

При малой скорости скольжения в первом приближении f_c — величина постоянная.

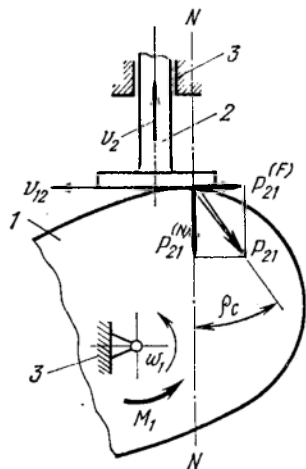


Рис. 4-1

Углом трения ρ_c называется угол наклона вектора силы P_{21} к нормали NN , определяемый равенством

$$\rho_c = \arctg f_c. \quad (4.2)$$

Если относительное движение звеньев 1 и 2 таково (рис. 4-2), что в точке касания C скольжение отсутствует, т. е. если она является мгновенным центром поворота звена 2, движущегося относительно звена 1, то вектор давления первого звена на второе P_{21} также наклонен по отношению к нормали NN под некоторым углом ρ . Однако величина этого угла может быть различной. Чтобы определить обе составляющие $P_{21}^{(F)}$ и $P_{21}^{(N)}$ силы P_{21} , точку C следует рассматривать как ось шарнира и искать составляющие как силы реакций в этом шарнире. Такое положение возможно до тех пор, пока абсолютная величина угла ρ будет оставаться меньше некоторой предельной величины ρ_0 , после чего в точке C возникнет скольжение и она уже не сможет играть роль мгновенного полюса поворота. Предельное значение угла трения называют *углом трения покоя*, а соответствующий коэффициент трения $f_0 = \tg \rho_0$ — *коэффициентом трения покоя*.

На рис. 4-3, а изображена поступательная пара. Давление распределено по ее поверхности равномерно только в том случае, если ползун 1 не нагружен моментом. При наличии момента M_{21} эпюра давлений будет трапециевидальной. Вектор давления p_{12} всюду наклонен

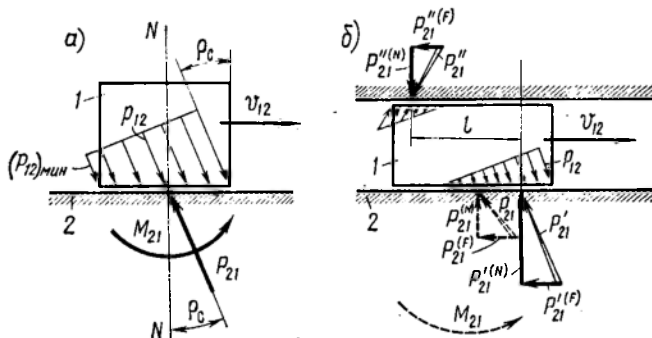


Рис. 4-3

к нормали NN под одним и тем же углом трения ρ_c . Действие распределенных давлений p_{12} может быть заменено действием их равнодействующей P_{12} и пары M_{12} (на рисунке показаны P_{21} и M_{21} , уравновешивающие эпюру p_{12}).

Так как

$$P_{12}^{(N)} = \int_0^l p_{12}^{(N)} dl, \quad \text{а} \quad P_{12}^{(F)} = \int_0^l p_{12}^{(N)} \tg \rho_c dl,$$

то, пока $(p_{12})_{\min} > 0$ и $\rho_c = \text{const}$ для поступательной пары справедлива формула (4.1). Однако если момент так велик, что ползун должен опираться обеими плоскостями (рис. 4.3, б), то общая сила $P_{12}^{(F)}$ увеличивается вместе с увеличением момента M_{12} , передаваемого парой с одного звена на другое. В этом случае две силы — уравнивающие давлений, распределенных по двум плоскостям соприкосновения, в свою очередь приводятся к паре M_{21} и вектору P_{21} , равному разности векторов P'_{21} и P''_{21} , а $P_{21}^{(F)}$ представляет собой сумму сил трения, действующих на обеих поверхностях. Поэтому

$$P_{21}^{(F)} = f_c (P'_{21}^{(N)} + P''_{21}^{(N)}), \quad (4.3)$$

тогда как $P_{21}^{(N)} = P'_{21}^{(N)} - P''_{21}^{(N)}$. Таким образом, в этом случае формула (4.1) непосредственно не может быть применена к поступательной паре. В тех случаях, когда M_{21} велик, для уменьшения трения стремятся увеличивать длину ползуна.

На рис. 4-4 показана пара вращения. Здесь давление распределено по поверхности соприкосновения всегда неравномерно. Вектор давления p_{21} в простейшем случае наклонен всюду под одним и тем же углом к радиусу, проведенному в точку контакта. Поэтому в каждой точке поверхности можно разложить этот вектор на нормальную $p_{21}^{(N)}$ и тангенциальную $p_{21}^{(F)}$ составляющие, связанные соотношением $p_{21}^{(F)} = f_c p_{21}^{(N)}$.

Момент силы трения в паре вращения принято выражать как произведение силы трения $P_{21}^{(F)}$, распределенной по поверхности, на радиус $d/2$. Силу же трения $P_{21}^{(F)}$ по аналогии с поступательной парой вычисляют через силу P_{21} , нагружающую кинематическую пару, по формуле (4.1), т. е. полагают

$$M^{(F)} = M_{21} = f_n P_{21} d/2. \quad (4.4)$$

Нужно помнить, однако, что множитель f_n в этой формуле есть приведенный коэффициент трения, не равный физическому f_c , так как он зависит от конструкции пары вращения. Это легко понять, если принять во внимание, что

$$M_{21} = 2 \int_0^{\pi/2} f_c p_{21}^{(N)} l (d/2)^2 d\psi,$$

где l — длина образующей цилиндрической поверхности соприкосновения;

ψ — угловая координата элемента поверхности $l \cdot \frac{d}{2} \cdot d\psi$. С другой стороны, сила $P_{21} = 2 \int_0^{\pi/2} \cos \psi p_{12}^{(N)} l \frac{d}{2} d\psi$. Подставляя M_{21} и P_{21}

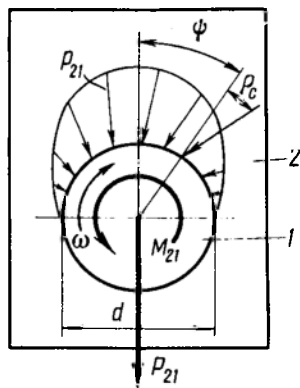


Рис. 4-4

в формулу (4.4), найдем

$$f_n = f_c \frac{\int_0^{\pi/2} p_{21}^{(N)} d\psi}{\int_0^{\pi/2} p_{21}^{(N)} \cos \psi d\psi}.$$

Следовательно, $f_n > f_c$. В частности, если $p_{21}^{(N)} = \cos \psi \cdot \text{const}$, то $f_n = \frac{4}{\pi} f_c$ (читателю предоставляется возможность самому выполнить вычисления).

Величина коэффициента трения скольжения f_c зависит от материала и состояния трущихся поверхностей, от величины давления $p^{(N)}$ и скорости скольжения. Но особенно сильное влияние на f_c оказывает присутствие смазки. Подробнее эти вопросы будут рассмотрены позднее.

В тех случаях, когда низшие пары конструктивно выполняют как пары с промежуточными телами качения, их сопротивление вычисляют по формулам (4.3) и (4.4), в которые вместо f_c и f_n подставляют другие множители f_k и $f_{пк}$. Эти множители представляют собой опытные коэффициенты пропорциональности между полной силой сопротивления в кинематической паре и нагрузкой пары, зависящие не только от вида физических процессов и характеристик материалов, но и от конструкции самой кинематической пары. Эти коэффициенты называют *приведенными коэффициентами трения* кинематических пар.

М а ш и н н ы й а г р е г а т. Перейдем теперь к силам и моментам, изображающим действие на звенья механизма тех тел, которые сами не входят в состав его кинематической цепи.

Совокупность машины-двигателя, служащей для преобразования энергии, передаточного механизма и машины-орудия (рабочей машины), производящей работу, составляет машинный агрегат. Закон движения определяется взаимодействием этих трех частей. В первой из них создаются движущие силы, во второй происходит преобразование формы движения и в третьей — механическая энергия расходуется на выполнение полезной работы. Так как сами машины-двигатели и рабочие машины имеют собственные кинематические цепи (например, кривошипно-ползунный механизм) и часто монтируются в одном корпусе, то не всегда возможно четкое деление агрегата на эти три части. Однако всегда можно обнаружить *движущие силы и силы сопротивлений*.

Если направление действия силы в точке ее приложения образует острый угол с направлением скорости этой точки, т. е. если сила в данный момент совершает положительную работу, то она движущая. Если же сила совершает отрицательную работу, то это сила сопротивления. Следует различать *силы полезных сопротивлений*, связанных с выполнением той механической работы, для совершения которой построена машина, и *силы вредных сопротивлений*. Последними следует считать все силы сопротивления, кроме полезных. Например, электродинамический момент, действующий на ротор электродвигателя, является движущим. Тот же момент в электрическом генераторе

будет моментом полезных сопротивлений. Сила сжатой пружины есть движущая сила. Давление горячих газов на поршень двигателя внутреннего сгорания в период их расширения — движущая сила, давление воздуха на поршень компрессора в период сжатия — сила полезного сопротивления и т. д. В дальнейшем иногда будем называть силы полезных сопротивлений силами *полезной нагрузки*. *Вредное сопротивление* создает трение в кинематических парах.

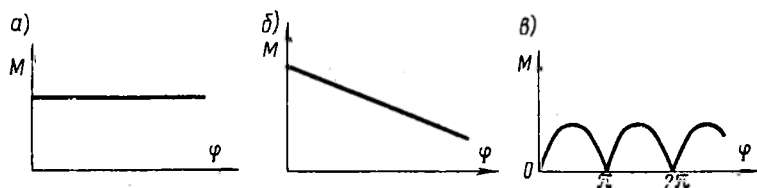


Рис. 4-5

Механические характеристики. Силы и моменты, которые создают машины-двигатели и рабочие машины, зависят от их природы и в общем случае являются функциями времени τ , положения φ и скорости ω движущего, или соответственно рабочего, звена передаточного механизма, т. е. $M = M(\varphi, \omega, \tau)$.

Часто время не входит явно в выражение для M . Тогда зависимости вида $M = M(\varphi, \omega)$ называют механическими характеристиками машин.

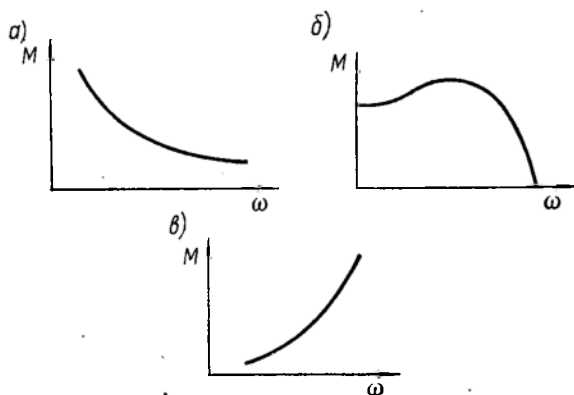


Рис. 4-6

На рис. 4-5, а представлена характеристика гиревого привода. Такой же вид имеет характеристика рабочей машины, называемой воротом или лебедкой. На рис. 4-5, б показана характеристика пружинного двигателя, а на рис. 4-5, в — насоса двойного действия, работающего при постоянном противодавлении. Все эти характеристики вида $M = M(\varphi)$.

На рис. 4-6, а, б представлены механические характеристики электродвигателей (серийного — постоянного тока и асинхронного), а на

рис. 4-6, *в* — характеристика воздушного вентилятора. Все эти характеристики относятся к типу $M = M(\omega)$.

Примером сил сопротивления, зависящих как от скорости v , так и от пути s , может служить сила сопротивления движению автомобиля. Одна слагаемая этого сопротивления — воздушное сопротивление — зависит от скорости v , другая — от уклона или подъема профиля пути, т. е. от положения автомобиля на трассе — от координаты s . Поэтому полная сила сопротивления P есть $P = P(v, s)$.

В тех случаях, когда сложная кинематическая цепь образована последовательным или параллельным соединением нескольких механизмов, можно искать закон движения, рассматривая какой-либо один из этих механизмов изолированно. При этом необходимо заменить действие соседних механизмов соответствующими силами, приложенными к тем звеньям, посредством которых рассматриваемый механизм был к ним присоединен. Так, например, чтобы получить закон движения грохота, изображенного на рис. 3-23, можно рассматривать только кривошипно-ползунный механизм 3, 4, 5, 6, заменив действие звена 2 моментом, приложенным к коромыслу 3.

Очевидно, силы и моменты, выражающие действие соседних механизмов на рассматриваемый, также делятся по знаку производимой ими работы на движущие и полезные сопротивления. Здесь важно заметить, что силы трения, возникающие между звеньями рассматриваемого механизма и звеньями отброшенных соседних механизмов, по отношению к движению рассматриваемого механизма, являются или движущими, или силами полезных сопротивлений, но не вредными сопротивлениями. Напротив, силы трения в кинематических парах самого рассматриваемого механизма всегда есть силы вредных сопротивлений.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ДИНАМИКИ МЕХАНИЗМОВ

Основные динамические свойства механизмов могут быть обнаружены уже на примере простейшего двухзвенного механизма (см. рис. 3-7, *а*). Начнем с отыскания его закона движения. В качестве такого механизма рассмотрим комнатный вентилятор, имеющий только одно подвижное звено — вращающийся вал с ротором двигателя и лопастями вентилятора.

У р а в н е н и е д в и ж е н и я. Уравнение движения в этом случае будет

$$I\epsilon = M_{\partial} - M_{\text{в}} - M_F = M, \quad (4.5)$$

где I — момент инерции вращающего звена; M_{∂} — электродинамический момент двигателя; $M_{\text{в}}$ — момент сопротивления лопастей вентилятора; M_F — момент сопротивлений подшипников (пар вращения).

Искомый закон движения $\varphi(\tau)$ есть интеграл этого уравнения. Так как пара вращения нагружена только постоянной силой тяжести ротора, ее момент трения в первом приближении постоянен и правая часть равенства (4.5), согласно рис. 4-6, *б*, *в*, есть функция

только от ω . Следовательно, в рассматриваемом примере $M = M(\omega)$. Замечая, что $\varepsilon = \frac{d\omega}{d\tau}$, можем преобразовать (4.5) к виду: $I \frac{d\omega}{d\tau} = \Phi(\omega)$, и решение сводится к квадратурам. Получив $\omega = \omega(\tau)$, повторным интегрированием найдем $\varphi = \varphi(\tau)$. В большинстве случаев механические характеристики даются в форме графика и аналитического выражения не имеют. Поэтому решение уравнения (4.5) в случае $M = M(\omega)$ приходится выполнять численным или графическим методом.

Фазы движения машинного агрегата. Из приведенного выше примера можно сделать важные заключения и не прибегая к отысканию $\varphi(\tau)$. На рис. 4-7 совмещены характеристики M_d и $M_c = M_n + M_F$ для нашего примера. В начальный момент времени при включении электродвигателя на сеть $\omega = 0$ и отрезок

АС изображает величину момента в правой части равенства (4.5). Под действием этого момента возникает положительное ускорение ε и угловая

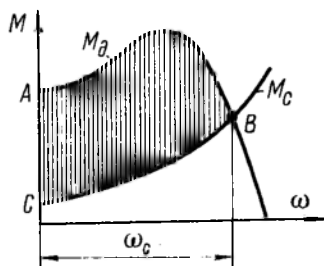


Рис. 4-7

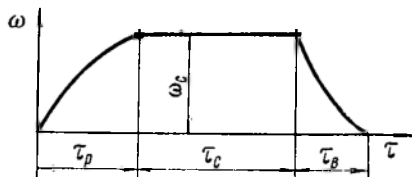


Рис. 4-8

скорость ω растет. С увеличением скорости избыточный момент уменьшается и в точке B становится равным нулю. Изменение скорости также прекращается и дальнейшее движение может совершаться только с постоянной скоростью ω_c . В пусковой момент выключают двигатель и тогда под действием отрицательного момента сил сопротивления произойдет остановка вентилятора. Таким образом, полный цикл работы, представленный на рис. 4-8, складывается из трех частей: *разгона*, когда в течение времени τ_r скорость увеличивается; *установившегося движения* в течение времени τ_c с равновесной установившейся скоростью ω_c (это состояние не может прекратиться самопроизвольно, без вмешательства управляющей аппаратуры) и, наконец, *выбега*, при котором скорость в течение времени τ_b постепенно уменьшается до нуля. Иногда для сокращения времени выбега приводят в действие тормоза, создающие дополнительное сопротивление.

Легко видеть, что если в начальный момент скорость выше ω_c , то она будет уменьшаться, пока не достигнет ω_c . Таким образом, установившееся движение или состояние покоя представляют собой те состояния, к которым стремится каждое неустановившееся движение. В этом смысле они подобны состояниям устойчивого равновесия, поэтому скорость ω_c называют *равновесной*.

Рассмотрим теперь тот случай, когда правая часть равенства (4.5) есть функция только φ . Представив это равенство в виде

$$I\omega \frac{d\omega}{d\tau} = M \frac{d\varphi}{d\tau},$$

после сокращения на $d\tau$ нетрудно получить его *первый интеграл — уравнение кинетической энергии*

$$I \frac{\omega^2 - \omega_0^2}{2} = \int_0^{\varphi} M d\varphi. \quad (4.6)$$

Так как в данном случае $M = M(\varphi)$, то этот интеграл является функцией от φ , т. е. равен $\Phi(\varphi)$. Теперь переменные разделяются и нетрудно найти $\tau = \tau(\varphi)$.

Пусть, например, гиревой привод преодолевает сопротивление пружины с жесткостью c (величина, обратная податливости). Тогда равенство (4.5) получает вид $I\epsilon = M_0 - c\varphi$, что представляет собой уравнение гармонических колебаний относительно положения равновесия, определяемого значением координаты

$$\varphi_c = \frac{M_0}{c}.$$

Так как в действительности всегда существуют сопротивления трения, то в конечном итоге эти колебания затухнут и механизм остановится в положении равновесия. Разумеется, этот результат относится только к данному частному виду правой части.

Колебательное установившееся движение. Так как обычно машины-двигатели и машины-орудия имеют различные механические характеристики, то весьма часто правая часть уравнения (4.5) представляет собой функцию от φ и ω , т. е. имеет вид $M = M(\varphi, \omega)$. При этом решение уравнения (4.5) выполняется не так просто. Можно, однако, показать, что если $M(\omega, \varphi + 2\pi k) = M(\omega, \varphi)$, где k — целое число, т. е. если M является функцией периодической относительно φ , то существует установившееся движение, которое наступает по истечении времени τ_p переходного неустановившегося движения.

Закон изменения скорости при установившемся движении представляет собой периодическую функцию времени, описывающую колебание, при котором одинаковые циклы чередуются с постоянным периодом T . Среднее значение скорости за период T остается неизменным для всех циклов и называется *установившейся средней скоростью движения* ω_c . Этот случай представлен на рис. 4-9, где изображено изменение скорости (а) и изменение координаты φ (б).

Так как звенья механизма занимают повторяющиеся по истечении каждого периода T положения, в которых кинетическая энергия механизма имеет одно и то же значение, то из уравнения (4.6) следует

$$\int_{\varphi}^{\varphi+2\pi k} M d\varphi = \int_0^T M\omega d\tau = \int_0^T N d\tau = 0, \quad (4.7)$$

где N — текущее значение мощности.

Таким образом, установившееся движение характеризуется равенством работы движущих сил и сил сопротивления за цикл колебания скорости:

$$\int_0^T (N_d - N_c) d\tau = A_d^{(T)} - A_c^{(T)}. \quad (4.7')$$

При этом на одной части цикла движущий момент превосходит момент сил сопротивления и скорость увеличивается. На другой части цикла, напротив, момент сопротивлений превышает движущий и происходит замедление движения. Это иллюстрирует график на рис. 4-9, з, относящийся к случаю, когда электродвигатель приводит в движение поршневой насос.

Если установившееся движение имеет колебательный характер, то важно знать степень неравномерности этого движения, которая оценивается *коэффициентом неравномерности хода*

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_c}. \quad (4.8)$$

Во многих случаях эта неравномерность не должна превышать некоторую допустимую величину. Например, слишком большая неравномерность хода ткацких и обмоточных машин может вызывать обрыв нити или изоляционной ленты. Чрезмерная неравномерность вращения вала генератора, работающего на осветительную сеть, приводит к «миганию» света, утомляющему зрение.

Если невозможно уменьшить неравномерность хода при установившемся движении путем понижения колебания момента, то для уменьшения колебания скорости хода искусственно увеличивают момент инерции подвижного звена механизма, прикрепляя к нему дополнительную деталь — *маховик*.

Мощность и к. п. д. При постоянной установившейся скорости, т. е. при равновесной скорости, мощность двигателя равна мощности всех сопротивлений. Эта мощность: $N = M \omega$ или $N = P v \cos \gamma$, где γ — есть угол между направлением вектора движущей силы P и вектора скорости v той точки звена, к которой приложена эта сила P . Если момент измеряется в кгс·м, а угловая скорость в об/мин, то

$$N = \frac{Mn}{974} \text{ кВт},$$

если же момент измеряется в н·м, то

$$N = \frac{M\omega}{1000} \text{ кВт}, \quad \omega = \frac{\pi n}{30}.$$

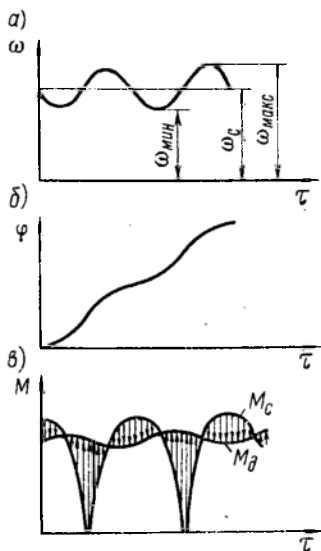


Рис. 4-9

Мощностью при колебательном установившемся движении называют ее среднее значение за период T . Таким образом, мощность полезной нагрузки

$$N_n = \frac{1}{T} \int_0^T M_n \omega d\tau,$$

а мощность, расходуемая двигателем,

$$N_d = \frac{1}{T} \int_0^T M_d \omega d\tau.$$

Разность $N_d - N_n$ представляет собой мощность N_F , потерянную на преодоление вредных сопротивлений. Пригодность механизма для выполнения полезной механической работы зависит от величины потерь энергии на преодоление вредных сопротивлений. Было бы неэкономно строить машину, которая большую часть энергии двигателя расходовала бы не для выполнения полезной работы, а на преодоление вредных сопротивлений. Величину вредных потерь при всяком установившемся движении оценивают *механическим коэффициентом полезного действия* (к. п. д.):

$$\eta = \frac{N_n}{N_n + N_F} = \frac{N_n}{N_d}, \quad (4.9)$$

являющимся важнейшей характеристикой всякой машины.

Значительно реже пользуются понятием к. п. д. применительно к неустановившемуся движению. В последнем случае можно говорить только о мгновенном, текущем значении к. п. д. Кроме того, поскольку мощность двигателя расходуется не только на преодоление полезных и вредных сопротивлений, но и на увеличение кинетической энергии механизма, меняется само понятие к. п. д.

Некоторые механизмы работают преимущественно при установившемся движении (конвейеры, транспортеры, металлорежущие станки и пр.), другие же, наоборот, главным образом при неустановившемся движении (сервомоторы приборов автоматического управления, механизмы регуляторов, выключателей, реле и т. п.). Однако исследование неустановившегося движения необходимо для любого механизма, так как во всех случаях важно знать продолжительность разгона и выбега. Кроме того, обычно именно этой фазе движения сопутствуют максимальные значения сил инерции и нагрузок на звенья механизма и поверхности их соприкосновения, по которым и должна быть проверена их прочность и работоспособность.

§ 3. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИННОГО АГРЕГАТА

В предыдущем параграфе рассматривались основные понятия динамики механизмов на простейшем примере, когда механизм имел только одно подвижное звено. Перейдем теперь к изучению движения машинного агрегата с одной степенью свободы в случае плоского

многозвенного механизма. Воспользуемся для этого уравнением кинетической энергии.

Уравнение кинетической энергии. Обозначим мгновенную угловую скорость j -го звена ω_j , а линейную скорость его центра тяжести v_j . Если I_j — центральный момент инерции, а m_j — масса звена, то его кинетическая энергия равна

$$T_j = I_j \frac{\omega_j^2}{2} + m_j \frac{v_j^2}{2}.$$

Пусть совокупность всех сил, приложенных к j -му звену, кроме равнодействующих нормальных давлений на поверхностях соприкасания с соседними звеньями*, заменена главным вектором P_j , приложенным к центру тяжести j -го звена, и главным моментом M_j . Если γ_j есть угол между v_j и P_j , то мгновенная мощность сил, действующих на j -е звено,

$$N_j = \omega_j M_j + v_j P_j \cos \gamma_j.$$

Теперь можно составить уравнение кинетической энергии для всей совокупности подвижных звеньев механизма в виде

$$\sum_{j=1}^n T_j - \sum_{j=1}^n T_{0j} = \sum_{j=1}^n \int_0^{\tau} N_j d\tau, \quad (4.10)$$

где T_{0j} — кинетическая энергия j -го звена в начальный момент.

Представим себе, что все координаты всех звеньев выражены через координату φ_1 первого звена, имеющего вращательное движение. Помня об этом, преобразуем уравнение (4.10) следующим образом:

$$\frac{\omega_1^2}{2} \sum_{j=1}^n \frac{2T_j}{\omega_1^2} - \frac{\omega_{01}^2}{2} \sum_{j=1}^n \frac{2T_{0j}}{\omega_{01}} = \int_0^{\tau} \omega_1 \sum_{j=1}^n \frac{N_j}{\omega_1} d\tau.$$

Суммы в левой части равенства имеют размерность момента инерции, а в правой — вращающего момента. Назовем *приведенным моментом инерции* механизма сумму

$$I_1^{(np)} = \sum_{j=1}^n \frac{2T_j}{\omega_1^2} = \sum_{j=1}^n \left\{ I_j \left(\frac{\omega_j}{\omega_1} \right)^2 + m_j \left(\frac{v_j}{\omega_1} \right)^2 \right\}. \quad (4.11)$$

Соответственно, назовем *приведенным моментом сил* сумму

$$M_1^{(np)} = \sum_{j=1}^n \frac{N_j}{\omega_1} = \sum_{j=1}^n \left(M_j \frac{\omega_j}{\omega_1} + P_j \frac{v_j}{\omega_1} \cos \gamma_j \right). \quad (4.12)$$

В предыдущей главе было показано, что передаточные отношения ω_1/ω_j и ω_1/v_j в общем случае являются функциями координаты φ_1 .

* Нормальные давления на поверхностях кинематических пар не совершают работы при движении механизма и поэтому из рассмотрения исключаются.

Следовательно, приведенный момент инерции в общем случае тоже является функцией φ_1 . Приведенный момент инерции в начальный момент времени обозначим $I_{01}^{(np)}$.

Теперь, так как $\omega_1 d\tau = d\varphi_1$, можно уравнение (4.10) представить в виде

$$I_1^{np} \frac{\omega_1^2}{2} - I_{01}^{(np)} \frac{\omega_{01}^2}{2} = \int_0^{\varphi_1} M_1^{(np)} d\varphi_1. \quad (4.13)$$

Это уравнение называют *уравнением кинетической энергии для машинного агрегата*. По внешнему виду оно не отличается от уравнения (4.5). Однако существенное отличие заключается в том, что здесь $I^{(np)}$ в общем случае есть функция от φ_1 .

Величины $I^{(np)}$ и $M^{(np)}$ зависят также и от того, какое звено выбрано в качестве звена приведения. Координаты всех звеньев механизма с одной степенью свободы могут быть выражены через обобщенную координату, определяющую положение любого j -го звена. Таким образом, любое звено может быть звеном приведения. Однако чаще всего приведение делают или к движущему I , или к рабочему n звену механизма. Легко убедиться, что

$$I_n^{(np)} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_n} \right)^2 I_1^{(np)}. \quad (4.14)$$

Звено приведения обычно называют *главным валом*.

Таким образом, движение изолированного звена приведения, имеющего приведенный момент инерции и находящегося под действием приведенного момента, совпадает с его движением в системе звеньев многозвенного механизма.

Если в качестве звена приведения выбрано звено с поступательным движением, то уравнение (4.13) принимает вид:

$$m_1^{(np)} \frac{v_1^2}{2} - m_{01}^{(np)} \frac{v_{01}^2}{2} = \int_0^{\tau} P_1^{(np)} v_1 d\tau, \quad (4.13')$$

где *приведенная масса*

$$m_1^{(np)} = \sum_{j=1}^n \left\{ m_j \left(\frac{v_j}{v_1} \right)^2 + I_j \left(\frac{\omega_j}{v_1} \right)^2 \right\}, \quad (4.11')$$

а *приведенная сила*

$$P_1^{(np)} = \sum_{j=1}^n \left(P_j \frac{v_j}{v_1} \cos \gamma_j + M_j \frac{\omega_j}{v_1} \right). \quad (4.12')$$

Пример.

Поясним сказанное примером. Пусть электродвигатель через зубчатую передачу (рис. 4-10) вращает барабан, на который наматывается канат. На конце каната укреплен груз весом G . Устройство называется лебедкой и служит для поднятия этого груза. Передаточное отношение

зубчатой передачи $i_{12} = \omega_1 : \omega_2$ постоянно. Так как скорость подъема груза $v = R\omega_2$, то $i_{23} = \omega_2/v = 1/R$.

Поэтому $i_{13} = i_{12}i_{23} = i_{12}/R$.

Выполняя приведение к валу электродвигателя, получим

$$I_1^{(np)} = I_1 + \frac{I_2}{i_{12}^2} + \frac{G}{gi_{13}^2} = I_1 + \frac{I_2 + \frac{G}{g}R^2}{i_{13}^2},$$

$$M_1^{(np)} = M_\partial - \frac{G}{i_{13}} = M_\partial - \frac{GR}{i_{12}}.$$

Если в качестве звена приведения выбрать поступательно движущийся груз, то значения передаточных отношений изменятся на обратные:

$$m_3^{(np)} = \frac{G}{g} + \frac{I_2}{i_{32}^2} + \frac{I_1}{i_{31}^2}.$$

Так как всегда $i_{kl} = 1 : i_{lk}$, то

$$m_3^{(np)} = \frac{G}{g} + I_2 i_{23}^2 + I_1 i_{13}^2 = \frac{G}{g} + \frac{I_2}{R^2} + \frac{I_1 i_{12}^2}{R^2}.$$

Аналогично найдем

$$P_3^{(np)} = \frac{M_\partial i_{12}}{R} - G.$$

Из этого примера и формулы (4.11) видно, что наибольшее влияние на $I^{(np)}$ оказывают звенья, имеющие большую скорость. Влияние их моментов инерции на общую сумму усиливается квадратом передаточного отношения.

Очевидно уравнение (4.13) может быть применено к любой группе последовательно или параллельно соединенных механизмов, если только эта группа имеет одну степень свободы.

Д и ф ф е р е н ц и а л ь н о е у р а в н е н и е д в и ж е н и я. Вернемся к уравнению (4.13). Дифференцируем его по времени, принимая во внимание, что $I^{(np)}$ является функцией координаты φ_1 . Тогда

$$I_1^{(np)}\omega_1 \frac{d\omega_1}{d\tau} + \frac{1}{2} \frac{dI_1^{(np)}}{d\varphi_1} \omega_1^2 = M_1^{(np)}\omega_1,$$

или по сокращении на ω_1

$$I_1^{(np)} \frac{d\omega_1}{d\tau} + \frac{1}{2} \omega_1^2 \frac{dI_1^{(np)}}{d\varphi_1} = M_1^{(np)}, \quad (4.15)$$

где 1 — индекс звена приведения.

Полученное выражение называют *дифференциальным уравнением движения машинного агрегата*. Уравнение кинетической энергии является его первым интегралом. Второй интеграл — искомый закон движения механизма.

В общем случае известны только M_∂ и момент нагрузки M_n , а моменты M_F зависят от давлений в кинематических парах. Последние

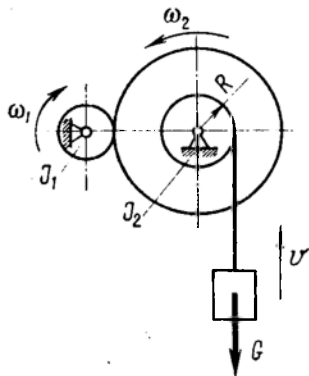


Рис. 4-10

можно выразить через M_∂ , M_n , ω_1 и ϵ_1 , но тогда степень уравнения повысится. Во многих случаях можно пренебречь влиянием M_F , однако и при этом решение нелинейного уравнения второго порядка иногда связано с некоторыми трудностями. Поэтому часто приходится делать различные упрощающие предположения.

В многозвенном механизме колебательный характер установившегося движения зависит не только от вида функции $M(\varphi, \omega)$, но и от периодичности $I^{(np)}(\varphi)$, являющейся следствием периодичности передаточных отношений. В остальном общие заключения о характере закона движения совпадают со сделанными в предыдущем параграфе. Поэтому для установившегося движения действительны соотношения (4.7) и (4.7').

К. п. д. последовательной цепи механизмов. В том случае, когда кинематическая цепь состоит из ряда последовательно соединенных механизмов, каждый предыдущий является движущим по отношению к последующему. Если для каждого из них порознь известен к. п. д., то общий к. п. д. всей цепи можно найти следующим образом. Отметим ведущее звено некоторого промежуточного механизма индексом k , а ведомое звено — индексом $k + l$. Оно является ведущим для последующего механизма. Согласно выражению (4.9) $N_{k+l} = \eta_{k, k+l} N_k$, где N_{k+l} — мощность полезной нагрузки, расходуется на $k + l$ звене, N_k — мощность, необходимая для приведения в движение k -го звена, $\eta_{k, k+l}$ — к. п. д. механизма, образованного звеньями, лежащими между k и $k + l$ звеньями. Обозначим мощность, подводимую к движущему звену первого механизма сложной цепи, N_1 , а мощность, расходуемую на ведомом звене последнего механизма, N_n , получим

$$N_n = N_1 \frac{N_2}{N_1} \frac{N_3}{N_2} \dots \frac{N_{n-1}}{N_{n-2}} \frac{N_n}{N_{n-1}},$$

т. е.

$$N_n = N_1 \eta_{12} \eta_{23} \dots \eta_{n-1, n}.$$

Таким образом, к. п. д. последовательной цепи механизмов равен произведению к. п. д. отдельных механизмов:

$$\eta_{1n} = \eta_{12} \eta_{23} \dots \eta_{n-1, n}. \quad (4.16)$$

Широкое применение в технике получили механизмы, для которых передаточные отношения $\omega_1: \omega_j$ и $\omega_1: v_j$ постоянны. Для этих механизмов $I^{(np)} = \text{const}$.

Часто встречаются последовательные кинематические цепи с постоянным передаточным отношением, все звенья которых имеют вращательное движение, а движущий момент и момент полезной нагрузки приложены к противоположным концам цепи. В этом случае можно учесть потери на трение в кинематических парах и привести уравнение движения к виду

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_{10}^2}{2} \sum_{j=1}^n \frac{I_j}{\eta_{1j} i_{1j}^2} = \int_0^{\varphi_1} \left(M_\partial - \frac{M_n}{\eta_{nn} i_{1n}} \right) d\varphi_1, \quad (4.17)$$

где в качестве главного вала (вала приведения) выбран вал двигателя, а i_{1n} и η_{1n} — общее передаточное отношение и общий к. п. д. всей цепи. Вывод этой формулы не представляет затруднений.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТЯХ СОПРИКОСНОВЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ

Вторая часть исследования динамики состоит в определении давлений на поверхностях соприкосновения соседних звеньев. Для этого, рассматривая каждое звено изолированно, воспользуемся уравнениями статики, включив в число действующих на звено сил внешние движущие и оказывающие сопротивление силы, реактивные силы в кинематических парах (заменяющие действие отброшенных звеньев) и силы инерции самого звена. Если закон движения найден, то для каждого положения механизма можно определить главный вектор и главный момент сил инерции любого звена. В случае плоского движения уравнения статики в декартовой системе координат имеют вид:

$$\sum P^{(x)} = 0, \quad \sum P^{(y)} = 0, \\ \sum M = 0.$$

Кривошипно-ползунный механизм. В качестве примера произведем динамический анализ работающего кривошипно-ползунного механизма. С помощью мгновенного центра ускорений (рис. 4.11) нетрудно найти ускорение центра тяжести S шатуна 2.

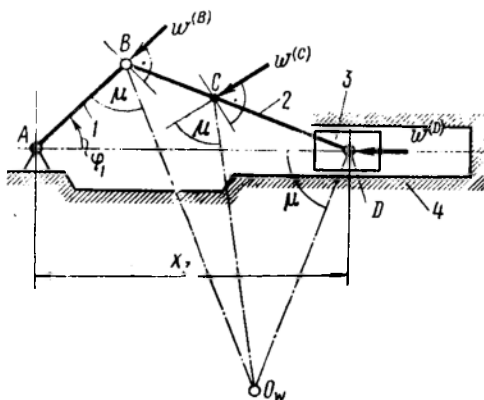


Рис. 4-11

Центростремительное ускорение центра вращательной пары B , равное $\omega_B = \dot{\omega} \cdot AB$, направлено вдоль оси кривошипа AB . Ускорение центра пары D , имеющей прямолинейное движение, направлено вдоль линии AD . В предыдущей главе было показано, как в этом случае можно найти угловое ускорение ε_2 шатуна и его центр ускорений O_w .

Очевидно, ускорение $\omega^{(C)}$ по модулю равно $\omega^{(B)} \frac{CO_w}{BO_w}$ и направлено под углом μ к лучу CO_w . Тогда сила инерции шатуна 2 (рис. 4-12) равна $P_{112} = -m_2 \omega^{(C)}$, а его момент сил инерции $M_{112} = -I_2 \varepsilon_2$. Таким же образом найдем ускорение ω_3 и силу инерции ползуна $P_{113} = m_3 \omega_3$.

Заменив силу P_{112} совокупностью двух ее компонентов $P_{112}^{(x)}$ и $P_{112}^{(y)}$ (рис. 4-12), нетрудно составить систему кинетостатических уравнений равновесия.

Для кривошипа уравнение моментов относительно шарнира A будет

$$M_0 = AB \cdot (P_{11}^{(y)} \cos \varphi_1 + P_{11}^{(x)} \sin \varphi_1) = 0. \quad (4.18)$$

Остальные два уравнения служат для определения реакций опоры A .

Для шатуна суммы проекций

$$\left. \begin{aligned} P_{32}^{(x)} - P_{12}^{(x)} - P_{12}^{(x)} &= 0, \\ P_{32}^{(y)} + P_{12}^{(y)} - P_{12}^{(y)} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.18')$$

и сумма моментов относительно центра тяжести шатуна 2

$$CD \cdot (P_{32}^{(y)} \cos \varphi_2 - P_{32}^{(x)} \sin \varphi_2) + CB \cdot (P_{12}^{(y)} \cos \varphi_2 - P_{12}^{(x)} \sin \varphi_2) - M_{12} = 0. \quad (4.18'')$$

Для ползуна сумма моментов относительно шарнира D тождественно равна нулю, а сумма проекций всех сил на ось x и на ось y соответственно

$$\left. \begin{aligned} P_{23}^{(x)} + P_{13} - P_{11} - P_{43} \sin \rho_c &= 0, \\ P_{23}^{(y)} - P_{43} \cos \rho_c &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.18''')$$

При составлении этих уравнений не были учтены моменты сил трения в шарнирах A , B и D , поскольку они малы по сравнению с моментами других сил.

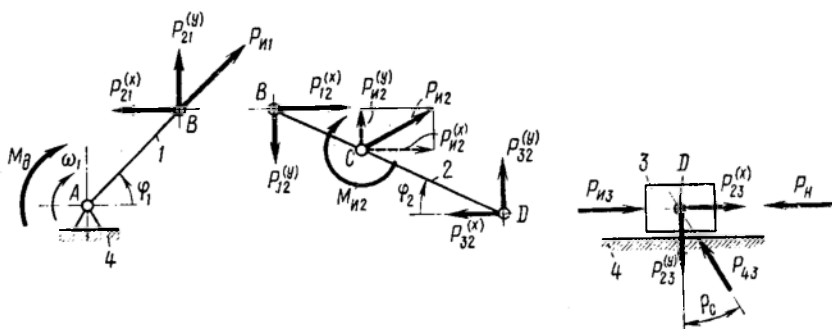


Рис. 4-12

Так как $P_{12} = -P_{21}$, $P_{23} = -P_{32}$, то эти шесть уравнений дают возможность найти шесть величин. Между тем в действительности неизвестными являются только пять из них: P_{13} , P_{12} , P_{23} , P_{23}' , P_{43} , поскольку угол трения ρ_c — физическая константа. Таким образом, одно уравнение оказывается лишним и должно удовлетворяться тождественно, если только закон движения уже был найден и силы инерции известны. Действительно, если составить систему (4.18), еще не зная закона движения $\varphi_1 = \varphi_1(\tau)$, то силы инерции P_{12} , P_{13} и т. д. не были бы известны. Тогда в результате исключения из уравнения (4.18) реактивных сил получилось бы уравнение, связывающее M_δ и P_H с неизвестными силами инерции. Заменив в этом уравнении силы и моменты сил инерции их выражениями через скорость ω_1 и ускорение ϵ_1 можно было бы получить уравнение, совпадающее с уравнением (4.15),

из решения которого и были бы определены $\omega_1(\tau)$ и $\varphi_1(\tau)$. Таким образом, уравнение движения может быть получено и путем последовательного исключения сил давления на поверхностях соприкосновения звеньев из системы уравнений равновесия.

Статика кривошипно-ползунного механизма. Если силы инерции звеньев малы и не оказывают заметного влияния на давления в кинематических парах, то определение величины этих давлений упрощается. Пусть в рассмотренном нами примере $M_{12} \approx P_{12} \approx$

$\approx P_{13} \approx 0$, а I_1 как угодно велико, так что $\omega_1 = \text{const}$. Рассматривая теперь условия равновесия шатуна (рис. 4-13), приходим к выводу, что направление силы P_{13} должно совпадать с направлением BD , иначе имелся бы неуравновешенный момент относительно шарнира D . По этой причине $P_{23} = P_{12}$. Тогда для равновесия ползуна необходимо:

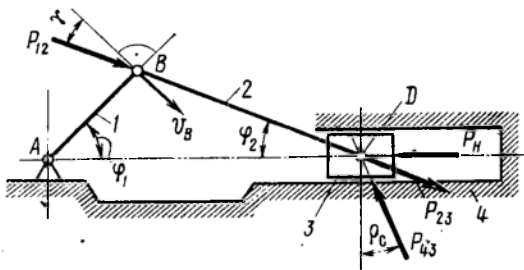


Рис. 4-13

$$P_{23} \cos \varphi_2 = P_n + P_{43} \sin \rho_c,$$

$$P_{23} \sin \varphi_2 = P_{43} \cos \rho_c,$$

откуда определяются P_{23} и P_{43} в функции P_n и угла φ_2 , а следовательно, определяется и $P_{12} = P_{23}$. В этом случае все реакции в кинематических парах зависят только от нагрузки P_n и не зависят от скорости ω . Это прямое следствие пренебрежения силами инерции P_{ii} .

Теперь можно найти момент полезного сопротивления M_n , создаваемый реакцией P_{21} на кривошпне. Он будет зависеть только от P_n и φ_2 или φ_1 . Рассматривая далее движение звена 1 под действием движущего момента M_d и момента сопротивлений M_n , снова получим уравнение движения, где M_n — результат «при-

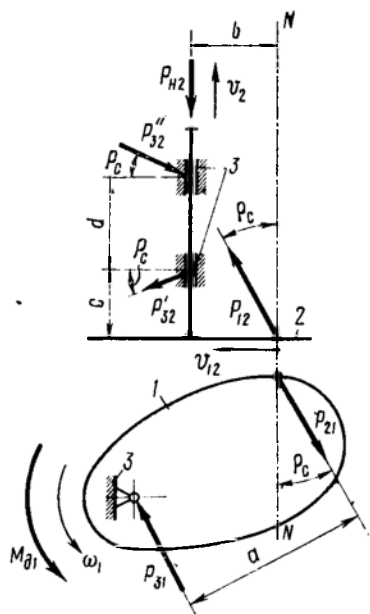


Рис. 4-14

ведения» к главному валу 1 силы полезной нагрузки P_n , приложенной к звену 3.

В этом случае уравнение движения не будет содержать инерционных членов, т. е. оно будет иметь вид $M^{(np)} = 0$.

Другой пример такого рода изображен на рис. 4-14, где представлена схема сил, возникающих в кулачковом механизме с тарельчатым толкателем, если пренебречь силами инерции. Сила P_{21} приложена в точке касания тарелки и кулачка. Она наклонена к нормали NN под углом трения ρ_c в сторону, противоположную скорости скольжения v_{12} . Уравнения равновесия кулачка имеют вид:

$$P_{31} = -P_{21}, \quad M_{\partial 1} = aP_{21}.$$

Из этих уравнений определяют P_{21} и P_{31} . Зная, что $P_{12} = -P_{21}$, с помощью двух уравнений статики $\Sigma P^{(x)} = 0$ и $\Sigma M_2 = 0$ можно определить реакции P'_{32} и P''_{32} поступательной пары. Если соотношение между $M'_{\partial 1}$ и P_{21} было найдено из решения уравнения движения, то третье уравнение $\Sigma P^{(y)} = 0$ должно удовлетвориться тождественно. С другой стороны, его можно рассматривать как уравнение движения $M^{(np)} = 0$, устанавливающее связь между $M_{\partial 1}$ и P_{21} .

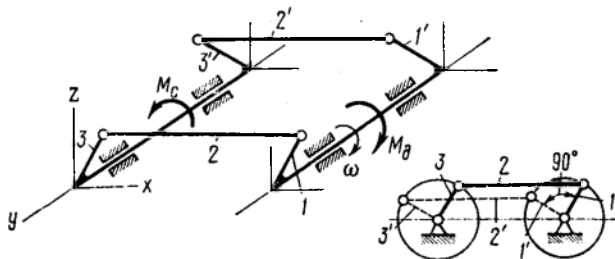


Рис. 4-15

Чтобы избежать частых ошибок, следует особо обратить внимание на то, что реакцию P_{31} в паре вращения 13 вызывает сила P_{21} , не проходящая через ось этой пары.

Статически неопределимые механизмы. Нужно заметить, что далеко не во всех механизмах достаточно одних только уравнений статики для определения реакций в кинематических парах. На рис. 4-15 изображен механизм, где для решения этой задачи необходимо дополнить уравнения равновесия уравнениями деформаций. Этот рисунок изображает схему рычажной передачи электровоза, представляющий собой два двухкривошипных шарнирных четырехзвенных механизма, работающих параллельно. Кривошипы левой и правой сторон сдвинуты относительно друг друга на 90° , так что они проходят свои мертвые положения в различные моменты времени. Недостаточность уравнений статики в рассматриваемом случае следует из того, что не известно заранее, какая часть момента M_d вызывает сжатие левого спарника 2, а какая сжатие правого 2'. Решить этот вопрос можно только, сравнивая деформации звеньев левой и правой сторон передачи.

Если равнодействующие давлений на поверхностях соприкосновения соседних звеньев механизма могут быть найдены с помощью одних уравнений статики, то механизм называют *статически определимым*. Если же для решения этой задачи необходимо принять во внимание

величину упругих деформаций самих звеньев и погрешности формы поверхностей соприкосновения, а также учесть влияние зазоров в кинематических парах, то механизм называют *статически неопределимым*. В рассмотренном выше примере статическая неопределимость механизма была непосредственно связана с введением «лишней» — пассивной связи — второго шатуна.

При исследовании работы механизмов встречаются и с совершенно иной, но тоже статически неопределимой задачей: задачей о распределении поверхностных давлений на поверхностях соприкосновения звеньев кинематической цепи. Такая задача всегда статически неопределима, так как это распределение зависит от отклонений формы поверхностей соприкосновения от идеальной вследствие износа и погрешностей изготовления, а также вследствие упругих поверхностных деформаций. Точное решение задачи об упругих деформациях поверхностей соприкосновения соседних звеньев в большинстве случаев оказывается сложным, а вследствие износа и погрешностей изготовления к тому же мало достоверным. Поэтому, исследуя работоспособность кинематических пар, приходится делать различные более или менее правдоподобные предположения относительно закона распределения давления по их поверхности. Например, рассматривая в первом параграфе этой главы вопрос о трении в поступательной паре, мы приняли это распределение трапецеидальным.

Угол давления. Вернемся к рис. 4-13. Угол γ между направлением давления P_{12} звена 1 на звено 2 и направлением линейной скорости v_B звена 2 в точке приложения силы P_{12} называют углом давления. Чем ближе этот угол к 90° , тем большую часть общего давления составляет бесполезное, не совершающее работы на возможном перемещении звена 2. В мертвых положениях кривошипно-ползунного механизма в шарнире B угол $\gamma = 90^\circ$. При этом в том случае, когда движущим звеном является ползун, шатун 2 не может привести в движение механизм, ранее остановленный в мертвом положении, так как сила давления P_{21} не может совершить положительной работы на возможном перемещении кривошипа.

К тем же заключениям приводит прямое исследование величины приведенного момента на кривошипном валу. Он равен

$$M^{(пр)} = \frac{P_2}{i_{13}} - M_1.$$

Чтобы началось движение, должно быть $M^{(пр)} > 0$. Но в мертвом положении $i_{13} = \infty$ и никакая конечная сила не может преодолеть даже малый момент сопротивлений на кривошипном валу 1. Таким образом, угол давления в некоторой степени характеризует мгновенное значение к. п. д. механизма.

Понятие об уравновешивании. Через кинематические пары, соединяющие подвижные звенья со стойкой, на корпус машины или на ее раму передаются давления подвижных звеньев. Совокупность этих давлений можно привести к главному вектору и главному моменту. Каждый из них в свою очередь состоит из двух слагаемых. Первое представляет собой результат действия внешних движущих

и нагружающих сил, второе — результат действия сил инерции движущихся звеньев. Реакции стойки (корпуса или рамы) уравнивают эти давления.

Примером реакции стойки первого типа является момент, уравнивающий электродинамический момент, приложенный к статору электродвигателя. С реакциями этого типа мы еще встретимся в дальнейшем.

Пример реакций второго типа можно видеть на рис. 4-16. На этом рисунке представлена система спарников и кривошипов, вращающих колеса электровоза с групповым приводом. При движении механизма общий центр тяжести S подвижных звеньев описывает окружность радиуса R_C с центром O , расположенным на середине линии AD . В положении, изображенном на рисунке, сила инерции P_{II} наклонена к вертикали под углом $\varphi = \omega t$ и равна $mR_C\omega^2$, где m — суммарная масса подвижных звеньев. Силы, нагружающие раму через шарниры A и D , равны:

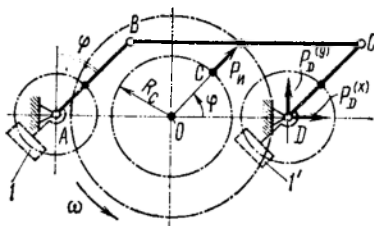


Рис. 4-16

$$P_A^{(x)} = P_D^{(x)} = \frac{P_{II}}{2} \cos \omega t,$$

$$P_A^{(y)} = P_D^{(y)} = \frac{P_{II}}{2} \sin \omega t.$$

Таким образом, силы $P_A^{(x)}$ и $P_A^{(y)}$ являются периодическими функциями времени. Реакции этого типа вызывают вибрацию машины, передающиеся

через фундаменты стационарных машин на все здание. Поэтому их появление весьма нежелательно.

Если при движении общий центр тяжести системы подвижных звеньев остается неподвижным, то главный вектор сил инерции всего механизма будет равен нулю. В случае, изображенном на рис. 4-16, этого можно достичь с помощью специальных *противовесов* $1, 1'$ (показаны штриховыми линиями), смещающих центр тяжести в точку O , лежащую на линии AD . После этого центр тяжести станет неподвижным.

В описанном примере неуравновешенность проистекает из самой кинематической схемы механизма и имеет конструктивный характер. В механизмах, составленных из симметричных вращающихся звеньев, этот вид неуравновешенности не может появиться. Однако вследствие неоднородности материала и производственных ошибок в размерах некоторая неуравновешенность всегда возникает и для ее устранения вращающиеся детали должны пройти специальную операцию по уравниванию, которую называют *балансировкой*.

К л а с с и ф и к а ц и я м е х а н и з м о в п о д и н а м и ч е с к и м п р и з н а к а м. Одинаковые по схеме кинематические цепи могут существенно различаться своей динамикой. Кинематические цепи, предназначенные для преобразования вида движения, характеризуются тем, что в них механическая энергия передается от звена к звену. Они служат для того, чтобы выполнять ту или иную полезную механическую

работу. Такие кинематические цепи представляют собой собственно механизмы.

Особую группу образуют кинематические цепи, используемые для замены низших кинематических пар. В них не происходит переноса механической энергии от звена к звену и их назначение состоит лишь в том, чтобы обеспечить подвижность какого-либо звена с наименьшими вредными сопротивлениями. Таковы кинематические пары с промежуточными телами качения, а также некоторые муфты, соединяющие валы.

Механизмы, преобразующие вид движения, в свою очередь можно подразделить на такие, у которых: 1) закон движения определяется из уравнения движения машинного агрегата; 2) закон движения задан; 3) закон движения практически безразличен.

К первым относятся машины, включающие источник и потребителя механической энергии. В эту группу входят, например, многие сервомеханизмы, реле и прочие устройства контроля и управления.

Вторую группу составляют механизмы, работающие параллельно с главным машинным агрегатом, практически не влияющие на его энергетический баланс. Примером этого рода может быть распределительный клапанный механизм автомобильного двигателя внутреннего сгорания. Общее сопротивление в его кинематической цепи ничтожно и для этого механизма закон движения задан движением коленчатого вала.

Механизмы третьей группы можно назвать *механизмами статического действия*. Они характеризуются слабым влиянием сил инерции, так что для них условия равновесия звеньев практически не зависят от скорости и равномерности движения. Сюда относятся все медленно работающие машины, в частности многие машины с ручным приводом, домкраты, слесарные тиски, ручные лебедки и т. п. В таких механизмах нагрузка на поверхности соприкосновения звеньев не зависит от закона движения.

По признаку длительности работы механизмы можно подразделить на *механизмы непрерывного и кратковременного действия*. Примером первых могут служить конвейеры, транспортные машины, кинематические цепи станков и т. п. При проектной нагрузке установившееся движение этих машин происходит с равновесной *номинальной скоростью* и характеризуется *номинальной мощностью*, которую должен развивать двигатель. Важнейшим показателем качества этих машин является величина вредных сопротивлений, оцениваемая к. п. д. К механизмам кратковременного действия относятся всевозможные пусковые устройства, сервомоторы систем автоматического управления, реле, выключатели и т. п. Их важнейшей характеристикой, зависящей от величины приведенного момента инерции, является *время срабатывания*.

ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ

[вращательные и поступательные низшие пары]

§ 1. УСТРОЙСТВО И РАЗНОВИДНОСТИ ОПОР

Из предыдущего параграфа известно, как найти величину давления на поверхностях соприкосновения соседних звеньев в работающем механизме, т. е. как определить расчетную нагрузку кинематической пары. Перейдем теперь к изучению устройства, методов расчета и проектирования наиболее широко применяемых кинематических пар, являющихся основой строения всех механических машин.

В гл. III и IV были рассмотрены главным образом плоские стержневые механизмы, образованные с помощью вращательных и поступательных низших пар. Эти пары широко применяют и во всех других

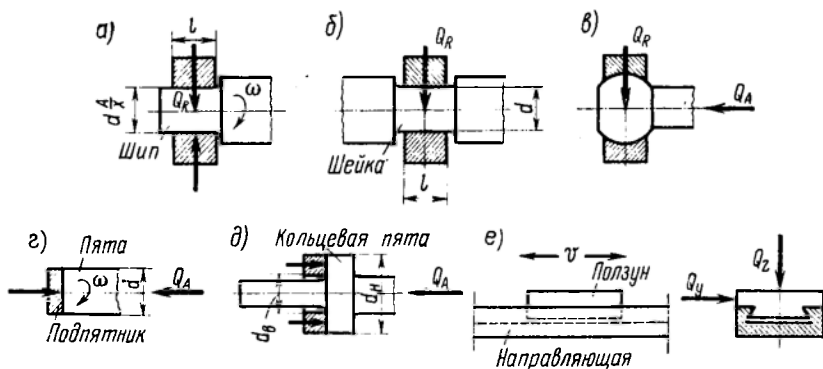


Рис. 5-1

механизмах, так как обычно именно с их помощью подвижные звенья присоединяются к стойке (корпусу или раме машины). Поэтому, естественно, ознакомимся сначала с ними.

Виды опор скольжения. Поверхности касания звеньев в паре вращения, как уже известно, должны быть поверхностями вращения.

В зависимости от их вида пара вращения способна передавать нагрузку с одного звена на другое или только радиальную Q_R (т. е. перпендикулярную к оси вращения) (рис. 5-1, а, б), или только аксиальную Q_A (рис. 5-1, в, д), или, наконец, комбинированную (рис. 5-1, е). В первом случае охватываемое звено называют *опорным подпятником*, или *подпятником*; во втором — *упорным подпятником*, или *подпятником*, наконец, в третьем — *опорно-упорным подпятником*.

Чаще всего вращается охватываемое звено, а охватывающее принадлежит стойке. (Это не относится, конечно, к тому случаю, когда оба звена подвижны, как это бывает в стержневых механизмах.)

Часть охватываемого звена, соприкасающаяся с подшипником, называется *цапфой*. Иногда концевую цапфу называют *шипом* (см. рис. 5-1, а), а среднюю — *шейкой* (см. рис. 5-1, б). Часть охватываемого звена, соприкасающаяся с подпятником, называется *сплошной* (см. рис. 5-1, в) или *кольцевой* (см. рис. 5-1, д) *пятой*. Характерные размеры цилиндрических цапф, от которых зависит работоспособность пары, — диаметр соединения d и длина l ; характерные размеры пяты — наружный d_n и внутренний d_v диаметры окружностей, ограничивающих опорную плоскость.

На рис. 5-1, в представлен шаровой шарнир, образованный шаровой цапфой и опорно-упорным подшипником. Особенность этой пары вращения состоит в том, что она может передавать силу не только в любом направлении, но и в некоторых пределах обеспечивает возможность поворота относительно любой оси вращения. Цапфы опорно-упорных подшипников могут иметь также кольцевые и конические поверхности.

Звенья, образующие поступательные пары, чаще всего соприкасаются или по боковым поверхностям призмы, или по цилиндрическим поверхностям. На рис. 5-1, е показано поперечное сечение поступательной пары в форме «ласточкина хвоста». Такая форма делает пару удерживающей связью. Неподвижное звено поступательной пары называют направляющей, а подвижное — ползуном. В случае обоих подвижных звеньев ползуном называют меньшее из них, а большее — кулисой. Все разновидности поступательных пар могут передавать силы, перпендикулярные к направлению скольжения, но короткие ползуны плохо передают моменты, вследствие большой неравномерности распределения поверхностного давления (как это видно, например, на рис. 4-3). Поступательные пары образуют салазки и суппорт токарного станка, поршень и цилиндр бензинового мотора и др. Если ползун имеет цилиндрическую форму, то он может свободно вращаться вокруг оси цилиндра. Поэтому необходимы дополнительные связи, чтобы предотвратить это вращение.

В поступательных и вращательных парах рассмотренных видов имеется скольжение. Так как с помощью этих пар одно звено опирается на другое, в частности подвижные звенья опираются на корпус, то весьма часто эти пары называют *опорами скольжения*. Упоминание о наличии скольжения особенно необходимо в случае подшипников, так как, кроме *подшипников скольжения*, существуют и *подшипники качения* (с промежуточными телами качения), с которыми познакомимся ниже.

Из всех опор скольжения наибольшее применение имеют подшипники с цилиндрической поверхностью скольжения. Перейдем к более подробному их изучению.

Конструкция подшипников скольжения. На рис. 5-2 представлен простейший выносной неразъемный подшипник скольжения, состоящий всего из двух основных деталей, чугуного корпуса и бронзового вкладыша, выполненного в виде втулки. Корпус крепится к раме машины двумя болтами. Втулка посажена в корпус с небольшим натягом. Винты, которые видны на торцевой плоскости, удерживают втулку от проворачивания относительно корпуса при ослаблении натяга. После того как в подшипник будет вставлена цапфа,

в соединении должен получиться некоторый гарантированный зазор, не слишком большой, но и не слишком малый. Величина этого зазора зависит от типа посадки, предусмотренной чертежом (например, А/Х, А/Л, А/Ш). Чрезмерный зазор привел бы к плохому центрированию вращающейся детали. Слишком малый мог бы стать причиной потери подвижности в подшипнике в результате неодинакового расширения

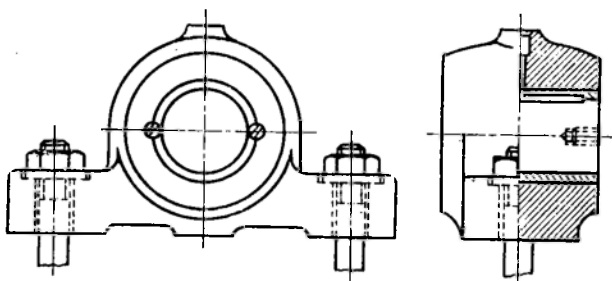


Рис. 5-2

цапфы и корпуса подшипника, вследствие нагревания узла при работе. Сверху имеется отверстие для подачи смазки. Она распределяется по длине вкладыша с помощью продольной смазочной канавки. Класс чистоты поверхностей соприкосновения цапфы и вкладыша должен быть высоким (не менее $\nabla 8, \nabla 9$).

Когда сборка подшипникового узла путем осевого перемещения цапфы неосуществима (например, при сборке шатуна с коленчатым

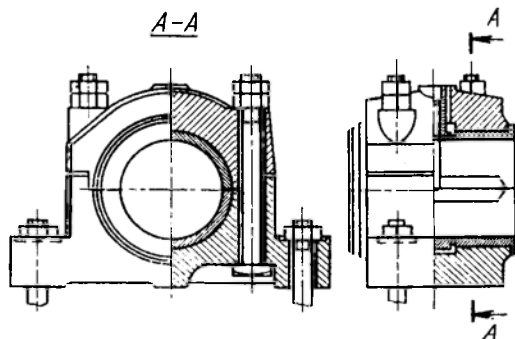


Рис. 5-3

валом автомобильного двигателя), применяют разъемные подшипники (рис. 5-3). При этом разъем вкладыша делается по его диаметру, а разъем корпуса выполняется ступенчатым. Уступ служит для предохранения от сдвига крышки относительно корпуса.

Наличие разъема можно использовать и для некоторой регулировки радиального зазора между цапфой и вкладышем путем состра-

гивания поверхностей разъема и установки регулировочных прокладок. Такая регулировка может увеличить срок службы подшипника между ремонтами, так как это позволяет компенсировать увеличение зазора вследствие износа.

На рис. 5-4 представлен разъемный самоустанавливающийся выносной подшипник скольжения, у которого соединение вкладыша

с корпусом образует шаровой шарнир. Такая конструкция применяется при большой длине подшипника, так как в этом случае даже небольшая непараллельность оси отверстия вкладыша и оси цапфы привела бы к большой неравномерности поверхностного давления по длине вкладыша. Шаровой шарнир позволяет вкладышу наклоняться, обеспечивая полное прилегание к поверхности цапфы на всей ее длине. Во многих случаях подшипники не имеют особого корпуса, а встраиваются в отверстия неподвижного или подвижного звена (например, размещаются в головках шатуна).

Применение вкладышей преследует две цели. Во-первых, цапфы и корпус обычно изготавливают из прочных конструктивных материалов, которые, однако, не образуют антифрикционной пары. И коэффициент трения, и изнашивание при непосредственном трении этих материалов велики. Во-вторых, на поверхностях скольжения неизбежен износ: изношенный вкладыш легко можно заменить. Таким образом, он защищает от изнашивания более дорогую деталь — корпус подшипника или даже целой машины.

Подшипниковые материалы. Подшипниковыми материалами называются материалы, применяемые для изготовления вкладышей или наносимые в виде покрытий на их трущиеся поверхности. Они образуют со стальной цапфой антифрикционную пару, характеризующуюся малым коэффициентом трения. Это свойство подшипниковых материалов в значительной мере обусловлено их способностью удерживать на поверхности трения в присутствии смазки устойчивые масляные пленки.

Эти материалы должны обладать высокой упругостью и пластичностью, обеспечивающими легкую приработку и хорошее прилегание поверхности подшипника к опорной поверхности вращающейся цапфы. Они должны иметь хорошую теплопроводность, не сильно изнашиваться сами и мало изнашивать цапфу — более дорогую деталь.

К числу наиболее распространенных подшипниковых материалов относятся: *бронза*, *бabbиты* на оловянистой и кальциевой основе, *антифрикционный чугун*, *графито-металлические* компаунды, получаемые спеканием графита с металлической стружкой, *текстолит*, *дерево*, *резина* (с водой), а также синтетические материалы типа *капрона*, *нейлона* и *тефлона*. Обычно подшипниковый материал наносят на поверхность скольжения стального или бронзового вкладыша в виде тонкого покрытия толщиной от 3 мм до нескольких десятых миллиметра. Реже применяют вкладыши, целиком изготовленные из подшипникового материала, бронзы, антифрикционного чугуна или металлокерамики.

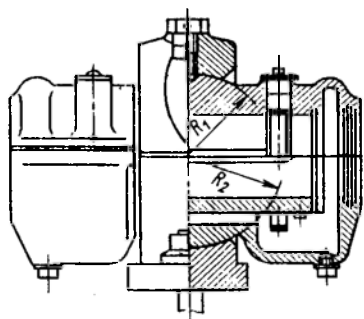


Рис. 5-4

Низшие пары скольжения должны не только обеспечить относительную подвижность соприкасающихся звеньев, но и свести к возможному минимуму величину вредных сопротивлений. Чтобы достичь этого в опорах скольжения, применяют смазку. Так называются все вещества, образующие пленки на поверхностях скольжения, способные разделить эти поверхности и таким образом предохранить их от непосредственного контакта. При этом повышается общий к. п. д. машины, уменьшается выделение тепла в опоре и тем самым увеличивается ее нагрузочная способность.

Виды трения смазанных поверхностей. В зависимости от толщины разделяющего слоя смазки различают жидкостное и полужидкостное трение. При *жидкостном* трении слой смазки имеет толщину порядка десятков микрон. Эта толщина так велика, что даже вершины самых больших неровностей на поверхностях звеньев не могут касаться друг друга. При этом условия трения в подшипнике определяются законами гидродинамики. Износ практически отсутствует.

При толщине смазочной пленки менее 1 мк характер трения существенно меняется. Свойства такой тонкой пленки определяются уже не законами гидродинамики, а молекулярными силами сцепления с поверхностью твердого тела. Таковы условия на гребнях неровностей шероховатой поверхности скольжения. Однако во впадинах, лежащих между гребешками, могут при этом существовать условия, близкие к условиям жидкостного трения, поэтому такое трение называют *полужидкостным*.

Смазочные вещества. В качестве смазки используют жидкости, газы, а также твердые вещества, обладающие достаточной пластичностью (*графит, двухсернистый молибден* и др.). Наиболее распространенной смазкой являются разные сорта *жидких минеральных масел*: индустриальное, турбинное, цилиндрическое и др., а также *консистентные* мазеобразные смазки (солидол, консталин и др.), получаемые из минеральных масел при добавлении загустителя.

Способы смазки. Способ подвода смазки зависит от ее консистенции и количества (расхода). Мазеобразные смазки закладывают в опоры или специальные масленки периодически. Из масленок смазку выдавливают в зазор подшипника, время от времени подвтыгивая крышку масленки. При жидкой смазке она подается к поверхностям трения из капельниц или с помощью фитилей, смазочных колец или, наконец, разбрызгиванием. Более обильную смазку, необходимую для подшипников, работающих при жидкостном трении, обеспечивают специальные смазочные подушечки (подбивка) и принудительная циркуляционная смазка. В последнем случае вытекающая через торцовые щели смазка собирается и после охлаждения и очистки снова поступает в подшипник под действием специального насоса.

Вязкость. Антифрикционные свойства смазки определяются ее *вязкостью* и *маслянистостью*, т. е. качествами, характеризующими соответственно внутреннее трение сплошной среды и ее способность обра-

зовывать тончайшие устойчивые пленки, прочно прилипающие к трущимся поверхностям.

Количественные оценки маслянистости пока не разработаны. Вязкость же оценивают *динамическим коэффициентом вязкости*. Согласно закону Ньютона, p_F — удельная сила сопротивления (в н/м^2) относительно сдвигу соседних слоев жидкости, возникающая на разделяющей их поверхности, параллельной направлению течения струи, определяется уравнением

$$p_F = \mu \frac{dv}{dz}, \quad (5.1)$$

где v — скорость течения струи, м/сек ; z — расстояние между параллельными слоями струи, измеряемое перпендикулярно направлению течения; μ — динамический коэффициент вязкости.

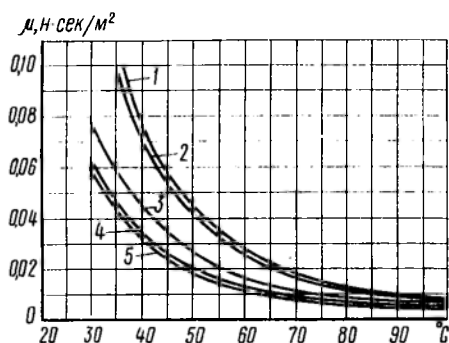


Рис. 5-5

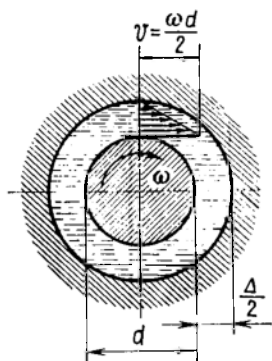


Рис. 5-6

Эта сила характеризует внутреннее трение жидкости. Динамический коэффициент вязкости измеряется в системе СИ в $\text{н} \cdot \text{сек/м}^2$, а в технической системе — в $\text{кгс} \cdot \text{сек/м}^2$. Она может измеряться также в пуазах и сантипуазах. $1 \text{ спз} \approx 1,02 \cdot 10^{-4} \text{ кгс} \cdot \text{сек/м}^2 \approx 1 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2$.

Динамический коэффициент вязкости сильно зависит от температуры. Так как рабочая температура подшипника чаще всего близка к 50°C , то в справочниках обычно приводятся два значения динамического коэффициента вязкости: при 20°C и при 50°C (μ_{20} и μ_{50}). На рис. 5-5 представлены зависимости коэффициента μ от температуры для нескольких сортов минеральных смазочных масел: 1 — масло турбинное 46, 2 — индустриальное 45, 3 — турбинное 30, 4 — турбинное 22, 5 — индустриальное 20.

Гидродинамическое сопротивление подшипников скольжения при жидкостном трении. Представим себе быстро вращающуюся цапфу, расположенную строго концентрично в отверстии подшипника. Кольцевой зазор постоянной толщины заполнен смазкой, текущей в направлении вращения цапфы. Вследствие трения о твердое тело скорость смазки на граничной поверхности равна скорости этой поверхности. Поэтому скорость тече-

ния смазки у поверхности подшипника равна нулю, а у поверхности вращающейся цапфы равна окружной скорости последней (рис. 5-6). Очевидно, поле скоростей симметрично относительно оси вращения цапфы и производная скорости течения смазки равна

$$\frac{dv}{dz} = \frac{v}{\Delta/2} = \text{const.}$$

Тогда

$$P_F = \mu \frac{2v}{\Delta}. \quad (5.2)$$

Теперь нетрудно найти полную окружную силу P_F сопротивления вращению шипа. Если l — длина и d — диаметр посадочной поверхности, то сила трения $P_F = p_F \pi l d$. Подставляя сюда $v = \omega d/2$ и обозначая $\psi = \Delta/d$ — относительный диаметральный зазор, получим формулу Петрова:

$$P_F = \frac{\mu \omega}{\psi} \pi l d. \quad (5.3)$$

Если в этой формуле μ в $\text{н} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ или $\text{кгс} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, то размеры l и d следует подставлять в метрах.

Как видим, при жид-

костном трении окружная

сила сопротивления вращению не зависит от нагрузки на подшипник. Она пропорциональна площади поверхности цапфы, скорости и вязкости смазки и обратно пропорциональна величине относительного зазора. В действительности, в большинстве случаев цапфа располагается в отверстии подшипника эксцентрично, в связи с чем в формулу (5.3) следует ввести поправку. Однако она невелика.

Коэффициент жидкостного трения в подшипнике. В предыдущей главе была дана формула для выражения момента сил трения в подшипнике при сухом кулоновом трении (4.4):

$$M_F = f_n Q_R \frac{d}{2},$$

где d — диаметр цапфы; Q_R — нагрузка на опору; f_n — коэффициент трения опоры (рис. 5-7, а).

Чтобы эта формула давала правильный результат и тогда, когда в подшипнике имеется жидкостное трение, в ней следует приравнять силу трения $f_n Q_R$ действительной величине сил сопротивления, определяемой формулой Петрова, т. е. положить $f_n Q_R = P_F$. Тогда, обозначая $q_c = \frac{Q_R}{ld}$, получим

$$f_n = \frac{\pi}{q_c} \frac{\mu \omega}{\psi}. \quad (5.4)$$

Эта величина и называется коэффициентом трения подшипника, работающего при *жидкостном трении*. Очевидно, по своей физической природе она имеет мало общего с понятием коэффициента трения, употребляемым в теоретической механике.

Таким образом, под *коэффициентом трения подшипника* в общем случае подразумевают безразмерный коэффициент пропорциональности между нагрузкой на опору и окружной силой сопротивления вращению, представляющей собой сумму элементарных касательных сил, распределенных по всей поверхности цапфы.

Изменение коэффициента трения подшипника с изменением скорости. Определяя опытным путем величину момента сил трения M_F в подшипнике, с помощью формулы (5.4) можно подсчитать соответствующее значение коэффициента трения $f_n = 2M_F : Q_L d$.

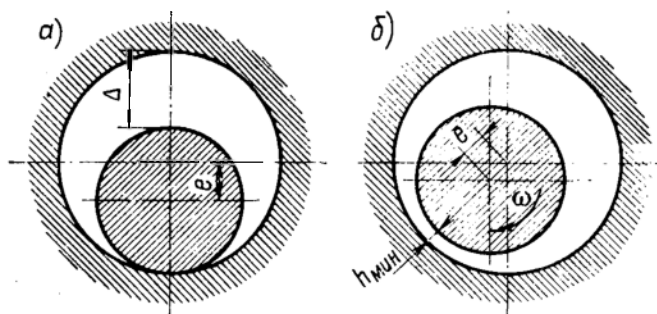


Рис. 5-8

На рис. 5-7, б представлена полученная таким путем примерная зависимость $f_n = f_n(\omega)$ для некоторого конкретного подшипника при постоянной нагрузке на него $Q_R = \text{const}$ и постоянной температуре. Наибольшую величину коэффициента трения имеет в момент пуска машины, когда он равен коэффициенту трения покоя $f_{\text{оп}}$. В дальнейшем, с увеличением угловой скорости ω коэффициент f_n уменьшается (зона 1) и достигает при некотором ее значении ω_n минимальной величины $(f_n)_{\text{мин}}$. При дальнейшем увеличении скорости (зона 2) коэффициент трения медленно возрастает почти пропорционально ее величине.

Это изменение величины коэффициента трения связано с изменением положения цапфы относительно подшипника. При малой скорости вращения цапфа вала касается подшипника в его нижней точке (рис. 5-8, а). При этом эксцентриситет e цапфы и подшипника имеет наибольшую возможную величину. Он равен $\Delta/2$. Начиная со скорости вращения ω_n , которой соответствует $f_n = f_{n \text{ мин}}$, вал «отрывается» от подшипника и «всплывает», занимая положение, изображенное на рис. 5-8, б. Эксцентриситет при этом уменьшается и наименьший зазор между цапфой и подшипником

$$h_{\text{мин}} = \frac{d_A - d_B}{2} - e = \frac{\Delta}{2} \left(1 - \frac{2e}{\Delta} \right). \quad (5.5)$$

При дальнейшем увеличении скорости эксцентриситет e продолжает уменьшаться и цапфа поднимается все выше.

Зона 2 (см. рис. 5-7, б) есть область *жидкостного трения*. Здесь наименьшая толщина слоя смазки уже достаточно велика, чтобы законы гидродинамики сохраняли свое действие. Ими и определяется трение и подъемная сила в подшипнике. При этом сам слой смазки поддерживает вал. В зоне 1, напротив, отдельные неровности трущихся поверхностей сближаются настолько, что их разделяет только пленка, удерживаемая молекулярными силами. Число таких сближений увеличивается по мере убывания скорости.

Смазочные пленки, которые адсорбируются (присасываются) подшипниковыми материалами, прочно прилипают к их поверхностям, защищают металлическую поверхность в момент сближения неровностей. Однако, хотя пленки и понижают величину силы трения, все же они не могут полностью предотвратить износ поверхностей скольжения.

Зона 1 является областью *полужидкостного трения*. Сила трения в этой зоне зависит частично от свойств смазки, а частично от свойств подшипниковых материалов. Все опоры скольжения должны быть приспособлены для работы в условиях полужидкостного трения, так как при разгоне и выбеге скорость вращения недостаточна для создания подъемной гидродинамической силы, необходимой для «всплывания» цапфы.

Если при нормальном режиме работы машины условия в опоре скольжения соответствуют зоне 2, то такую опору называют *опорой жидкостного трения*. Соответственно, опора, нормально работающая в условиях зоны 1, называется *опорой полужидкостного трения*.

§ 3. ОПОРЫ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Для того чтобы подшипник мог работать при жидкостном трении, необходимо заставить цапфу «всплыть». При этом гидродинамическое давление смазочного слоя должно преодолеть нагрузку, приходящуюся на опору. Существует два способа создания этого гидродинамического давления: гидростатический и гидродинамический.

В *гидростатических подшипниках* необходимое давление в смазочном слое создает насос, нагнетающий смазку в зазор, а в *гидродинамических* смазка увлекается вращающейся цапфой вследствие вязкости в узкую часть зазора, который в этом случае должен иметь клиновидную форму. Там струя смазки производит расклинивающее действие, поддерживая приподнявшуюся цапфу.

Гидростатические подшипники. На рис. 5-9 изображена одна из разновидностей гидростатических подшипников. Насос подает смазку под давлением в кольцевой канал 1, откуда она выдавливается через узкие отверстия 2, расположенные на середине длины подшипника, распределяясь по всему кольцевому зазору между подшипником и цапфой. Отсюда смазка вытекает через кольцевой зазор в торцах. Нагруженная цапфа располагается в подшипнике эксцентрично, вследствие чего зазор снизу получается меньшим, чем сверху.

По этой причине гидравлическое сопротивление вытеканию смазки в нижней части зазора оказывается большим, чем в верхней.

В результате по мере приближения к торцу давление в нижней части зазора падает медленнее, чем в верхней. Эта разность гидродинамического давления q на цапфу снизу и сверху и создает подъемную силу. Такие

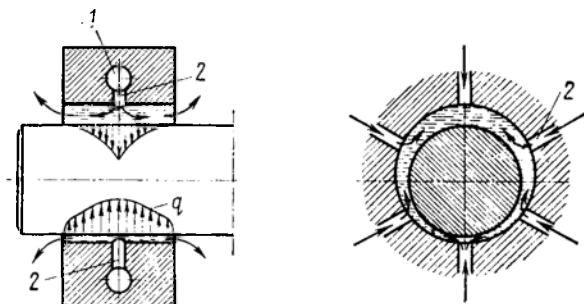


Рис. 5-9

подшипники очень удобны для медленно вращающихся цапф, которые встречаются в конструкциях различных аппаратов и приборов (например, в телескопах).

Гидродинамические подшипники. На рис. 5-10 поясняется способ работы гидродинамического подшипника. Цапфа располагается в отверстии подшипника эксцентрично. Смазка подается

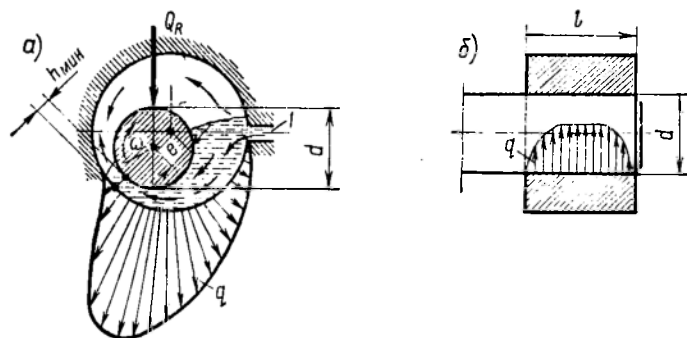


Рис. 5-10

через канал 1 и увлекается цапфой в узкую часть зазора, образуя клиновидную струю.

По мере приближения к узкой части зазора гидродинамическое давление q увеличивается.

Равнодействующая всех поверхностных давлений, действующих на цапфу, создает подъемную силу и уравнивает нагрузку Q_R (На рис. 5-10, а, чтобы не затемнять рисунок, показана эпюра давления q смазки, действующего на подшипник, а не на цапфу. Такое же, но про-

типоволожно направленное давление действует со стороны смазки на цапфу).

Пройдя узкую часть зазора, смазка вытекает через торцовые щели. Еще некоторая часть ее, поступающая через канал 1, сразу отделяется и проходит поверх цапфы, не образуя непрерывной струи и не оказывая на цапфу давления, но способствуя ее охлаждению.

Заметим, что в гидростатических подшипниках смазка подводится в зону наибольшего гидродинамического давления, тогда как в гидродинамических подшипниках, наоборот, — в зону наименьшего давления.

Устройство дополнительных смазочных отверстий и канавок в зоне повышенного давления только уменьшает подъемную силу Q_R и поэтому не рекомендуется.

Для подшипника бесконечной длины подъемную силу Q_R можно вычислить теоретически. Для реального подшипника нужно вводить поправку, учитывающую влияние торцового истечения, вследствие которого q уменьшается по мере приближения к торцам (рис. 5-10, б). Эта поправка зависит от отношения l/d . В конечном итоге может быть получена формула для определения подъемной силы

$$Q_R = ld \frac{\mu \omega}{\psi^2} K_\chi, \quad (5.6)$$

где коэффициент нагруженности K_χ есть функция относительной эксцентриситета $\chi = 2e/\Delta$ и отношения l/d . Зависимость K_χ от χ представлена графически на рис. 5-11 в виде пучка кривых. Если μ под-

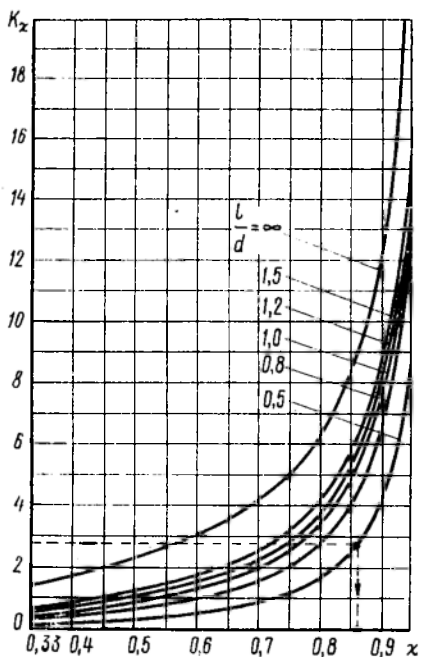


Рис. 5-11

ставляется в формулу в $\text{н} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ или $\text{гс} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, то размеры l, d должны выражаться в метрах.

Рассматривая формулу (5.6), можно заметить, что подъемная сила увеличивается вместе с ростом вязкости смазки μ , скорости ω и эксцентриситета e (так как вместе с e увеличивается угол масляного клина и растет K_χ , как это видно на рис. 5-11) и уменьшается с увеличением диаметрального зазора Δ и, следовательно, ψ . Поэтому при неизменной нагрузке на подшипник данных размеров с уменьшением скорости должен увеличиваться K_χ , а вместе с ним и эксцентриситет e .

Чтобы подшипник мог работать при жидкостном трении, величина самой узкой части зазора, равная $h_{\min}$, должна быть не меньше некоторой «критической» величины $h_{\text{кр}}$, при которой отдельные неровности поверхностей шипа и подшипника сближаются настолько, что происходит разрушение непрерывной струи, образующей масляный клин.

Если оси шипа и подшипника строго параллельны, то считают, что $h_{кр}$ зависит от высоты неровностей R_{z1} и R_{z2} на поверхностях отверстия и вала соответственно назначенному для их обработки классу чистоты по ГОСТу.

В случае непараллельности осей вала и отверстия подшипника нужно не забывать, что расчетное значение $h_{мин}$ относится к среднему по длине цапфы сечению масляного клина, а действительная наименьшая величина зазора в этом случае находится в торцовом сечении (рис. 5-12). Это учитывается введением дополнительного члена y , так что окончательно критический зазор $h_{кр}$ пропорционален величине

$$h_{ок} = R_{z1} + R_{z2} + y. \quad (5.7)$$

Гидродинамический расчет подшипника жидкостного трения состоит в сравнении величины минимального зазора в средней части подшипника, равного согласно формуле (5.5)

$$h_{мин} = \frac{\Delta}{2} (1 - \chi), \quad (5.8)$$

с критическим зазором $h_{кр} = n_{\chi} h_{ок}$, где n_{χ} — коэффициент запаса, называемый также *коэффициентом надежности*. Если известны скорость ω , зазор Δ , размеры подшипника l, d и выбран сорт смазки, т. е. известно μ , которое берут обычно при 50°C , то из формулы (5.6) определяют величину K_{χ} . Далее по графикам (см. рис. 5-11) находят величину относительного эксцентриситета χ , соответствующего найденному значению K_{χ} , и по формуле (5.8) величину $h_{мин}$. Для надежной работы в режиме жидкостного трения должно быть

$$h_{мин} \geq n_{\chi} h_{ок}, \quad (5.9)$$

где коэффициент запаса $n_{\chi} = 1,5 \div 2$. Если по расчету получается $h_{мин} < h$, то нет уверенности, что вал сможет «всплыть» и что подшипник будет работать при жидкостном трении. Не следует также допускать значения относительного эксцентриситета χ меньше $0,4 \div 0,5$, так как положение цапфы на слое смазки может стать неустойчивым.

Так как каждой стандартной посадке соответствуют два предельных значения зазора $\Delta_{мвкс}$ и $\Delta_{мин}$, то расчет величины $h_{мин}$ должен быть сделан для обоих этих значений зазора.

Из формулы (5.6) видно, что подъемная сила Q_R увеличивается с уменьшением ψ . Поэтому может показаться, что следует проектировать подшипники с возможно малым относительным зазором ψ (т. е. работать при $h_{мин}$, возможно близком к $h_{кр}$). Однако при уменьшении ψ , как видно из формулы (5.4), увеличивается коэффициент трения подшипника и растут тепловые потери. Поэтому минимальный зазор $\Delta_{мин}$ ограничен не только стабильностью режима жидкостного трения,

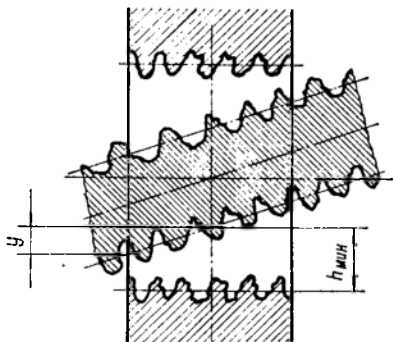


Рис. 5-12

но и нагреванием подшипника. С другой стороны, $\Delta_{\text{макс}}$ ограничивается уменьшением подъемной силы Q_R . Таким образом, оптимальные условия работы будут соблюдены при $\Delta_{\text{макс}} \geq \Delta \geq \Delta_{\text{мин}}$, что и определяет допуск на величину зазора $\delta\Delta = \Delta_{\text{макс}} - \Delta_{\text{мин}}$. Для лучшего уяснения способа расчета рассмотрим пример.

Пример. Требуется проверить, установится ли режим жидкостного трения в подшипнике электрического генератора при следующих данных (см. рис. 5-1, а): $Q_R = 5000 \text{ н} = 500 \text{ кгс}$, $n = 3000 \text{ об/мин}$; $d = 85 \text{ мм}$; $l = 42 \text{ мм}$; $l/d = 0,5$; посадка $A_3/Ш_3$; шероховатость поверхностей шипа и подшипника по $\nabla 8$; подшипник самоустанавливающийся ($y = 0$); смазка — турбинное масло 22.

Решение. $\omega = \frac{\pi n}{30} = 314 \text{ рад/сек}$. Вязкость смазки при температуре 50°С (см. рис. 5-8) $\mu_{50} = 0,02 \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2$. Средняя наибольшая высота неровностей $R_{z1} = R_{z2} = 3,2 \text{ мк}$. Поэтому по формуле (5.7)

$$h_{\text{ок}} = R_{z1} + R_{z2} + y = 3,2 + 3,2 = 6,4 \text{ мк} = 0,0064 \text{ мм}.$$

Далее

$$q_c = Q_R / ld = 5000 / (0,042 \cdot 0,085) = 1,4 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 1,4 \text{ Мн/м}^2.$$

Последующий расчет ведем для двух значений зазора:

$$\Delta_{\text{макс}} = BO d_A - HO d_B = 0,07 - (-0,235) = 0,305 \text{ мм},$$

$$\Delta_{\text{мин}} = HO d_A - BO d_B = 0,0 - (-0,120) = 0,120 \text{ мм},$$

следовательно,

$$\psi_{\text{макс}} = \frac{0,305}{85} = 3,60 \cdot 10^{-3},$$

$$\psi_{\text{мин}} = \frac{0,120}{85} = 1,41 \cdot 10^{-3}.$$

По формуле (5.6)

$$K_{\chi 1} = \frac{q_c \psi_{\text{макс}}^2}{\mu \omega} = \frac{(1,4 \cdot 10^6) (3,60 \cdot 10^{-3})^2}{(2 \cdot 10^{-2}) \cdot 314} = 2,9,$$

$$K_{\chi 2} = K_{\chi 1} \left(\frac{\psi_{\text{мин}}}{\psi_{\text{макс}}} \right)^2 = 2,9 \cdot \left(\frac{1,41}{3,60} \right)^2 = 0,445.$$

По рис. 5-11 соответственно этим значениям коэффициента нагруженности находим значения величины χ при $l/d = 0,5$. Значению $K_{\chi 1} = 2,9$ соответствует $\chi_1 = 0,86$, а $K_{\chi 2} = 0,445$ соответствует $\chi_2 = 0,6$. По формуле (5.8)

$$(h_1)_{\text{мин}} = \frac{0,305}{2} (1 - 0,86) = 0,0214 \text{ мм},$$

$$(h_2)_{\text{мин}} = \frac{0,120}{2} (1 - 0,60) = 0,024 \text{ мм}.$$

Предельные значения коэффициента запаса, имеющегося в подшипнике, определяются из выражения (5.9):

$$n_{\chi 1} = (h_1)_{\text{мин}} / h_{\text{ок}} = 0,0214 / 0,0064 = 3,35,$$

$$n_{\chi 2} = 0,024 / 0,0064 = 3,75.$$

Оказалось, что коэффициент запаса при минимальном зазоре получился большим, чем при максимальном. Если бы коэффициент запаса оказался недостаточным, можно было бы или несколько увеличить длину l , или выбрать смазку с большей вязкостью.

При предельных расчетных значениях зазора коэффициент трения подшипника по формуле (5.4) будет равен:

$$f_{n1} = \frac{\pi}{q_c} \frac{\mu \omega}{\psi_{\max}} = \frac{3,14 \cdot 0,02 \cdot 314}{(1,4 \cdot 10^6) (3,6 \cdot 10^{-3})} = 0,004,$$

$$f_{n2} = f_{n1} \frac{\psi_{\max}}{\psi_{\min}} = 0,004 \frac{3,6 \cdot 10^{-3}}{1,41 \cdot 10^{-3}} = 0,010.$$

Таким образом, при меньшем зазоре коэффициент трения получается большим.

Нагревание подшипников. При работе машины механическая энергия $\omega P_F d/2$ превращается в подшипнике в тепловую. Чрезмерное нагревание подшипника приводит к окислению масла, что опасно вследствие сильного повышения коэффициента трения и «заклинивания» подшипника (т. е. образования на его поверхности трения глубоких царапин и борозд от вырванных частичек материала), приводящего к разрушению поверхностей скольжения. Поэтому тепловое равновесие подшипника должно достигаться при еще достаточно низкой температуре (для минеральных масел она обычно равна от 50 до 70 °C). В подшипниках жидкостного трения обильная смазка служит не только для уменьшения трения, но и для охлаждения подшипника.

При установившемся тепловом равновесии должно быть $N_F = N_k + N_n$, где N_F — тепло, выделяющееся в подшипнике в результате работы трения, N_k — тепло, уносимое протекающей смазкой, и N_n — тепло, рассеиваемое поверхностью подшипника. Вязкость смазки в сильной мере зависит от температуры, а количество смазки, протекающей через подшипник, — от давления насоса. Поэтому точный гидродинамический расчет величины $h_{\min}$ должен делаться параллельно с тепловым расчетом подшипника.

При проектировании опор жидкостного трения надо иметь в виду, что в большинстве случаев диаметр цапфы определяется ее прочностью и не может быть изменен. С другой стороны, критический зазор зависит от класса чистоты поверхности. Однако конструктор может распорядиться длиной l , зазором Δ , сортом смазки, а следовательно, ее вязкостью μ , секундным расходом, влияющим на количество уносимого тепла N_k . В современных машинах выбирают небольшую величину отношения $l/d = 0,8 \div 0,4$ и даже менее, так как этим достигается меньшая чувствительность к непараллельности осей подшипника и цапфы и лучшее охлаждение.

Наиболее широко может изменяться величина μ в связи с изменением сорта смазки. При проектировании опор с малой окружной скоростью трудности связаны с необходимостью иметь очень малый зазор Δ , а при проектировании опор с высокой окружной скоростью они вызваны ростом потерь и повышением температуры.

Необходимость уменьшать μ с увеличением окружной скорости привела к появлению подшипников с газовой смазкой, применяю-

щихся для слабо нагруженных опор быстроходных валов ($50 \div 100$ тыс. об/мин). Физические основы работы *газостатических* и *газодинамических* подшипников сходны с теми, на которых основана теория подшипников с жидкой смазкой. Гидростатические газовые опоры недавно получили применение также в судах на воздушной подушке.

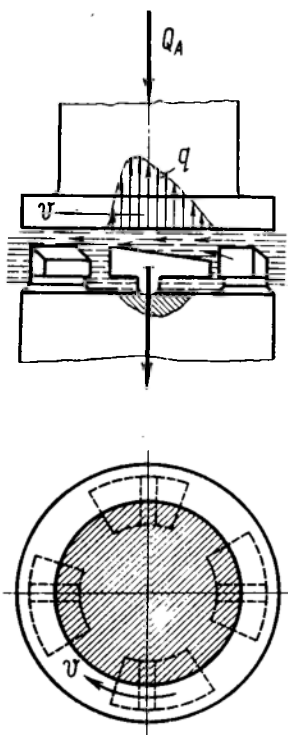


Рис. 5-13

Упорные подшипники. При конструировании упорных подшипников жидкостного трения нужно иметь в виду, что когда опорные плоскости параллельны, масляный клин отсутствует и подъемная сила равна нулю. Поэтому гидродинамические упорные подшипники обычно выполняют с применением качающихся сегментов или башмаков (рис. 5-13), при помощи которых и создается клиновидный зазор. Сегмент наклоняется до тех пор, пока равнодействующая поверхностного давления не пройдет через опорную призму, которая смещена от середины сегмента. При этом автоматически достигается наиболее выгодный угол масляного клина, обеспечивающий максимум подъемной силы. Описанная конструкция обычна для упорных подшипников паровых и гидравлических турбин, но не годится для реверсируемых машин. Качающиеся сегменты применяют также и в некоторых конструкциях опорных подшипников.

Подшипники жидкостного трения со специальной смазочной системой, обеспечивающей непрерывную циркулирующую смазку, очень удобны для быстроходных машин, работающих с постоянной скоростью. Их широко применяют в турбинах, электрических генераторах и пр. В жидкостном режиме работают также подшипники металлообрабатывающих станков, прокатных станов, железнодорожного подвижного состава и др. Основным недостатком подшипников жидкостного трения является необходимость иметь сложную смазочную систему.

§ 4. ОПОРЫ ПОЛУЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ. ПОДОБИЕ В МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ РАСЧЕТАХ

Для подшипников с невысокой рабочей окружной скоростью даже при весьма большой вязкости смазки не удастся получить расчетный минимальный зазор $h_{\min}$ большим технологически осуществимого $h_{\text{кр}}$. Такие подшипники постоянно, а не только в период разгона и выбега, работают с полужидкостным трением.

Работоспособность опор полужидкостного трения зависит от таких свойств смазки и антифрикционных материалов, которые пока нельзя выразить количественно. По этой причине проектирование таких опор ведется на основе сравнения с ранее выполненными и хорошо работавшими образцами. Проверка работоспособности кинематической пары путем сравнения ее с аналогичным образцом, работоспособность которого доказана, широко практикуется в машиностроении. Поэтому остановимся на этом вопросе несколько подробнее.

Подобие в машиностроительных расчетах. На рис. 5-14 схематически представлены два подшипника, которые изготовлены из одного материала и работают в режиме полужидкостного

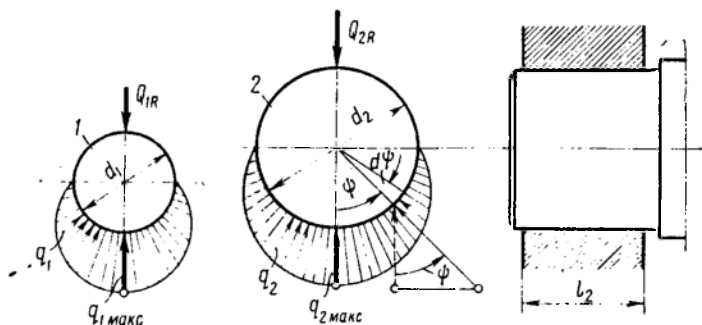


Рис. 5-14

трения. Одним из главных факторов, от которых зависит работоспособность низших кинематических пар, работающих при полужидкостном трении, является величина давления, возникающего на их поверхностях скольжения. От этого давления зависит разрушение адсорбированной масляной пленки, интенсивность износа и нагревание кинематической пары. Чтобы износ не был слишком велик и масляные пленки не разрушались, максимальное поверхностное давление $q_{\max}$ не должно превышать некоторой предельной величины $\{q_{\max}\}$.

Таким образом, критерием работоспособности является условие: $q_{\max} \leq \{q_{\max}\}$. Закон распределения давления $q = q(\psi)$ по окружности поперечного сечения цапфы точно не известен, так как он зависит от характера износа, температуры и упругих свойств материала, но нет оснований думать, что в двух сравниваемых подшипниках он различен. Можно принять приближенно, что вдоль образующей опорной поверхности величина q не изменяется. Тогда, согласно рис. 5-14,

$$Q_{1R} = 2 \int_0^{\pi/2} l_1 \frac{d_1}{2} q(\psi) \cos \psi d\psi = l_1 d_1 \int_0^{\pi/2} q(\psi) \cos \psi d\psi$$

или

$$\frac{Q_{1R}}{l_1 d_1} = \int_0^{\pi/2} q(\psi) \cos \psi d\psi. \quad (5.10)$$

Предельная нагрузка подшипника по работоспособности его поверхности скольжения соответствует значению максимального поверхностного давления $q_{\text{макс}} = \{q_{\text{макс}}\}$. Поэтому если воспользоваться равенством (5.10) для определения предельных нагрузок $\{Q_{1R}\}$ и $\{Q_{2R}\}$, то при одинаковом виде функции $q(\psi)$ и одинаковом $q_{\text{макс}}$ в обоих случаях интегралы в правой части равенства (5.10) будут одинаковы, и тогда, разделив одно равенство на другое, получим

$$\frac{\{Q_{1R}\}}{\{Q_{2R}\}} = \frac{l_1 d_1}{l_2 d_2}. \quad (5.11)$$

Соотношение (5.11) выражает условие идентичности напряженного состояния на поверхностях скольжения подшипников 1 и 2. Если разделить числитель и знаменатель в соотношении (5.11) на один и тот же коэффициент запаса n_q , то получим

$$\frac{[Q_{1R}]}{[Q_{2R}]} = \frac{l_1 d_1}{l_2 d_2}. \quad (5.12)$$

Это соотношение можно истолковать как условие, которое нужно соблюсти, чтобы оба подшипника имели одинаковый запас относительно предельной нагрузки по разрушению масляной пленки и появлению ускоренного износа.

Чтобы сравнить два подшипника в отношении их нагревания, будем исходить из следующего. Мощность, затрачиваемая на нагревание подшипника, равна $f_n Q_R v$, где v — окружная скорость шипа, а f_n — коэффициент трения подшипника. Количество тепла, отводимого от подшипника, пропорционально температуре и поверхности охлаждения. Последнюю в первом приближении можно считать пропорциональной боковой поверхности цапфы. Тогда $N_n = \kappa t^\circ \pi l d$, где κ — коэффициент пропорциональности, t° — избыточная над окружающей средой температура. Тепловое равновесие имеет место при $\beta f_n Q_R v = \kappa t^\circ \pi l d$, где β — коэффициент перевода механических единиц в тепловые.

Если оба сравниваемых подшипника имеют одинаковую избыточную температуру t° и одинаковый и постоянный при данной окружной скорости коэффициент трения f_n , то в результате деления равенств теплового равновесия, составленных для каждого из них, получим

$$\frac{Q_{1R} v_1}{Q_{2R} v_2} = \frac{l_1 d_1}{l_2 d_2}. \quad (5.13)$$

Это соотношение можно рассматривать как условие, необходимое для того, чтобы два сравниваемых подшипника имели одинаковую температуру.

На основании этих примеров можно сказать, что условия работы двух кинематических пар будут одинаковыми, если отношение их предельных нагрузок одного и того же рода равно отношению одинаковых функций одних и тех же параметров (в наших примерах ld и ld/v соответственно).

Расчет опор полужидкостного трения. Метод подобия имеет очень широкое применение в машиностроительных расчетах не только потому, что позволяет избежать сложных вычислений, связанных с анализом напряженного состояния. Главная его ценность заключается в том, что это напряженное состояние можно вообще не знать даже и для того объекта, который служит эталоном при последующих пропорциональных пересчетах. Действительно, если путем непосредственного испытания какого-либо узла (например, подшипника, работающего в условиях полужидкостного трения) установлена величина предельной нагрузки $\{Q_R\}$, то этого вполне достаточно, чтобы воспользоваться формулами подобия, если только структура их известна. В самом деле, в примере с подшипниками, если $\{Q_R\}$ найдена из опыта, то, не зная при этом величины $\{q_{\max}\}$, с помощью соотношения (5.11) можно рассчитать любой подобный подшипник. Это обстоятельство тем более ценно, что иногда определить $q_{\max}$ или σ не представляется возможным. Поэтому непосредственное сравнение $q_{\max}$ и σ с $\{q_{\max}\}$ и $\{\sigma\}$ оказывается невыполнимым.

Основываясь на свойствах подобия, для расчета работоспособности часто пользуются критериями, имеющими смысл только для какой-либо узкой группы подобных объектов. Например, для рассмотренных нами подшипников скольжения, работающих в условиях полужидкостного трения, из формулы (5.12) можно определить:

$$q_c = \frac{Q_R}{l d} \leq [q_c], \quad (5.14)$$

где величина $[q_c] = [Q_R] / l_1 d_1$ определена из опыта, на некотором эталонном подшипнике. Это соотношение дает критерий для суждения о работоспособности любого подобного подшипника. Второй критерий может быть получен из соотношения (5.13), откуда следует:

$$q_c v \leq [q_c v]. \quad (5.15)$$

Здесь величины $[q_c]$ и $[q_c v]$ имеют силу только для тех подшипников, условия работы которых подобны условиям работы некоторого подшипника, послужившего эталоном при определении $[q_c]$ и $[q_c v]$. Этим же способом рассчитывают подпятники и поступательные пары полужидкостного трения.

К о р р е к т и р у ю щ и е к о э ф ф и ц и е н т ы. Использование метода подобия в машиностроительных расчетах может быть расширено введением *корректирующих коэффициентов* двух типов.

Во многих случаях главная закономерность, описываемая основным расчетным соотношением, оказывается справедливой лишь приблизительно. Для уточнения основного расчетного соотношения вводится соответствующая корректирующая функция, которая символически обозначается буквой — корректирующим коэффициентом первого типа.

Например, в случае подшипника, работающего в режиме жидкостного трения, допускаемая нагрузка при прочих равных условиях за-

висит не только от произведения l на d , но и от отношения l к d . Поэтому формулу (5.6) иногда представляют в виде

$$q_c = \frac{\mu\omega}{\psi^2} K_\infty K_l, \quad (5.16)$$

где K_∞ — коэффициент нагруженности при $l = \infty$.

В этом виде в формуле присутствует корректирующий коэффициент K_l , представляющий собой функцию отношения l/d . В более сложных случаях корректирующий коэффициент может быть функцией и большего числа аргументов, например, d , ω , l/d и т. п., заранее рассчитанной или найденной экспериментально и заданной в форме графика или таблицы.

Разумеется такая форма записи расчетного соотношения уместна только в тех случаях, когда корректирующий коэффициент вводится, чтобы учесть влияние второстепенных факторов на главную зависимость. В противном случае удобнее составить таблицы, содержащие $[Q]$ в функции от всех равно влияющих аргументов d , ω , l и пр. Такие приемы расчета также встречаются в машиностроении и носят название *табличных расчетов*.

Совершенно другой смысл имеют корректирующие коэффициенты второго типа. С помощью этих коэффициентов стремятся учесть те же факторы, которые в других случаях учитываются коэффициентом запаса. Можно, например, найти из опыта предельную нагрузку подшипника с размерами l_0 и d_0 , равную $\{Q_{0R}\}$. Тогда формулу (5.14) можно представить в виде

$$\frac{Q_R}{ld} \leq \frac{\{Q_{0R}\}}{n_q l_0 d_0},$$

где n_q — коэффициент запаса,
или

$$Q_R \leq [Q_R], \quad \text{где} \quad [Q_R] = \{q_c\} ld K_q. \quad (5.17)$$

Здесь $K_q = 1/n_q$ — корректирующий коэффициент второго типа. С его помощью оценивается влияние неучтенных факторов, которые отличают условия работы узла от условий его испытания.

Структура формул, используемых для расчета различных узлов, применяемых в машиностроении, к сожалению, не одинакова. Корректирующие коэффициенты первого и второго типов обозначают одними и теми же буквами. В одних случаях их помещают в правой части равенства, как это сделано в наших примерах, в других — в левой. Однако нетрудно понять, в чем истинное назначение того или иного корректирующего коэффициента по тем аргументам, функцией которых он является.

Соотношения (5.14), (5.15) используют при расчете как подшипников, так и подпятников. Точность такого расчета зависит от правильности выбора величин $[q_c]$ и $[q_c v]$, т. е. от степени подобия условий работы проектируемого подшипника тем условиям, для которых приведены справочные данные. Величины $[q_c]$ и $[q_c v]$ принимают в зависимости от рода антифрикционного материала, скорости цапфы и вида

нагрузки. К сожалению, справочные данные обычно не указывают сорт смазки.

Подшипники скольжения и направляющие, работающие в режиме полужидкостного трения, имеют постоянный износ трущихся поверхностей. Однако в настоящее время появились новые антифрикционные материалы (железографитовые керамические втулки, капроновые и нейлоновые втулки и покрытия и т. д.) и новые виды смазки (двусернистый молибден и др.), которые обеспечивают хорошую износостойкость и позволяют успешно применять такие опоры в ряде узлов современных машин. Их основным достоинством являются малые радиальные размеры и дешевизна, основным недостатком — необходимость периодической смазки и ремонта. Разрабатывается система стандартизации подшипников скольжения полужидкостного трения, что повысит их качество, облегчит эксплуатацию и возможно расширит область применения.

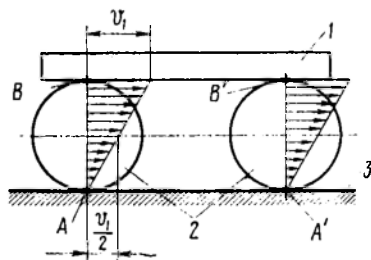
ОПОРЫ КАЧЕНИЯ

[кинематические пары с промежуточными телами качения]

§ 1. ТРЕНИЕ КАЧЕНИЯ. УСТРОЙСТВО И ТИПЫ ОПОР КАЧЕНИЯ

Опоры скольжения, работающие при малой скорости, подвержены износу, а их коэффициент трения при этом довольно велик. Особенно велик он при пуске машины в ход. Эти недостатки устранены в кинематических парах с промежуточными телами качения.

Устройство кинематических пар с промежуточными телами качения. На рис. 6-1 представлена схема поступательной пары с промежуточными телами качения. Подвижное звено 1 опирается на неподвижное 3 с помощью цилиндрических тел качения 2. Механизм имеет одну степень свободы, так как, кроме обычных кинематических связей, накладываемых высшими парами A , B , A' и B' , следует учесть четыре добавочных равенства, выражающих условия отсутствия скольжения в парах A , B , A' и B' . Это отсутствие скольжения является следствием отсутствия внешнего момента, действующего на тело качения. По этой причине касательные скорости опорных точек ролика A и B равны соответственно:



$$v_2^{(A)} = 0, \quad v_2^{(B)} = v_1.$$

Рис. 6-1

Отсюда видно, что скорость его центра равна $v_1/2$. В результате звено 1 опережает ролики 2 и для сохранения работоспособности механизма перед звеном 1 нужно размещать все новые тела качения. Для поступательных и винтовых пар качения это осуществляется с помощью желобков для проталкивания отставших тел качения на новую исходную позицию (см. рис. 3-3).

Это осложнение отсутствует в парах вращения с промежуточными телами качения, когда звеньям 1 и 3 придается форма концентрических колец, между которыми тела качения движутся по замкнутой траектории. На рис. 6-2 изображен шариковый подшипник качения. Основные его части: 1 — внутреннее кольцо, 2 — наружное кольцо, 3 — тела качения и 4 — сепаратор, обеспечивающий неизменность дистанции между телами качения при работе подшипника. Нетрудно заметить, что вращающий момент не может передаваться от одного кольца к другому. Поэтому подшипник только передает давление от подвижного звена на неподвижное, как и опора скольжения (шарнир).

Трение качения. В зоне контакта тел качения с беговыми дорожками колец происходят сложные физические процессы, приво-

дящие к потерям механической энергии. В результате равнодействующая поверхностных напряжений в зоне контакта при качении не совпадает с направлением общей нормали (рис. 6-3, б), как то имеет место в состоянии покоя (рис. 6-3, а). Касательную составляющую этой равнодействующей называют *силой трения качения* $P_{Fк}$. По аналогии с трением скольжения эту силу принято выражать через нормальное давление P_N . При этом пользуются соотношением

$$P_{Fк} = \frac{k}{R} P_N, \quad (6.1)$$

где R — радиус тела качения; k — *плечо трения качения*, зависящее от свойства материалов опоры и катка и от величины радиуса R .

Выражение для момента трения в подшипнике качения представляют в той же форме, что и для подшипника скольжения, но при этом окружную силу сопротивления вращению $P_{Fк}^{(n)}$ относят к внутреннему диа-

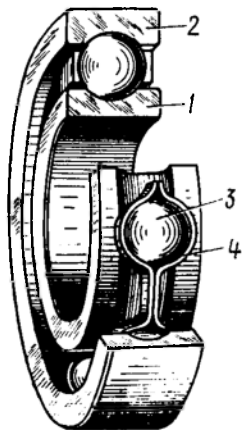


Рис. 6-2

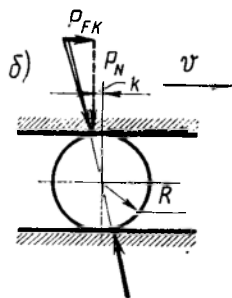
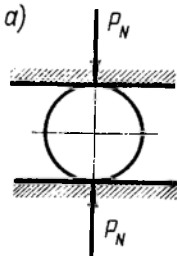


Рис. 6-3

метру d (рис. 6-4, а) внутреннего кольца. Так как на этой поверхности в действительности нет скольжения и потерь от трения, то сила $P_{Fк}^{(n)}$ является величиной воображаемой, удобной для сравнения с силой трения в подшипниках скольжения. Таким образом, принимают, что момент сил сопротивления вращению подшипника равен

$$M_F = \frac{P_{Fк}^{(n)} d}{2} = \frac{f_{пк} Q_R d}{2}, \quad (6.2)$$

где Q_R — нагрузка на подшипник, $f_{пк}$ — коэффициент пропорциональности между $P_{Fк}^{(n)}$ и Q_R , называемый *коэффициентом трения подшипника качения*. Этот коэффициент колеблется от 0,002 до 0,005, что значительно меньше коэффициента полужидкостного трения.

Общая характеристика подшипников качения. Подшипники качения имеют большие радиальные размеры, чем подшипники скольжения, но обычно короче последних. Они предпочтительнее опор скольжения, если последние должны работать при полужидкостном трении и особенно подходят для машин, имеющих

частые остановки и пуски, так как коэффициент трения подшипников качения мало зависит от скорости.

Кроме того, весьма важно, что подшипники качения обычно смазываются консистентными смазками и не нуждаются в осмотре в течение $3 \div 6$ месяцев. Применение смазки для подшипников качения преследует несколько целей. Смазка уменьшает трение тел качения о сепаратор и в опорных точках тел качения, предохраняет металл от коррозии, улучшает теплоотвод и защищает подшипник от загрязнения. Благодаря отмеченным достоинствам конструкторы часто предпочитают

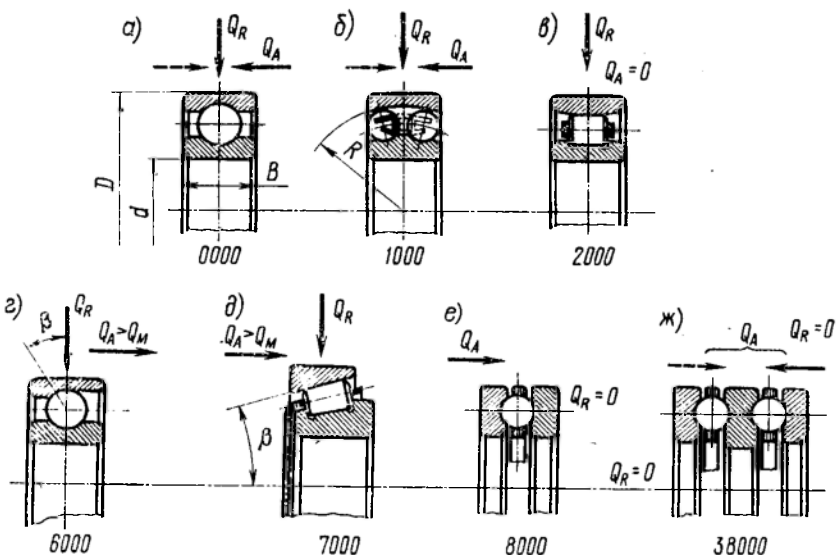


Рис. 6-4

подшипники качения подшипникам скольжения и при высокой скорости (например, в газовых турбинах).

Типы подшипников качения. Для производства подшипников качения требуется специальное оборудование и сложная технология. Только при массовом производстве они получаются достаточно дешевыми. Поэтому их изготовлением занимаются специализированные заводы, а их типы и размеры стандартизованы.

Подшипники качения подразделяются на следующие основные группы:

1) *радиальные* (рис. 6-4, а, б, в) с нерегулируемым зазором между телами качения и беговыми дорожками;

2) *радиально-упорные* и *конические* (рис. 6-4, г, д), у которых при монтаже подшипника путем осевого смещения наружного кольца относительно внутреннего регулируются осевой и радиальный зазоры;

3) *упорные* (рис. 6-4, е, ж).

Кроме того, по форме тел качения различают шариковые и роликовые подшипники с длинными и короткими цилиндрическими и коническими роликами.

Радиальные однорядные шариковые подшипники (см. рис. 6-4, а) и радиальные сферические шариковые подшипники (см. рис. 6-4, б), кроме основной радиальной нагрузки Q_R , перпендикулярной к оси вращения цапфы, могут воспринимать дополнительную осевую нагрузку Q_A , действующую в любом направлении. Роликовые радиальные подшипники, изображенные на рис. 6-4, в, не могут воспринимать никакой осевой нагрузки. Другие разновидности роликовых подшипников (существует несколько подтипов их) могут воспринимать без повышенного износа лишь односторонние случайные кратковременные осевые нагрузки.

Сферические шариковые подшипники (см. рис. 6-4, б) работают удовлетворительно при непараллельности осевой цапфы и отверстия в корпусе, куда монтируется наружное кольцо подшипника, ограничиваемой углом до 3° , тогда как все остальные типы подшипников могут нормально работать лишь при непараллельности, ограничиваемой углами, меньшими $30'$.

Радиально-упорные шарикоподшипники и роликовые конические подшипники предназначены для комбинированной нагрузки, состоящей из радиальной Q_R и осевой Q_A сил. При этом осевая сила может действовать только в одном направлении. По величине эта осевая сила не может быть меньше той, которая необходима, чтобы удержать подвижное кольцо, нагруженное радиальной силой Q_R , от осевого сползания с тел качения. Эта минимальная осевая сила определяется соотношением

$$(Q_A)_{\min} = Q_m = 1,3Q_R \operatorname{tg} \beta. \quad (6.3)$$

В приведенном соотношении коэффициентом 1,3 учтено, что сумма нормальных давлений на тела качения, вызываемых нагрузкой Q_R , больше, чем сама эта нагрузка (рис. 6-5). Действительно, если тел качения всего четыре ($z = 4$), то в момент, когда они занимают положение, изображенное на рис. 6-5, будет:

$$\frac{P_N}{2} = \frac{Q_R}{2 \cos 45^\circ}.$$

Но

$$Q_m = 2 \left(\frac{P_N}{2} \operatorname{tg} \beta \right) = \frac{Q_R}{\cos 45^\circ} \operatorname{tg} \beta = 1,41 Q_R \operatorname{tg} \beta.$$

В действительности $z > 8$ и множитель получается не 1,41, а 1,3 при любом расположении тел качения подшипника.

Упорные шариковые подшипники (см. рис. 6-4, е) могут воспринимать лишь одностороннюю осевую нагрузку Q_A . В случае, когда осевая нагрузка может иметь любое направление, применяются сдвоенные упорные подшипники (см. рис. 6-4, ж). Вследствие действия центробежных сил на тела качения упорные подшипники при больших угловых скоростях работают хуже радиальных.

По стандарту подшипники качения различаются типом, серией и диаметром. Эти сведения зашифрованы в номере подшипника, выбитом на торце кольца. Тип характеризует основные конструктивные особенности и шифруется четвертой справа цифрой номера (например,

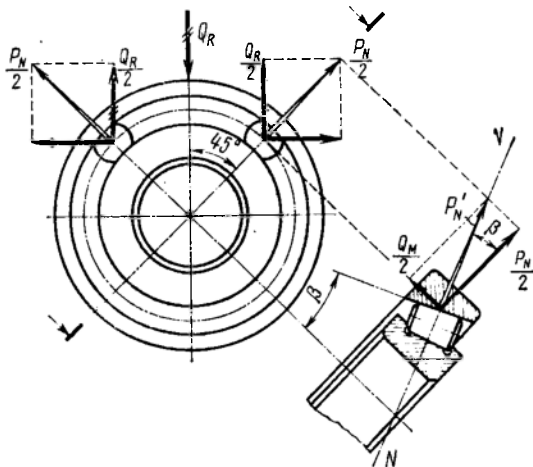


Рис. 6-5

«радиальный однорядный шариковый» — на рис. 6-4, а — четвертая цифра ноль; «конический роликовый» — рис. 6-4, д — четвертая цифра справа семь и т. д.). Серия определяет пропорции между основными размерами и диаметром отверстия внутреннего кольца. Серия шифруется третьей справа цифрой номера (например, на рис. 6-6 цифра 0200 означает — легкая серия, цифра 0300 — средняя, а цифра 0400 — тяжелая серия). Диаметр подшипника считается диаметром отверстия внутреннего кольца. Последние две цифры номера подшипника, умноженные на пять, образуют размер отверстия внутреннего кольца и обозначают диаметр подшипника в миллиметрах (например, номер 0212 обозначает подшипник радиальный однорядный шариковый легкой серии диаметром 60 мм). Обычно в номере опускают нули, расположенные левее

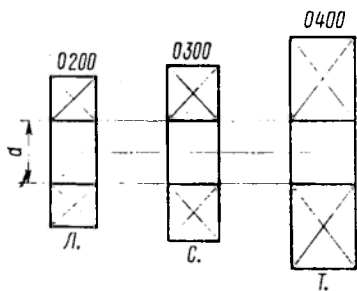


Рис. 6-6

последней значащей цифры, т. е. пишут 212, а не 0212. При одном и том же номинальном диаметре подшипники одной серии отличаются от подшипников другой своей работоспособностью. Для различных типов подшипников существует разное количество серий, но примерная последовательность их в порядке увеличения работоспособности такая: легкая, средняя, тяжелая. Соответственно увеличивается ширина колец и наружный диаметр (см. рис. 6-6).

§ 2. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Контактная прочность. Работоспособность высших кинематических пар тесно связана с величиной контактного напряжения. Последнее представляет собой важный частный случай поверхностных напряжений и характеризует напряженное состояние на поверхности соприкосновения звеньев, образующих высшую кинематическую пару. При достаточно большой величине этого напряжения происходит поверхностное разрушение. Различают разрушение под действием однократного максимального нагружения, при котором немедленно происходит пластическая деформация зоны контакта (или, в случае хрупких материалов, отслаивание) и усталостное разрушение под действием пульсирующего циклического нагружения. В последнем случае на поверхности вследствие

развития мелких усталостных трещинок со временем образуются небольшие ямки, углубления, число и диаметр которых с увеличением продолжительности работы растет и это, наконец, делает кинематическую пару полностью неработоспособной. Такой вид разрушения называют *выкрашиванием*. Присутствие смазки ускоряет развитие уже начавшегося выкрашивания, но мало влияет на величину того

контактного напряжения, при котором начинается зарождение поверхностных трещинок, — первопричины разрушения поверхности.

Существует и другой вид разрушения высших пар, называемый *абразивным износом*. Скорость его зависит не только от величины контактного напряжения, но и от условия трения и смазки. В этом смысле абразивный износ высших кинематических пар подобен износу в низших парах, подшипниках скольжения, шарнирах и т. п.

Пусть два цилиндра, соприкасающиеся по образующей, прижимаются друг к другу внешними силами. Вследствие упругой деформации материала их соприкосновение в действительности происходит не по общей образующей, а по прямоугольной площадке, ширина которой тем больше, чем значительнее нагрузка и чем меньше модуль упругости материала (рис. 6-7). Распределение поверхностных напряжений по ширине этой площадки происходит по эллиптическому закону. Напряжение достигает максимальной величины в середине ширины площадки. Это максимальное напряжение σ_k и называется *контактным*. С удалением от поверхности в глубину тела напряжение быстро убывает. Поверхностную прочность высших кинематических пар в отношении

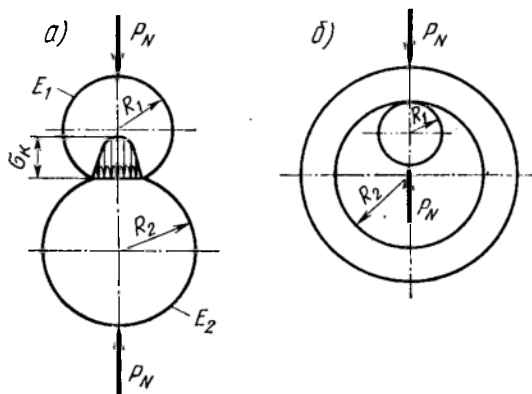


Рис. 6-7

Поверхностную прочность высших кинематических пар в отношении

выкрашивания принято связывать с предельной величиной контактного напряжения $\{\sigma_k\}$.

Величину контактного напряжения подсчитывают по формулам Герца. В случае линейного контакта пользуются формулой, выведенной для сжатия двух цилиндров с параллельными осями, а при точечном контакте — формулой для сжатия двух эллипсоидов.

В случае сжатия двух цилиндров (см. рис. 6-7) максимальное напряжение на поверхности площадки контакта равно

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{P_N E}{B R}} \quad (6.4)$$

Здесь P_N — сила, сжимающая цилиндры; B — высота цилиндров (длина площадки контакта); $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$ — приведенная кривизна соприкасающихся поверхностей (R — приведенный радиус кривизны). Знак плюс относится к внешнему (рис. 6-7, а), а минус — к внутреннему касанию цилиндров (рис. 6-7, б); $E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — приведенный модуль упругости (E_1 — модуль упругости материала первого цилиндра, E_2 — второго цилиндра).

Важно помнить, что величина контактных и вообще поверхностных напряжений одинакова для обоих соприкасающихся тел и поэтому работоспособность кинематической пары определяется контактной прочностью менее прочной поверхности.

В случае точечного контакта, если плоскости главных кривизн обеих соприкасающихся поверхностей совпадают, то максимальное контактное напряжение

$$\sigma_k = v \sqrt{\frac{P_N E^2}{R^2}}, \quad (6.5)$$

где P_N — нагрузка; $\frac{1}{R}$ — большая из приведенных главных кривизн; v — зависит от соотношения приведенных главных кривизн обеих соприкасающихся поверхностей. В частности, при касании двух шаров $v = 0,388$.

Если подсчитанное таким образом напряжение σ_k на поверхности высшей кинематической пары (нагруженной расчетной нагрузкой) ниже предельного $\{\sigma_k\}$, то выкрашивание рабочей поверхности не развивается. Таким образом, соотношение

$$\sigma_k < \{\sigma_k\} \quad (6.6)$$

является критерием контактной прочности.

В точках контакта тел качения с беговыми дорожками колес возникают весьма высокие контактные напряжения. Поэтому кольца и тела качения изготавливают из высококачественных сталей и подвергают закалке до высокой твердости HRC60 ÷ 65. Тем не менее подшипники качения могут работать лишь ограниченный срок.

Работоспособность подшипников качения. Чтобы воспользоваться сформулированным выше критерием контак-

ной прочности для расчета подшипников качения, нужно уметь находить нагрузку каждого тела качения в зависимости от нагрузки на подшипник в целом. Решение этой задачи достаточно сложно, так как зависит от упругих деформаций тел качения и колец и от погрешностей их формы и размеров. Эту трудность, однако, можно обойти, подвергая испытанию на выносливость не отдельные тела качения, а весь подшипник. В результате такого испытания будет определена величина предельной нагрузки всего подшипника, хотя соответствующее значение предельного контактного напряжения $\{\sigma_k\}$ останется неизвестным. При этом надежность расчета только повышается, так как этот метод учитывает влияние не только собственно $\{\sigma_k\}$, но и тех упругих деформаций и погрешностей, о которых говорилось выше.

Поскольку подшипники качения проектируют для ограниченного срока службы, необходимо знать не какую-либо одну предельную нагрузку подшипника $\{Q\}$, а всю кривую выносливости, где $\{Q\}$ является функцией числа циклов нагружения N_u . Эту кривую получают в результате специальных стендовых испытаний. Заметим, что стендовое испытание радиальных подшипников ведется при чисто радиальной нагрузке Q_R . Радиально-упорные и конические подшипники испытывают на комбинированную нагрузку Q_R и $Q_A = Q_m$, упорные — на чисто осевую нагрузку Q_A .

Как видно из формулы (6.5), для контактной задачи отсутствует пропорциональность нагрузки и напряжения. Показатель степени опытных кривых выносливости, построенных для нагрузки всего подшипника и для максимального контактного напряжения, различен (формула 6.5 и рис. 6-8, а, б). Так как число циклов нагружения N_u пропорционально произведению числа оборотов n на число часов непрерывной работы h , то аналитическое выражение опытной кривой выносливости в координатах Q_R и nh имеет вид

$$Q_R^{x/3}(nh) = \text{const},$$

где x — показатель степени кривой выносливости для контактного напряжения, а $x/3$ — показатель кривой для нагрузки на подшипник в целом, как это следует из формулы (6.5).

Так как опытами установлено, что для стальных шарикоподшипников $x = 10$, то

$$Q_R(nh)^{0,3} = C. \quad (6.7)$$

Постоянная C носит название *коэффициента работоспособности*. Величину ее устанавливают для каждого типоразмера подшипника на основании результатов заводских испытаний и указывают в каталоге подшипников как гарантированную заводом-изготовителем характеристику. Зная эту постоянную, для каждой нагрузки Q_R и числа

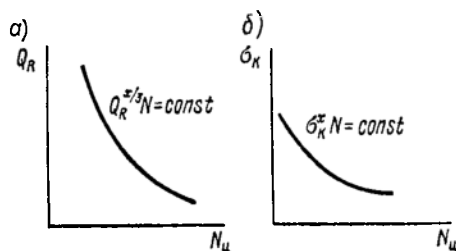


Рис. 6-8

оборотов n из формулы (6.7) можно найти гарантийное число часов работы h , по истечении которых начинается постепенное разрушение подшипников в виде прогрессирующего усталостного выкрашивания беговых дорожек и тел качения.

Подшипник подбирают так. Обычно величина d бывает известна в результате расчета цапфы на прочность. Определив нагрузку опоры Q_R , зная число оборотов n и выбрав число часов работы h (обычно 5000—10 000 ч), подсчитывают по формуле (6.7) необходимый коэффициент работоспособности C_{Π} . Сравнивая величины $C_{\text{кат}}$, указанные в каталоге разных серий при заданном d , выбирают ту ближайшую серию, для которой по каталогу $C_{\text{кат}} \geq C_{\Pi}$.

Приведенная нагрузка на подшипник. В действительных условиях подшипники обычно нагружены комбинированной нагрузкой. В этом случае для использования результатов стеновых испытаний нужно уметь приводить действительную комбинированную нагрузку и простую испытательную к общему эквиваленту. Для этого вводится понятие *приведенная нагрузка* Q , которую определяют по одной из следующих трех формул:

для радиальных подшипников

$$Q = [K_K Q_R + m Q_A] K_T K_6; \quad (6.8)$$

для радиально-упорных и конических подшипников

$$Q = [K_K Q_R + m (Q_A - Q_K)] K_T K_6; \quad (6.9)$$

для упорных подшипников

$$Q = Q_A K_T K_6. \quad (6.10)$$

Эту приведенную нагрузку и следует подставлять в формулу (6.7) вместо Q_R при расчете необходимого коэффициента работоспособности C_{Π} . Таким образом, Q , подсчитанное по формуле (6.8), представляет собой ту испытательную нагрузку, при которой срок службы подшипника будет тем же, что и при комбинированной нагрузке Q_R и Q_A , воздействующей на подшипник при его работе в реальных условиях.

Численные значения корректирующих коэффициентов, входящих в формулы (6.8), (6.9) и (6.10), указаны в справочниках. Здесь же поясним только их смысл. K_K — коэффициент, зависящий от того, какое из колец вращается. Если вращается внутреннее кольцо, то $K_K = 1$, если же вращается наружное кольцо, то первой разрушается беговая дорожка внутреннего кольца, где σ_K выше и число циклов нагружения за оборот вала больше, чем на дорожке наружного кольца. Поэтому в этом случае для большинства типов подшипников $K_K = 1,2$.

Далее, m — коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной. Осевая нагрузка распределяется по всем телам качения, тогда как радиальная действует только на часть из них. Однако для большинства типов подшипников $m > 1$, поскольку осевая нагрузка по малости угла β (см. рис. 6-5) оказывает расклинивающее действие на тела качения, в результате чего на каждое из них действует большее нормальное давление P_N , чем от одинаковой радиальной нагрузки. Для радиальных

шарикоподшипников угол β зависит от фабричного люфта в подшипнике. Чем он меньше, тем опаснее осевая нагрузка. В зависимости от типа подшипника m колеблется от 0,5 до 3,5; для большинства типов $m \approx 1,5$.

Величина Q_m представляет собой ту минимальную осевую силу, которая должна сопутствовать радиальной нагрузке, чтобы удерживать наружное кольцо от сползания при нагружении подшипника. Приведению подлежит лишь избыточная (по сравнению с Q_m) осевая нагрузка, т. е. $Q_A - Q_m$, так как стендовое испытание проводилось при комбинированной нагрузке Q_R и Q_m .

Коэффициент K_T учитывает температуру подшипника. При температуре, меньшей 100°C , он равен единице. Коэффициент безопасности K_6 учитывает характер нагрузки (удары, вибрацию, перегрузки). Он эквивалентен (в известном смысле) коэффициенту запаса прочности. Обычно $K_6 = 1 \div 3$.

Во всех каталогах «Подшипников качения», кроме коэффициента работоспособности, указывается максимально допустимая скорость вращения, а также предельная статическая нагрузка. Нагрузка на подшипники, имеющие $n < 1 \text{ об/мин}$, не должна превышать эту предельную статическую нагрузку. Такие тихоходные подшипники не проверяют по сроку службы.

§ 3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Подшипники качения выполняют с разной степенью точности. Класс точности подшипника шифруют буквой, которую выбирают на торцовой плоскости кольца. Например, буква В означает высокую точность, П — повышенную и т. д.

Если класс точности особо не отмечен, то подразумевается, что подшипник выполнен с нормальной точностью, которую и следует назначать в обычных случаях.

Посадки колец подшипников. Обычно вращается цапфа, а корпус неподвижен относительно вектора нагрузки Q_R . Реже встречается обратное положение, когда вектор Q_R неподвижен относительно цапфы, как, например, в автомобильном колесе. В обоих случаях кольцо подшипника, неподвижное относительно вектора Q_R , должно иметь переходную или скользящую посадку, а вращающееся — неподвижную. Такое сочетание посадок обеспечивает хорошее центрирование цапфы по отверстию корпуса при наименьших затруднениях при сборке.

Однако стандартные неподвижные посадки не пригодны для колец подшипников, так как дают слишком большой натяг, опасный для прочности колец, и могут вызвать заклинивание тел качения. Поэтому отверстие внутреннего кольца заводом обрабатывается так, что его поле отклонений располагается в сторону уменьшения отверстия. В результате при сборке таких колец с валами, обработанными по стандартным калибрам переходных посадок Г, Т, Н, П, получается неподвижное соединение с очень небольшим натягом, обеспечивающее

хорошее центрирование. Сказанное поясняет рис. 6-9. Поле отклонений наружного кольца располагается так же, как для основного вала (в системе вала). Шифр отклонений диаметра детали, сопрягаемой с кольцом подшипника, снабжается индексом «п», как показано на рис. 6-10, но сами отклонения такие же, как и без индекса «п».

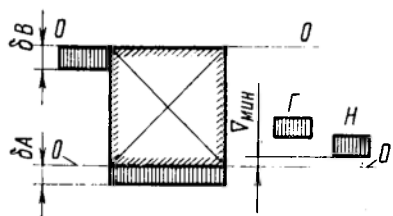


Рис. 6-9

Способы установки подшипников качения. При конструировании опорных узлов на подшипниках качения нужно обеспечить удобный монтаж и демонтаж подшипников, герметичность и необходимую смазку, реже жидкую, чаще консистентную. Расточку отверстий

корпуса целесообразно делать «на проход», без заплечиков, предусматривая для упора колец подшипников пружинные кольца. Однако самое существенное условие состоит в том, что конструкция по возможности должна гарантировать статическую определенность нагрузки опор при действии осевых сил. Если распределение осевой нагрузки по опорам будет зависеть от величины осевых перемещений,

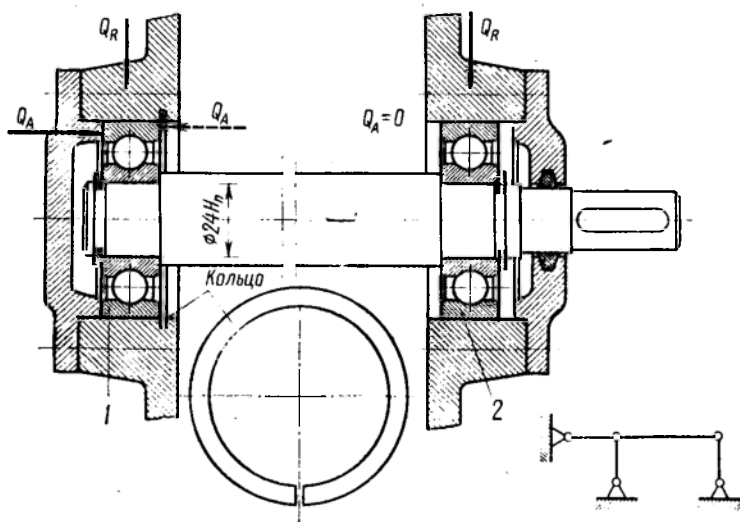


Рис. 6-10

деформаций и тепловых расширений, то при некоторых условиях может произойти защемление тел качения и разрушение подшипников. Чтобы избежать этого, осевое закрепление подшипников качения должно делаться по одному из двух способов, показанных на рис. 6-10 и 6-11.

На рис. 6-10 наружное кольцо подшипника 1 закреплено и может воспринимать осевую силу Q_A , в каком бы направлении она ни дей-

ствовала. Наружное кольцо подшипника 2 не имеет осевого закрепления и он не может воспринимать никакой осевой силы. Опору 2 называют «плавающей». Функции такой опоры может исполнять подшипник, показанный на рис. 6-4, в. Его наружное кольцо не имеет заплечиков, и тела качения могут свободно скользить по кольцу в осевом направлении. Не имея упора, они не могут передавать осевой силы Q_A . В этом случае само наружное кольцо должно быть закреплено.

На рис. 6-11 каждый подшипник может воспринимать только одно-стороннюю осевую силу. Если сила, действующая на вал, направлена влево, ее воспринимает левый подшипник, если вправо — правый. Такой способ установки подшипников называют монтажом «враспор». При этом способе следует предусматривать осевой зазор Δ_r ,

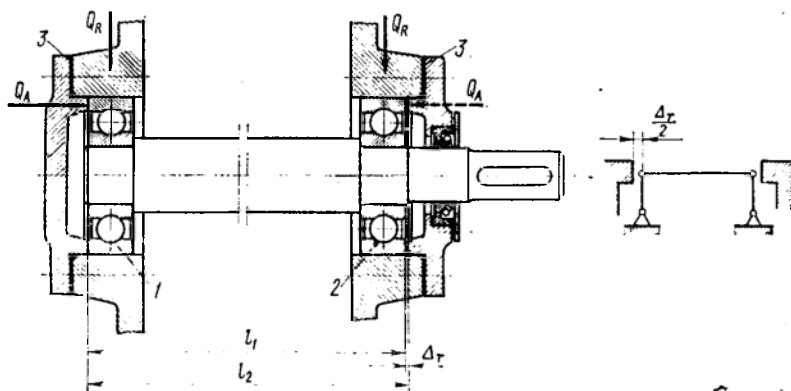


Рис. 6-11

необходимый для компенсации теплового расширения вала при его нагревании во время работы машины. Если Δ_r будет слишком мал, то может произойти отмеченное выше защемление. Если Δ_r будет чрезмерно велик, это вызовет осевые удары при пуске и реверсировании машины.

В случае радиально-упорных подшипников первый способ монтажа видоизменяется, как показано на рис. 6-12. При этом закрепленная опора 1 имеет два спаренных радиально-упорных подшипника, а плавающая опора 2 — только один радиальный. Второй способ монтажа (см. рис. 6-11) пригоден для радиально-упорных подшипников без всяких изменений.

Редко удастся обеспечить Δ_r с необходимой точностью назначая соответствующие допуски на размеры, от которых зависит осевой зазор. Поэтому обычно приходится прибегать к компенсаторам — дистанционным кольцам или регулировочным прокладкам 3 (см. рис. 6-11 и 6-12). Число или необходимую толщину пакета этих прокладок определяют при сборке подшипникового узла.

При расчете радиально-упорных или конических подшипников для определения силы Q_A , действующей на подшипник, следует при-

нимать во внимание и осевую составляющую Q_m от радиальной нагрузки второго подшипника (рис. 6-13). Обозначим внешней осевую нагрузку, действующую на вращающееся звено P_A . На рисунке видно, что если $P_A + Q_{m2} > Q_{m1}$, то это звено стремится сдвинуться влево, и внешняя осевая нагрузка левого подшипника равна $Q_{A1} = P_A + Q_{m2}$, а пра-

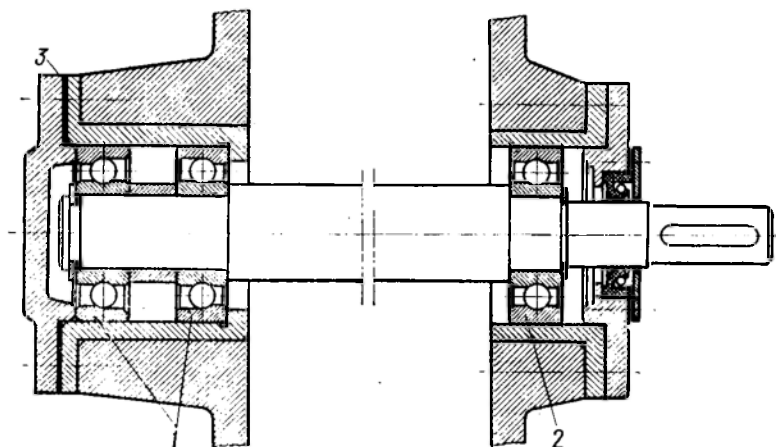


Рис. 6-12

вый нагружен только силой $Q_{A2} = Q_{m2}$. Если же $Q_{m1} > P_A + Q_{m2}$, то подвижное звено стремится сдвинуться вправо. Тогда уже внешнюю осевую нагрузку $Q_{A2} = Q_{m1} - P_A$ воспринимает правый подшипник, а левый нагружен только силой Q_{m1} . Для подшипника той опоры, от которой вал стремится отодвинуться, надо положить $Q_A - Q_m = 0$.

Расчеты проверочные и проектные. Для лучшего выяснения содержания этой главы приведем два примера. Заметим,

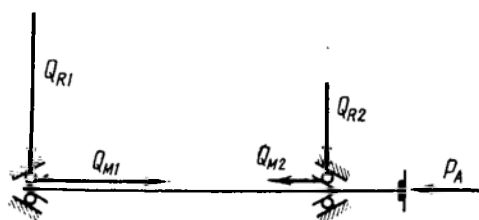


Рис. 6-13

что различают два случая расчета работоспособности: *проверочный* и *проектный*. В первом случае известны размеры и нагрузка объекта расчета. Требуется проверить его работоспособность, применяя соответствующий критерий. Во втором случае можно произвольно назначить несколько размеров или других параметров (например, выбрать серию подшипника или величину динамической вязкости, т. е. сорт смазки), исходя из условия, выраженного в соответствующем критерии работоспособности. Очевидно, все расчетные соотношения, которые были приведены нами выше, являются исходными в обоих случаях, но используются они различно. Нетрудно заметить, что второй случай допускает много вариантов решения и поэтому окончательный выбор

варианта из ряда возможных делается, исходя из дополнительных соображений, например, минимума массы или объема, стоимости изготовления, удобства монтажа и демонтажа, обслуживания и эксплуатации и т. п. Часто вместо выполнения проектного расчета предварительно «на глаз» конструируют несколько вариантов узла, а затем проверяют их работоспособность расчетом. Составим первый из наших примеров в форме проверочного расчета, а второй — в форме проектного.

Пример 1. Для цапфы с диаметром опорной части 120 мм применен радиальный шарикоподшипник легкой серии № 224. Определить гарантийный срок службы подшипника, если $n = 3000$ об/мин, нагрузка спокойная: $Q_A = 0$, $Q_R = 30\,000$ н ≈ 3000 кгс.

Решение. По каталогу коэффициент работоспособности подшипника № 224 $C = 182\,000$. Примем $K_T = K_6 = 1$. Следовательно, $C/Q_R = 182\,000/3000 \approx 61$. С помощью таблицы величин $C/Q = (nh)^{0.3}$, имеющейся во всех каталогах подшипников, находим, что при $n = 3200$ об/мин величина $(nh)^{0.3}$ равна 61, если $h = 320$ ч. Следовательно, гарантийный срок в данном случае составляет всего 320 ч. Он слишком мал, и подшипник выбран неправильно.

Пример 2. Цапфа имеет диаметр 80 мм. Подшипник нагружен осевой силой $P_A = 20\,000$ н ≈ 2000 кгс, которая при реверсировании меняет свой знак, и радиальной силой $Q_R = 12\,000$ н ≈ 1200 кгс. Вторая опора плавающая. Нагрузка с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125%. Температура подшипникового узла доходит до 50°С. Желательный срок службы $h = 5000$ ч при угловой скорости цапфы $n = 800$ об/мин. Требуется подобрать подшипник.

Решение. Так как осевая нагрузка больше радиальной, важно иметь малую величину коэффициента m . Для этого был бы удобен радиально-упорный подшипник с большим углом β , т. е. тип 46000 (на $\varnothing 80$ тип 66 000 отсутствует). Но тогда следует установить в одной опоре два таких подшипника, чтобы воспринималась P_A , действующая в любом направлении, и уравновешивались силы Q_{m1} и Q_{m2} . При этом на каждый из подшипников будет действовать $Q_R = 1200 : 2 = 600$ кгс. Для типа 46000 угол $\beta = 26^\circ$ и тогда по формуле (6.3): $Q_m = 1,3 \cdot 600 \operatorname{tg} 26^\circ = 380$ кгс. Дополнительную нагрузку воспринимает только один из этих подшипников. Она равна сумме силы P_A и силы давления от второго подшипника Q_m , т. е. $Q_A = 2000 + 380 = 2380$ кгс. (В нашем примере $m = 0,7$. Так как вращается внутреннее кольцо, то $K_k = 1$. При температуре 50°С коэффициент $K_T = 1$. Наконец, при заданной характеристике нагрузки коэффициент безопасности $K_6 = 1,2$. Тогда приведенная нагрузка подшипника

$$Q = [K_k Q_R + m(Q_A - Q_m)] K_T K_6 = [1 \cdot 600 + 0,7(2380 - 380)] \cdot 1 \cdot 1,2 = (600 + 1400) \cdot 1,2 = 2400 \text{ кгс.}$$

При требуемом сроке службы $(nh)^{0.3} = (800 \cdot 5000)^{0.3} = 95,5$. Поэтому необходимый коэффициент работоспособности по формуле (6.7) будет:

$$C = Q(nh)^{0.3} = 2400 \cdot 95,5 = 230\,000.$$

В каталоге есть подходящий подшипник № 46416, имеющий размеры: $d = 80$ мм, $D = 200$ мм, $B = 48$ мм, $\beta = 26'$, гарантированный $C = 230\,000$.

Если бы такого подшипника не нашлось, то, так как на диаметр 80 мм нет серий радиально-упорных подшипников большей работоспособности, пришлось бы пойти на увеличение диаметра цапфы, предназначенной для посадки внутреннего кольца подшипника.

И д е а л и з а ц и я о п о р. Заканчивая эту главу отметим, что вращающиеся звенья механизмов и машин обычно имеют сложную нагрузку. Для упрощения расчета эту нагрузку заменяют сосредоточенными силами и моментами, хотя в действительности ее образуют распределенные поверхностные давления. При этом предполагают, что каждую опору можно заменить шарниром, расположенным на половине ширины подшипника. По отношению к расчету подвижного звена такое предположение обеспечивает увеличение запаса прочности. В случаях, когда возможна непараллельность осей цапфы и отверстия в корпусе, не следует применять два подшипника в одной опоре, а при большой непараллельности (свыше $30'$) приходится переходить на сферические подшипники, что вообще нежелательно, так как они дороже других типов и имеют очень высокий коэффициент m (т. е. плохо приспособлены для осевой нагрузки).

С различными способами осевого закрепления внутренних и наружных колец, а также с конструкцией уплотнений можно ознакомиться в атласах деталей машин.

Глава VII

ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 1. ВИНТОВАЯ ПАРА И ВИНТОВОЙ МЕХАНИЗМ

Кроме пары вращения и поступательной пары, к низшим кинематическим парам относится также и винтовая.

Соприкосновение двух образующих ее звеньев происходит по винтовой поверхности. Поэтому их возможное относительное движение может быть только винтовым с одной степенью свободы. Таким образом, эта кинематическая пара является пространственной. То звено, которое имеет винтовые выступы на внешней поверхности, называется

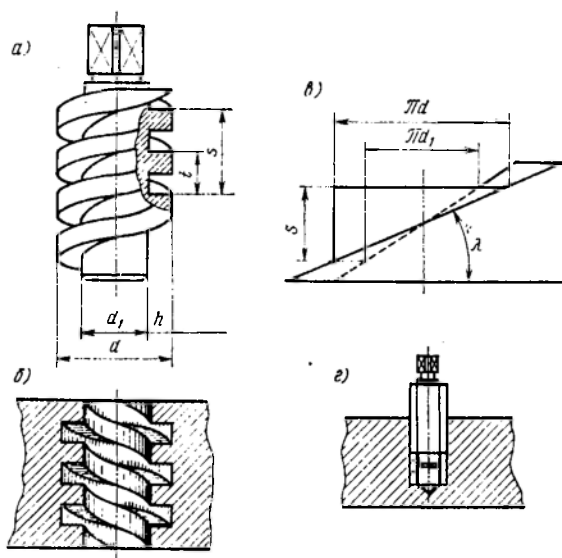


Рис. 7-1

винтом (рис. 7-1, а), а то, у которого они расположены на боковой поверхности отверстия, называется гайкой (рис. 7-1, б). Роль гайки может выполнять и корпус (или рама) машины, имеющий соответствующее отверстие или гнездо (рис. 7-1, г). Механизмы, основой строения которых является винтовая пара, нашли очень широкое применение в технике. Они позволяют простыми средствами преобразовать вращательное движение в поступательное с большим передаточным отношением, благодаря чему малым вращающим моментом можно создать очень большую осевую силу. Однако эти механизмы имеют недостаточно высокий к. п. д. Происходит это потому, что условия трения на винтовой поверхности очень близки к условиям на плоских поверхностях упорных подшипников скольжения, работающих при полужидкостном трении.

Геометрические элементы винтовой пары. Совокупность винтовых выступов (или впадин) на поверхности винта (или отверстия гайки) называется *резьбой*. Такое название отражает распространенную прежде технологию образования резьбы — нарезание резцом на токарном станке. Каждый винтовой выступ ограничен двумя пересекающимися винтовыми поверхностями. Винт входит в гайку так, что его винтовые выступы попадают в винтовые впадины гайки, и наоборот. При одном направлении движения соприкосновение винта и гайки происходит по одной из ограничивающих винтовой выступ винтовых поверхностей, при обратном — по другой. В некоторых случаях острый край в пересечении винтовых поверхностей скругляется или срезается цилиндрическими поверхностями.

Сечение резьбы плоскостью, проходящей через общую ось винтовых поверхностей, называется *профилем резьбы*. Поверхность резьбы можно считать следом винтового движения ее профиля. Расстояние сходных

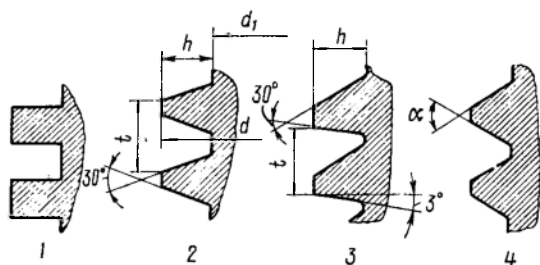


Рис. 7-2

точек соседних выступов профиля, измеренное вдоль оси винта, называется *шагом профиля резьбы* t (рис. 7-2). Если t — шаг профиля равен s — *подъему* или *шагу винтовой линии* за один оборот, то резьбу образует один-единственный винтовой выступ (виток) — *заход* или *нитка*.

Но резьба может быть образована также двумя, тремя и т. д. отдельными нитками, расположенными последовательно друг за другом (см. рис. 7-1, а). Поэтому отношение s/t может быть равно 1, 2, 3 и т. д. Соответственно резьбу называют *одноходовой*, *двухходовой*, *трехходовой* и т. д. Если пересечь винтовую поверхность соприкосновения звеньев воображаемой цилиндрической поверхности, соосной с винтовой, и развернуть образовавшуюся в пересечении винтовую линию на плоскость, то эта линия превратится в наклонную прямую (см. рис. 7-1, в). Угол наклона этой прямой λ равен *углу подъема винтовой линии*. Подъем винтовой линии за один оборот одинаков для всех винтовых линий, образующих в совокупности винтовую поверхность. Следовательно, угол наклона каждой винтовой линии различен, как это видно на рис. 7-1. Чем больше диаметр цилиндра d , на котором располагается винтовая линия, тем меньше угол подъема:

$$\lambda = \arctg \frac{s}{\pi d}. \quad (7.1)$$

В зависимости от направления, по которому следует перемещаться вдоль нитки резьбы, чтобы подниматься по ней, различают *правую* и *левую* резьбы.

Стандартизация резьб. Нарезание наружной резьбы на боковой поверхности винтов обычно производят плашками, а внут-

ренной резьбы в отверстиях гаек — метчиками. Существуют и другие способы изготовления резьбы: точение, фрезерование, накатка. Для взаимозаменяемости винтов и гаек и сокращения номенклатуры инструментов типы и размеры резьб стандартизованы.

По форме профиля различают резьбы (см. рис. 7-2): *прямоугольную 1, трапецидальную 2, упорную 3, треугольную 4; крупную и мелкую метрические, дюймовую, трубную* и др. Из перечисленных профилей резьбы стандартизованы все, кроме прямоугольной, которая в технологическом отношении наименее удобна.

Угол α называют *углом профиля* резьбы. Для стандартных метрических резьб $\alpha = 60^\circ$, для дюймовых и трубных $\alpha = 55^\circ$. Для каждого типа резьбы ГОСТ устанавливает ряд стандартных значений *наружного диаметра* d (см. рис. 7-1, а). *Внутренний диаметр* d_1 и все элементы профиля (шаг t , *высота профиля* h и т. д. — рис. 7-2) определены стандартом в зависимости от наружного диаметра d .

На чертежах метрическая резьба обозначается буквой *М* и характеризующим ее размеры *номинальным* (наружным) диаметром в *мм*, например $M20$. Для мелких метрических резьб дополнительно указывается шаг, например $M20 \times 1,5$. Номинальный диаметр и все элементы дюймовой и трубной резьб измеряются в дюймах. Первая из них обозначается по типу $3/4"$, вторая — Труб. $1\frac{1}{4}"$.

Трубная резьба — единственная, у которой наружный диаметр не совпадает с номинальным, так как номинальным диаметром считается диаметр внутреннего отверстия трубы (в свету), а резьба нарезается на ее внешней поверхности.

Стандартизованы крупная, нормальная и мелкая трапецидальная и упорная резьбы, обозначаемые по типу: Трап. 52×8 , Уп. 90×12 (т. е. $d \times t$), где размеры даны в *мм*. Для обеспечения плотности соединений газо- и водопроводов стандартизованы также трубная и дюймовая конические резьбы ($K3/4"$ и $K 3/4"$ труб.), которые нарезаются на заготовках с конусностью 1:16. Такая резьба не может применяться для передачи движения, так как не образует правильной винтовой пары, но удобна для создания небольшой деформации — натяга в соединении, что и обеспечивает необходимую его непроницаемость (герметичность).

Передающее отношение винтового механизма. Если винтовая пара образована подвижным звеном и стойкой, то получается двухзвенный механизм с винтовым движением подвижного звена (см. рис. 7-1, г). Этот механизм часто используют для прижатия нескольких соединяемых деталей, для создания с его помощью сжимающей силы.

Можно, однако, оба звена, соединенных винтовой парой, сделать подвижными. При этом (рис. 7-3) одно из них *1* образует со стойкой *3* поступательную, а другое *2* — вращательную пару. Получающийся в этом случае пространственный трехзвенный механизм с низшими парами будет все же иметь одну степень свободы, так как в нем имеются лишние связи. Он используется для преобразования вращательного движения в поступательное или обратно с постоянным передаточным отношением. В силу этого постоянства отношение скоростей может быть

заменено отношением перемещений, и так как за один оборот (поворот на угол 2π) винт поднимается на высоту одного витка винтовой линии, то передаточное отношение от вращающегося звена к движущемуся поступательному равно

$$i_{\omega s} = \frac{\omega}{v} = \frac{2\pi}{s}. \quad (7.2)$$

Эквивалентный механизм с поступательными парами. Так как высота профиля резьбы невелика по сравнению с ее диаметром, то можно пренебречь разницей в углах подъема

винтовой линии на внутреннем и наружном диаметрах резьбы винта. Тогда, разворачивая среднюю винтовую линию на плоскость, можно превратить винтовой механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное, в *клиновой механизм* с поступательными парами (рис. 7.4). У этого заменяющего механизма угол λ будет равен

$$\lambda = \arctg \frac{s}{\pi d_2}, \quad (7.3)$$

где средний диаметр $d_2 = 0,5(d + d_1)$, а ширина клина, измеренная перпендикулярно к плоскости чертежа, равна h .

Для этого механизма передаточное отношение

$$i_{21} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{y_2}{x_1} = \operatorname{tg} \lambda. \quad (7.4)$$

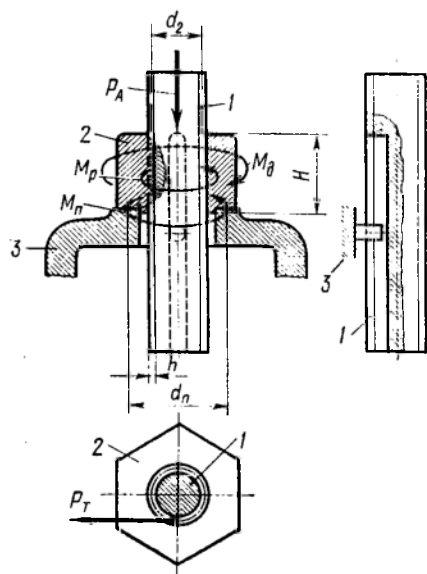


Рис. 7.3

Соотношение между полезного действия. Установим связь между компонентами силы давления, возникающей на поверхности соприкосновения клиновых звеньев 1 и 2 (рис. 7-4, а). При этом пока не будем учитывать силы трения в поступательных парах 13 и 23, но учтем силу трения в паре 12. Пусть движущая сила P_1 перемещает клин 1 влево. Сила реакции клина 2 будет наклонена к нормали NN вправо на угол трения $\rho = \arctg f$, где f — коэффициент трения. Из рисунка видно, что при этом $P_{21} \sin(\lambda + \rho) = P_1$, а $P_{21} \cos(\lambda + \rho) = P_2$, следовательно,

$$P_1 = P_2 \operatorname{tg}(\lambda + \rho). \quad (7.5)$$

К. п. д. механизма $\eta_{12} = v_2 P_2 / v_1 P_1$ или с учетом соотношения (7.4)

$$\eta_{12} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}. \quad (7.6)$$

Если движущим звеном будет клин 2 (рис. 7-4, б), то направление скорости скольжения изменится на обратное. Реакция клина 2 отклонится от нормали NN на угол ρ влево. Тогда

$$P_1 = P_2 \operatorname{tg}(\lambda - \rho). \quad (7.7)$$

В этом случае к. п. д. будет равен:

$$\eta_{21} = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Phi}} = \frac{v_1 P_1}{v_2 P_2},$$

или с учетом соотношения (7.4)

$$\eta_{21} = \frac{\operatorname{tg}(\lambda - \rho)}{\operatorname{tg} \lambda}. \quad (7.8)$$

Отсюда видно, что при $\lambda \rightarrow \rho$ к. п. д. $\eta_{21} \rightarrow 0$ и наступает *самоторможение* механизма, когда никакая как угодно большая сила не может привести его в движение.

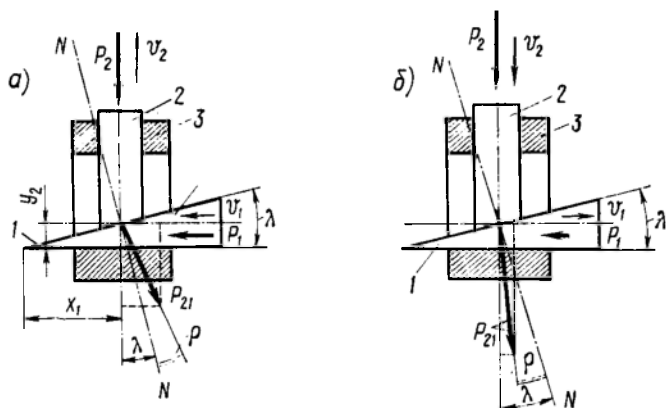


Рис. 7-4

В случае использования механизма по схеме рис. 7-4, а его к. п. д. при постоянном ρ возрастает пока λ увеличивается до значения $\lambda = 0,25\pi - 0,5\rho$, однако при этом уменьшается силовое передаточное отношение $P_2 : P_1$, т. е. снижается выигрыш в силе, ради которого применяется этот механизм.

Силовые соотношения для винтового механизма. Вернемся теперь к исходному винтовому механизму (см. рис. 7-3). Движущий момент M_{ϕ} , вращающий гайку, преодолевает момент сопротивлений, который состоит из двух частей. Одну часть образует момент сопротивления вращению, возникающий в винтовой паре. Возвращаясь от заменяющего механизма (см. рис. 7-4, а) к исходному (см. рис. 7-3), найдем, что этот момент равен $M_p = P_1 d_2 : 2$, или, принимая во внимание выражение (7.5) и заменяя P_1 и P_2 на P_T и P_A , получим окончательно:

$$M_p = \frac{d_2}{2} P_A \operatorname{tg}(\lambda + \rho). \quad (7.9)$$

При $\rho = 0$ этот момент представляет собой только момент полезных сопротивлений.

Другую часть момента сопротивлений образует момент сил трения, возникающих в паре вращения. Если эта пара представляет собой кольцевую пятю, или упорный подшипник качения, то в ней возникает момент сил трения

$$M_{\text{н}} = f_{\text{н}} P_{\text{А}} \frac{d_{\text{н}}}{2}, \quad (7.10)$$

где $f_{\text{н}}$ — коэффициент трения пяты (подшипника); $d_{\text{н}}$ — диаметр окружности, на которой действует равнодействующая элементарных сил трения. Этот диаметр приблизительно равен среднему диаметру опорной поверхности кольцевой пяты.

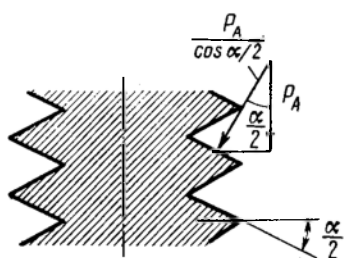


Рис. 7-5

Таким образом, момент, который нужно приложить к вращающемуся звену,

$$M_{\partial} = M_{\text{р}} + M_{\text{н}}. \quad (7.11)$$

Отсюда с помощью формул (7.9), (7.10) можно определить величину необходимого движущего момента M_{∂} по заданной силе сопротивления $P_{\text{А}}$ осевому перемещению.

Влияние угла профиля резьбы на к. п. д. механизма. Формула (7.9) выведена для винтовой поверхности, соответствующей прямоугольному профилю резьбы (прямой винтовой поверхности). В случае треугольного профиля резьбы при той же величине силы $P_{\text{А}}$ поверхностное давление на винтовой поверхности увеличивается (рис. 7-5) приблизительно в отношении $1/\cos \frac{\alpha}{2}$. При этом сила трения равна не $fP_{\text{А}}$, а $fP_{\text{А}}/\cos \frac{\alpha}{2}$ или $P_{\text{А}}(f/\cos \frac{\alpha}{2})$.

Таким образом, эффект увеличения нормального давления на косую винтовую поверхность эквивалентен повышению коэффициента трения на прямой винтовой поверхности. Поэтому угол ρ , который следует подставить в формулу (7.9) в случае треугольной резьбы, должен быть вычислен по формуле

$$\rho = \arctg \left(\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (7.12)$$

Угол трения, вычисленный по формуле (7.12) в отличие от физического угла трения, называют *приведенным* или эквивалентным.

Для повышения к. п. д. применяют винтовые пары с промежуточными телами качения. Устройство такой пары было пояснено на рис. 3-3, а.

Соответственно назначению механизма, в котором применяется резьба, все резьбы делятся на *передающие движение* и *крепёжные*.

Первые предназначаются для преобразования вращательного движения в поступательное, используемое для выполнения полезной работы (в станках, прессах и т. п.) и обычно имеют прямоугольный или трапецидальный профиль. В тех случаях, когда при перемене направления движения направление осевого усилия P_A остается неизменным (например, в домкратах), более подходит профиль упорной резьбы. Резьбы треугольного профиля применяют для крепежных изделий, где механизм используется только для соединения и зажима деталей. При этом перемещение под нагрузкой совершается лишь в пределах упругой деформации тела винта, самой резьбы и скрепляемых деталей, т. е. на малую величину.

Отмеченное различие в выборе профиля резьбы в зависимости от назначения механизма объясняется стремлением увеличить к. п. д. ходовых и грузовых винтов путем возможного уменьшения угла профиля α . Напротив, крепежные резьбы должны поддерживать первоначальное натяжение тела винта и после снятия момента затяжки M_D . Поэтому они должны быть самотормозящимися (формула (7.6) должна давать $\eta \leq 0$), т. е. должно быть $\lambda \leq \rho$. Обычно для крепежных резьб $\lambda \approx 2^\circ$. Для большей надежности дополнительно применяют различные стопорные устройства, предохраняющие винты от самоотвинчивания. С конструкцией таких устройств можно ознакомиться в атласах деталей машин.

§ 2. ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБЫ И ВИНТОВ

Расчет резьбы на поверхностное давление. Чтобы поверхности винтовой пары, передающей движение, не повреждались, их должна разделять тонкая смазочная пленка. Эта пленка будет нарушена, если поверхностное давление p станет больше допустимого $[p]$. Таким образом, критерий работоспособности винтовой пары вполне подобен критерию работоспособности упорных подшипников и подпятников скольжения, работающих при полужидкостном трении. Предположив, что давление распределяется по винтовой поверхности равномерно, и заменив каждый виток винтового выступа (винтки) кольцевой пятой, получим

$$p = \frac{P_A}{\pi d_z h z}, \quad (7.13)$$

где $z = H/t$ — число витков на длине свинчивания; H — высота свинчивания, равная высоте гайки (см. рис. 7-3).

Обычно ходовые винты делают из стали 45 или 50. Так как для уменьшения трения материалы гайки и ходового винта должны образовывать антифрикционную пару, то для гаек применяют бронзу, латунь или антифрикционный чугун. Для этих сочетаний материалов берут соответственно $[p] = 9 \div 5 \text{ Мн/м}^2$ ($90 \div 50 \text{ кгс/см}^2$).

Расчет резьбы на срез. У ходовых и грузовых винтовых пар следует проверить напряжение среза витков резьбы гайки, материал которой менее прочен, чем материал винта. Вводя коэффициент полноты резьбы $\beta = a : t$ (рис. 7-6) и предполагая, что давление от

силы P_A распределяется по винтовой поверхности равномерно, получим

$$\tau_{cp} = \frac{P_A}{\pi d l l \beta} \leq [\tau_{cp}]. \quad (7.14)$$

В действительности давление распределяется по винтовой поверхности неравномерно. Поэтому расчет по формулам (7.13) и (7.14) в сущности является расчетом по методу подобия, справедливым лишь для применяемых на практике значений отношения $H:d$ (от 0,8 до 2,5). Степень неравномерности распределения давления зависит от упругих деформаций и от величины ошибок шага и профиля. Последние регламентируются комплексом допусков, определяемых классом точности, по которому выполнена резьба.

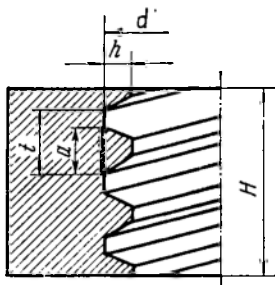


Рис. 7-6

Расчет тела винта на прочность. В стержне винта, кроме напряжения разрыва (или сжатия) σ_p , возникает напряжение кручения $\tau_{кр}$ от действия момента M_p , создающего осевую силу P_A . В некоторых случаях кинематические схемы винтового механизма таковы, что в опасном сечении винта действуют оба момента M_p и M_n . Чаще в расчетном сечении действует только момент M_p . Легко видеть, что оба напряжения σ_p и $\tau_{кр}$ связаны линейной зависимостью. Действительно, положив $M_n = 0$ и обозначив d_1 внутренний диаметр резьбы, получим

$$\sigma_p = \frac{4P_A}{\pi d_1^3}, \quad \tau_{кр} = \frac{M_p}{W_p} = \frac{d_2}{2} P_A \operatorname{tg}(\lambda + \rho) : \frac{\pi d_1^3}{16},$$

где W_p — момент сопротивления кручению. Эквивалентное напряжение

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \operatorname{tg}^2(\lambda + \rho) (d_2 : d_1)^2}. \quad (7.15)$$

Для обычных соотношений размеров стандартной крепежной резьбы формула (7.15) дает

$$\sigma_s \approx 1,3\sigma_p.$$

Сила затяжки. Для каждого размера и каждого материала крепежного винта по величине допускаемого напряжения $[\sigma_s]$ можно подсчитать допускаемую величину осевой силы P_A , появляющейся при затяжке винта. Эта сила возникнет тогда, когда крутящий момент затяжки достигнет соответствующего значения $[M_p]$. Следовательно, винт будет иметь допускаемое напряжение, если крутящий момент при затяжке будет равен $[M_p]$. Для крепежных резьб это выполняется только в том случае, когда крутящий момент или упругая деформация крепежного винта при его затяжке контролируется. При затяжке обычными, нединамометрическими ключами такого контроля нет,

и поэтому приходится назначать $[P_A]$, принимая излишне большой коэффициент запаса.

Значения $[P_A]$ или $[\sigma] = \frac{4[P_A]}{\pi d_i^3}$ для крепежных винтов приводятся в справочниках. Они относятся только к тем винтам, которые не подвергаются воздействию изгибающего и какого-либо дополнительного (сверх M_p) крутящего момента. По этим значениям $[P_A]$ и производится подбор размеров крепежных винтов. Проверку резьбы крепежных винтов делать не следует, поскольку размеры стандартизованы так, что обеспечивается *равнопрочность* резьбы со стержнем винта. Материалом крепежных винтов чаще всего служит сталь Ст. 3, Ст. 5, 45. Гайки делают из более мягкой стали.

Геометрический коэффициент концентрации напряжения в резьбе при работе винта на разрыв очень велик. Поэтому винты плохо работают при нагружении вибрационными или ударными осевыми силами. Следовательно, узлы, в которых применяются нарезанные детали, следует конструировать так, чтобы эти детали испытывали только статическую нагрузку.

Пример. Требуется выбрать геометрические параметры винтовой пары электрифицированного домкрата, схема которого представлена на рис. 7-7. Электродвигатель через зубчатые передачи вращает два винта 1 и 1', которые опираются на стойку 3 через упорные шарикоподшипники. Перекладина 2, нарезанные отверстия которой заменяют гайки, имеет только поступательное перемещение со скоростью 6 м/мин. Каждый винт 1 и 1' делает 1000 об/мин и поднимает груз $P_A = 5000 \text{ кгс} = 5 \cdot 10^{-2} \text{ Мн}$.

Решение. Передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{\omega}{v} = \frac{\pi \cdot 1000 : 30}{6 : 60} = 1050 \text{ рад/м} = 1,05 \text{ рад/мм}.$$

Согласно соотношению (7.2) $i_{12} = 2\pi:s$. Поэтому

$$s = 2\pi/i_{12} = 2\pi/1,05 = 6 \text{ мм}.$$

По стандарту на упорную резьбу такой шаг может иметь винт с одним из следующих значений диаметра: для нормальной упорной резьбы $d=30, 34, 36$ или 40 мм , для мелкой упорной резьбы $d=120$ или

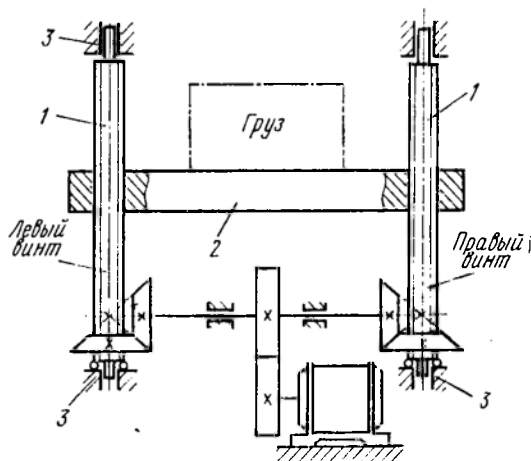


Рис. 7-7

140 мм. Рабочая высота профиля * при шаге 6 мм равна $h_p = 4,5$ мм. Примем высоту гайки равной двум диаметрам винта. Тогда число выступов профиля на длине свинчивания $z = H:t = 2d:t$. Воспользуемся формулой (7.13), подставив в нее

$$[p] = 9 \text{ Мн/м}^2, \quad z = 2d : 0,6, \quad h = 0,45 \text{ см.}$$

Тогда

$$[p] = \frac{P_A}{\pi d_2 h z} = \frac{5 \cdot 10^{-2}}{\pi (d - 4,5) \cdot 4,5 \cdot 10^{-6} 2d/6} = 9 \text{ Мн/м}^2,$$

откуда

$$d(d - 4,5) = \frac{5 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 4,5 \cdot 0,33 \cdot 9 \cdot 10^{-6}} = 1,18 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$$

и $d = 36,7$ мм.

Примем окончательно одноходовую резьбу Уп. 36 $\times$ 6, но несколько увеличим высоту гайки. Из формулы (7.12) имеем

$$z = \frac{H}{t} = \frac{P_A}{[p] \pi d_2 h} = \frac{5 \cdot 10^{-2}}{9\pi (36 - 4,5) \cdot 4,5 \cdot 10^{-6}} = 12,6,$$

откуда $H = 12,6 \cdot 6 \approx 76$ мм. Примем окончательно $H = 80$ мм.

Напряжение среза у витков гайки определим из формулы (7.14):

$$\tau_{cp} = \frac{P_A}{\pi d H \beta} = \frac{5 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 36 \cdot 80 \cdot 0,75 \cdot 10^{-6}} = 7,4 \text{ Мн/м}^2.$$

(Здесь $\beta = 0,75$ — коэффициент полноты резьбы.)

Полученное напряжение среза много ниже допускаемого. На этом прочностной расчет заканчивается.

Теперь определим к.п.д. Окружная скорость на среднем диаметре гайки

$$v = \frac{\omega d_2}{2} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} \cdot \frac{36 - 4,5}{2 \cdot 1000} = 1,65 \text{ м/сек.}$$

Скорость скольжения $v_{ск} = v / \cos \lambda \approx v = 1,65$ м/сек. При такой скорости скольжения коэффициент трения бронзы по стали $f = 0,05$ и угол трения $\rho = 2^\circ 50'$, что и следует подставлять в формулу (7.4), так как профиль упорной резьбы несимметричен. Угол $\alpha/2$, который нужно подставлять в формулу (7.12), равен только 3° , и поправка по этой формуле не нужна.

Из формулы (7.3) имеем;

$$\lambda = \arctg \frac{s}{\pi d_2} = \arctg \frac{6}{\pi \cdot 31,5} = \arctg 0,0605; \quad \lambda = 3^\circ 27'.$$

Тогда по формуле (7.4)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \rho)} = \frac{0,0605}{\operatorname{tg} (3^\circ 27' + 2^\circ 50')} = \frac{0,0605}{0,11011} = 0,55.$$

* По внутренним диаметрам резьбы винта и гайки предусмотрен небольшой зазор. Вследствие этого соприкосновение их винтовых поверхностей происходит лишь в пределах рабочей высоты профиля, которая несколько меньше, чем полная высота.

Такой малый к. п. д. для работающих с большими перерывами грузоподъемных машин довольно обычен. Так как

$$\lambda - \rho = 3^\circ 27' - 2^\circ 50' = 37' > 0,$$

то механизм не является самотормозящимся и следует иметь дополнительный стопор. Однако в действительности в момент начала движения коэффициент трения $f = 0,1 \div 0,12$ и $\rho = 5^\circ 40' \div 6^\circ 50'$, а поэтому самопроизвольное опускание груза вряд ли возможно.

В момент пуска к. п. д.

$$\eta = \frac{0,0605}{\operatorname{tg}(3^\circ 27' + 6^\circ 50')} = \frac{0,0605}{0,18143} = 0,335.$$

Таким образом, момент, вращающий гайку в пусковой период, должен быть

$$M_p = \frac{P_A}{i_{12}\eta_{12}} = \frac{5 \cdot 10^4}{1050 \cdot 0,335} = 142 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

При установившемся движении момент на гайке составит

$$M_p'' = \frac{142}{0,55} 0,335 = 87 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Мощность двигателя при установившемся движении

$$N'' = \frac{M_p''}{1000} \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{87\pi \cdot 1000}{1000 \cdot 30} = 9,1 \text{ квт}.$$

Мощность можно подсчитать и другим способом:

$$N'' = \frac{P_A v_A}{1000\eta} = \frac{5 \cdot 10^4 \cdot 6}{1000 \cdot 60 \cdot 0,55} = 9,1 \text{ квт}.$$

МЕХАНИЗМЫ ПРЕРЫВИСТОГО ОДНОСТОРОННЕГО ДВИЖЕНИЯ И КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

[трехзвенные механизмы, преобразующие равномерное движение в неравномерное]

§ 1. МЕХАНИЗМЫ ОДНОСТОРОННЕГО ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ

До сих пор нам встречались только механизмы с неизменной структурой. Однако можно построить такие механизмы, у которых зацепление некоторых звеньев в процессе работы периодически прекращается благодаря чему может быть осуществлено одностороннее прерывистое движение. Необходимость в таком движении имеется во многих отраслях техники. Например, необходима остановка «пульсирующего» конвейера для выполнения технологической операции, остановка киноленты для выдержки кадра и т. п.

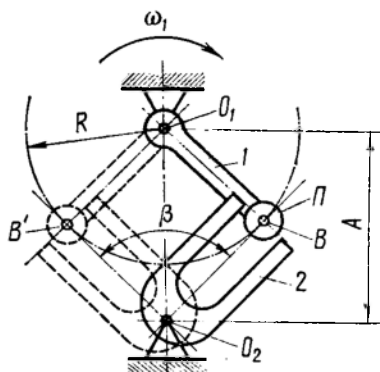


Рис. 8-1

Мальтийский механизм. Задачу преобразования равномерного движения ведущего кривошипа в прерывистое одностороннее вращение ведомого вала решает мальтийский механизм. На рис. 8-1 представлен элемент его структурной схемы. Сравнивая рис. 8-1 с рис. 3-8, б, видим, что новый механизм получен из прежнего путем уничтожения внешней части кулисы 3 (см. рис. 3-20) и замены ползуна 2 пальцем П, имеющим форму цилиндрического выступа на теле кривошипа 1. Такая замена не оказывает влияния на кинематику механизма, так как хотя число звеньев на рис. 8-1 уменьшилось, но благодаря введению высшей пары между звеньями 1 и 2 число степеней свободы по-прежнему равно $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 1 = 1$. В результате уничтожения внешней части кулисы движение передается ведущему валу только, пока кривошип перемещается из положения В в положение В', когда механизм работает как уже известный нам кулисный. В точке В' произойдет расцепление пальца П с кулисой. В результате кулиса остановится и кривошип будет продолжать свое движение в качестве подвижного звена двухзвенного механизма. При дальнейшем вращении кривошипа 1 его палец уже не попадает в паз кулисы.

Из рисунка видно, что угол $\beta/2 = \arcsin R/A$. Выберем угол β так, чтобы $z = 2\pi/\beta$ было целым числом. Связем с ведомым валом диск несущий z пазов-кулис, сдвинутых относительно друг друга на угол β и тогда получим мальтийский механизм (рис. 8-2). Теперь ведомый

вал O_2 будет оставаться неподвижным после расщепления пальца Π в кулисной точке B' только до тех пор, пока палец Π , продолжая свое движение, не переместится в положение B . Там он встретит следующий паз, с которым и вступит в зацепление, и т. д. При этом цилиндрическая форма пальца кривошипа оказывается полезной для облегчения входа в паз. В результате будет осуществлено одностороннее прерывистое движение, у которого отношение времени движения ведомого звена 2 ко времени полного оборота кривошипа, называемое *коэффициентом движения* k , будет равно отношению длины дуги BCB' (рис. 8-2) к длине всей окружности $BCB'C'B$, т. е. $k = (\pi - \beta) R : 2\pi R = 0,5 - \frac{\beta}{2\pi} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z}$, где z — число пазов.

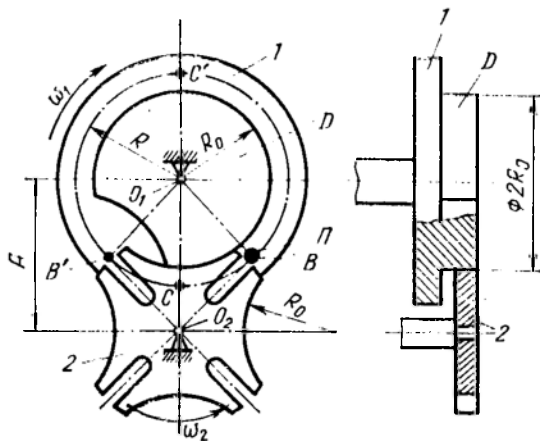


Рис. 8-2

Для того чтобы предотвратить самопроизвольное движение ведомого вала в то время, когда зацепление пазов с пальцем отсутствует, кривошипный диск снабжают цилиндрическим выступом D радиуса R_0 с выемкой. Внешний контур кулисного диска 2 в состоянии покоя соприкасается с этим выступом. Поэтому он очерчен дугами окружностей радиуса R_0 , что придает ему вид мальтийского креста (откуда и произошло название механизма). По выходе пальца из зацепления с пазом внешний контур креста касается выступа D и удерживается им от случайных смещений. Когда палец Π входит в паз креста, выемка на выступе D позволяет кресту свободно поворачиваться.

В тот момент, когда палец Π вступает в зацепление с крестом 2, его скорость по нормали равна нулю, а угловое ускорение кулисы максимально. Поэтому инерционная нагрузка на входе в зацепление прикладывается внезапно, что вызывает колебания и повышение напряжений в деталях конструкции. Это явление носит название *мягкого удара* в отличие от *жесткого удара*, который характеризуется мгновенным изменением скорости.

Храповой механизм. Для преобразования колебательного движения в прерывистое одностороннее вращение служит храповой механизм. На рис. 8-3 показано одно из возможных исполнений

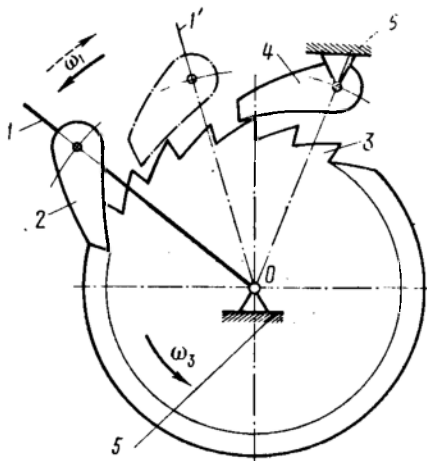


Рис. 8-3

этого механизма. Основные части: ведущий кривошип 1, совершающий колебательное движение, собачка 2, шарнирно соединенная с ним, храповое колесо 3, связанное с ведомым валом. Ось вращения кривошипа совпадает с осью вращения храпового колеса.

Форма зубьев храпового колеса такова, что при движении кривошипа слева направо зуб колеса приподнимает собачку 2 и колесо 3 остается неподвижным, удерживаемое дополнительной собачкой 4, укрепленной на стойке 5. При обратном движении кривошипа собачка 2 западает во впадину между зубьями

и все три звена (кривошип 1, собачка 2 и храповое колесо 3) движутся как одно жесткое тело. Обычно храповые механизмы описанного типа применяют лишь при малых скоростях движения.

§ 2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И УСТРОЙСТВО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

С помощью различных стержневых механизмов легко осуществить сложное движение рабочего звена. Однако весьма трудно точно подобрать размеры звеньев таким образом, чтобы обеспечить заданный вид передаточной функции и в особенности осуществить движение, чередующееся с остановками заданной длительности. Произвольное отношение длительностей остановки и движения нельзя осуществить и в только что рассмотренном мальтийском механизме.

Если одну низшую пару заменить высшей, то как известно из гл. III, простейший механизм с одной степенью свободы будет иметь только три звена. Чаще всего два подвижных звена образуют с неподвижным низшие пары, а между собой — высшую пару. При этом подвижные звенья могут иметь или вращательное, или прямолинейное движение, и движение ведомого звена по сложной траектории для такого механизма неосуществимо. Однако этот механизм очень удобен для преобразования закона движения, так как высшая пара позволяет осуществить соприкосновение поверхностей переменной кривизны. При этом если поверхность соприкосновения на одном звене имеет постоянную, а на другом переменную кривизну, то механизм называется *кулачковым*. Этот механизм позволяет решать такие кинематические

задачи, с которыми не могут справиться механизмы, рассмотренные ранее.

На рис. 8-4 изображен трехзвенный механизм с поступательно движущимися звеньями. Ведущее звено — кулачок 1 скользит вдоль стойки слева направо. Его верхняя рабочая поверхность имеет переменную кривизну. Ведомое звено — толкатель 2, опираясь своим острием на кулачок, скользит по направляющей вертикально вверх (направление его движения перпендикулярно к направлению движения кулачка).

Пусть профиль кулачка в связанной с кулачком прямоугольной системе координат задан функцией $y = y(x)$. Если кулачок расположен так, что начало O системы координат xOy находится на расстоянии x от оси толкателя, то подъем толкателя будет $y = y(x)$.

Пусть закон движения кулачка есть $x = x[\tau]$, тогда закон движения толкателя

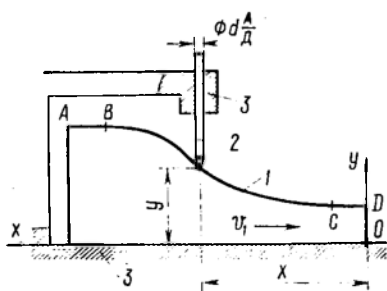


Рис. 8-4

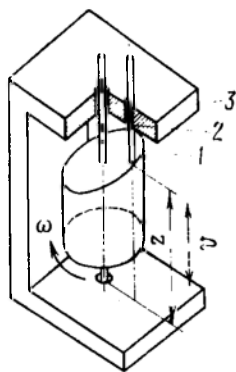


Рис. 8-5

будет $y = y(x[\tau]) = y(\tau)$. В частности, если кулачок движется равномерно, т. е. $x = v_1\tau$, то соответственно и $y = y(v_1\tau)$. Следовательно, при соблюдении некоторых ограничений, о которых будет сказано ниже, можно так спроектировать кулачок, чтобы $y(\tau)$ представляло собой заданную функцию.

Участки профиля кулачка, на которых толкатель остается в покое: $y = \text{const}$, называют участками *выстоя*. В нашем примере это отрезки AB и CD , перпендикулярные к направлению движения толкателя. Часть профиля, соединяющая два участка выстоя, на которой толкатель находится в движении, называют *активной* частью профиля. В механизме, изображенном на рис. 8-4, кулачок должен иметь возвратно-поступательное движение.

Для того чтобы ведущее звено могло все время двигаться равномерно, применяют механизмы с вращающимся кулачком. Возможное исполнение такого механизма показано на рис. 8-5, где толкатель 2 перемещается в направлении образующей цилиндрического кулачка 1, опираясь на его скошенную торцевую поверхность. Развертывая боковую поверхность цилиндра на плоскость и сообщая развертке линейную скорость $v = \omega R$ (где R — радиус цилиндрического кулачка, а ω — угловая скорость его вращения), получим уже рассмотренный

механизм с поступательно движущимся кулачком, изображенным на рис. 8-4, профиль которого образован бесконечной последовательностью таких разверток.

Если расположить толкатель так, чтобы он перемещался в плоскости вращения кулачка, то получим *плоский кулачковый механизм*. На рис. 8-6, а схематически представлен механизм, у которого линия движения толкателя 2 проходит через центр вращения кулачка 1. Кулачковый механизм в этом случае называют *центральный*. На рис. 8-6, б показан *нецентральный* кулачковый механизм.

Так как после полного оборота кулачка толкатель возвращается в исходное положение, передаточная функция механизмов с вращающимися кулачками имеет период, соответствующий одному полному обороту кулачка, т. е. $y(\varphi + 2\pi) = y(\varphi)$.

Профиль плоских кулачков удобно задавать в полярной системе координат, имеющей начало в центре вращения кулачка, т. е. в виде

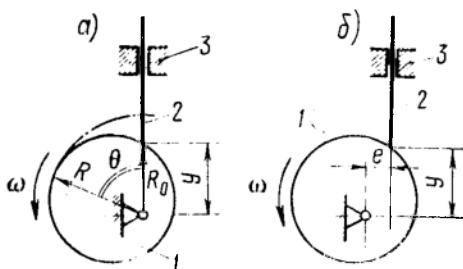


Рис. 8-6

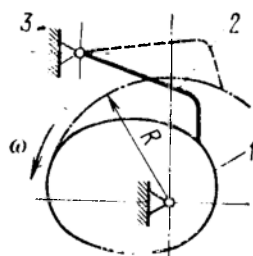


Рис. 8-7

$R = R(\theta)$, где θ — полярный угол. Для центрального кулачка полярный угол профиля θ , при надлежащем выборе начала отсчета, может совпадать с углом поворота кулачка $\theta = \varphi$. Так как подъем толкателя равен в рассматриваемом случае величине радиуса вектора R полярной системы, то $y = R(\theta) = R(\varphi) = R(\omega t)$. Таким образом, закон движения толкателя в этом случае определяется весьма просто.

С помощью кулачкового механизма можно также осуществить преобразование вращательного движения кулачка 1 в качательное движение коромысла 2 (рис. 8-7). В таком механизме трение в шарнире меньше, чем в поступательной паре, поэтому оно оказывает меньшее сопротивление движению ведомого звена. Вращательная пара изнашивается менее интенсивно, чем поступательная.

Недостатком рассмотренных кулачковых механизмов является большое контактное напряжение в точке соприкосновения толкателя и кулачка. Износ острого толкателя и поверхности кулачка вызывает искажение первоначального профиля, а с ним и передаточной функции.

Стремление уменьшить контактное напряжение и износ привело к созданию *грибовидных* (рис. 8-8, а) и *тарельчатых* (рис. 8-8, б) толкателей. В последнем случае переход от уравнения профиля кулачка к передаточной функции, разумеется, более сложен, чем для центрального кулачка с острым толкателем.

Для уменьшения силы трения и износа применяют также толкатель с роликом (рис. 8-9, а). В этом случае теоретический профиль кулачка есть совокупность последовательных положений центра ролика, а реальный профиль есть огибающая окружностей радиуса r , которая представляет собой эквидистанту теоретического профиля (рис. 8-9, б). При этом вогнутые части реального профиля должны иметь кривизну меньшую, чем ролик, так как иначе он не коснется дна вогнутой части.

В общем случае уравнение произвольной поверхности $\Phi(x, y, z)$

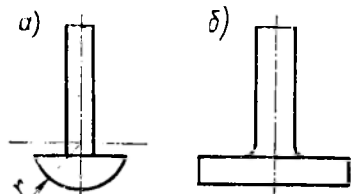


Рис. 8-8

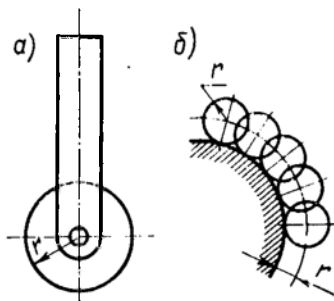


Рис. 8-9

2) 0 связывает три координаты x , y и z . Задавая две из них как функции времени (например, $x = x(\tau)$ и $y = y(\tau)$), можно осуществить кинематическое преобразование, при котором z будет функцией двух аргументов типа $z = \Phi(x(\tau), y(\tau))$. Чтобы осуществить такое преобразование, используют пространственные кулачки. Например, пусть кулачок 1 (см. рис. 8-4) имеет различный профиль в сечениях, параллельных плоскости чертежа. Тогда $y = y(x, z)$, если координата z перпендикулярна к плоскости xOy . Перемещая теперь кулачок вдоль x и одновременно вдоль z так, что $x = x(\tau)$ и $z = z(\tau)$, получим $y = y(x(\tau), y(\tau))$. Конструктивно удобнее сообщать перемещение $x(\tau)$ кулачку, а смещение $z(\tau)$ толкателю. Все это можно осуществить и в случае вращающихся кулачков.

§ 3. ДИНАМИКА КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Обычно кулачковые механизмы применяют в системах управления работой машин и приборов. Для передачи большой мощности их используют редко. Однако поскольку одно из звеньев кулачкового механизма имеет неравномерное движение, некоторые динамические характеристики играют большую роль.

Угол давления. Рассмотрим сначала влияние угла давления на работоспособность механизма. Сила давления P_{12} кулачка 1 на толкатель 2 (рис. 8-10) есть равнодействующая нормального давления P_N и силы трения fP_w , направленных соответственно по нормали NN' и по касательной к профилю кулачка (fP_N противоположно направлению скорости скольжения). Как видно на рисунке, угол давления γ_F (угол между вектором силы, действующей на ведомое звено,

и вектором его скорости) при указанном на чертеже направлении скорости кулачка больше угла γ (между нормалью и осью толкателя). Из предыдущего известно, что если $\gamma_F = 90^\circ$, то механизм оказывается в «мертвом» положении и никакая сила P_{12} не может произвести положительной работы и привести его в движение. Это явление носит название *самоторможения*. В действительности, самоторможение произойдет при $\gamma_F < 90^\circ$, так как нужно еще принять во внимание трение в поступательной паре 23.

При заданном ходе толкателя h угол γ получается тем меньше, чем больше длина l активного участка профиля, на котором происходит подъем толкателя. Если профиль представляет собой развертку цилиндрического кулачка, изображенного на рис. 8-5, то можно увеличить l , выбрав больший радиус цилиндра. Таким образом, необходи-

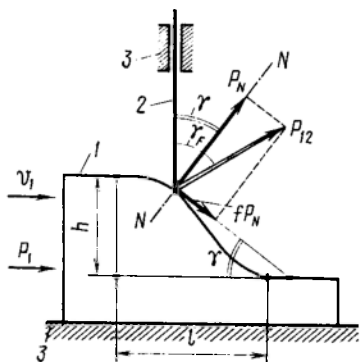


Рис. 8-10

мость сохранять угол давления в допустимых пределах приводит к необходимости увеличивать размеры кулачка. В некоторых пределах можно уменьшить угол давления без увеличения размеров кулачка, заменяя центральный кулачок с острым толкателем кулачком с тарельчатым толкателем (см. рис. 8-8, б) или плоским нецентральный кулачком (см. рис. 8-6, б).

Силовое замыкание в кулачковом механизме. Второй важной особенностью работы кулачкового механизма является то, что в большинстве случаев высшую кинематическую пару выполняют как неудерживающую

связь. (Исключением является такая конструкция, когда ролик толкателя размещается в пазу или прорези, выполненных на кулачке.) Чтобы толкатель не потерял контакт с кулачком, он должен быть прижат к нему достаточной силой. Иначе в моменты отрыва толкателя будет изменяться структура механизма. О таких механизмах принято говорить, что они имеют *силовое замыкание*, в противоположность *кинематическому* замыканию, которое обеспечивают удерживающие геометрические связи. Обычно силовое замыкание осуществляет пружина, прижимающая толкатель к кулачку. При этом давление пружины должно быть согласовано с величиной сил инерции толкателя.

Рассмотрим этот вопрос подробнее. На рис. 8-11, а внешняя нагрузка на толкатель 2 обозначена P_2 (во многих случаях она пренебрежимо мала), а сила давления пружины P_n . Если масса частей, расположенных выше толкателя, приведенная к толкателю, есть m_2 , то отрыва не произойдет пока

$$P_2 + P_n + m_2 \ddot{y} \geq 0. \quad (8.1)$$

Пусть например, уравнение активной части профиля 1 будет $y = \left(1 - \cos \frac{\pi x}{l}\right) \frac{h}{2}$, а расстояние от начала системы координат xOy

(связанной с кулачком) до линии движения толкателя в начальный момент времени равно нулю. Тогда, подставляя $x = v_1 \tau$ в уравнение активной части профиля, получим закон движения толкателя:

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi v_1 \tau}{l} \right).$$

Дифференцируя дважды по времени при $v_1 = \text{const}$, находим

$$\ddot{y} = \frac{h}{2} \left(\frac{\pi v_1}{l} \right)^2 \cos \frac{\pi v_1 \tau}{l}.$$

На рис. 8-11, б показан график полученного закона изменения ускорения толкателя. В точках O и A абсолютная величина ускорения достигает максимума. При этом в точке O сила инерции прижимает толкатель к кулачку, а в точке A она стремится оторвать его от кулачка. Если пренебречь полезной нагрузкой P_2 , то в точке A для сохранения силового замыкания должно быть

$$P_n \geq m_2 \frac{h}{2} \left(\frac{\pi v_1}{l} \right)^2.$$

Однако величина давления пружины лимитируется величиной напряжений на поверхности контакта толкателя и кулачка. При этом надо помнить, что силы инерции на одном краю переходного участка профиля в точке A вычитаются из давления пружины, а на другом — в точке O — суммируются с ним. Чтобы избежать необходимости чрезмерно увеличивать нажатие P_n при заданных m_2 и h , необходимо уменьшить отношение $v_1 : l$. Однако этого нельзя сделать, увеличивая размеры кулачка. Действительно, пусть изображаемый профиль есть развертка цилиндрического кулачка. Увеличивая радиус кулачка

R в k раз, увеличивают длину активного участка l также в k раз (в силу подобия обоих профилей), но в то же число раз возрастает и окружная скорость $v_1 = kR\omega$. Поэтому их отношение останется без изменения. Итак, уменьшить силы инерции можно, лишь увеличив длину активного участка за счет участка выстоя.

Жесткий и мягкий удар. На рис. 8-12, а показана такая форма активной части профиля, при которой скорость в точках O и A меняется скачкообразно. В этих точках ускорения теорети-

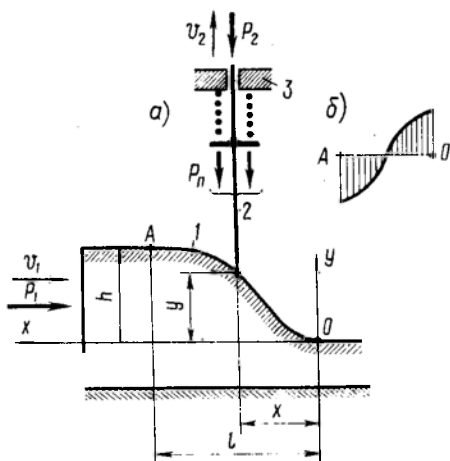


Рис. 8-11

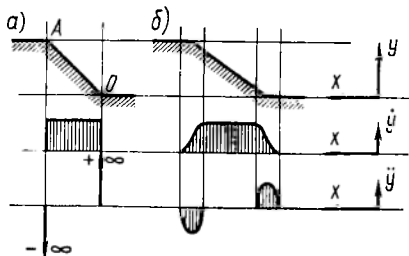


Рис. 8-12

чески равны бесконечности и происходит *жесткий удар*. Поэтому такое профилирование кулачка допустимо лишь для весьма тихоходных механизмов. В случае, представленном на рис. 8-11, б, в точках O и A при выбранном нами профиле активной части, скорость меняется плавно, но имеет место скачкообразное изменение ускорения. С таким явлением мы уже встречались в мальтийском механизме, это так называемый *мягкий удар*. Хотя в этом случае силы инерции имеют конечную величину, но возникают они внезапно, что возбуждает вибрацию в упругих звеньях механизма, и поэтому мягкий удар также нежелателен.

Целесообразный характер движения на активной части профиля кулачка представлен на рис. 8-12, б. Здесь обеспечивается безударная работа механизма, так как ускорение постепенно увеличивается до максимума и затем уменьшается до нуля, и наряду с этим достигается достаточно высокая средняя скорость перемещения толкателя.

Все сказанное выше накладывает определенные ограничения на выбор размеров и формы профиля кулачка.

§ 4. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВ

Задача о профилировании кулачков может ставиться двояко.

В первом случае, который чаще встречается в общем машиностроении, обусловлены лишь положения выстоя, а форма активной части

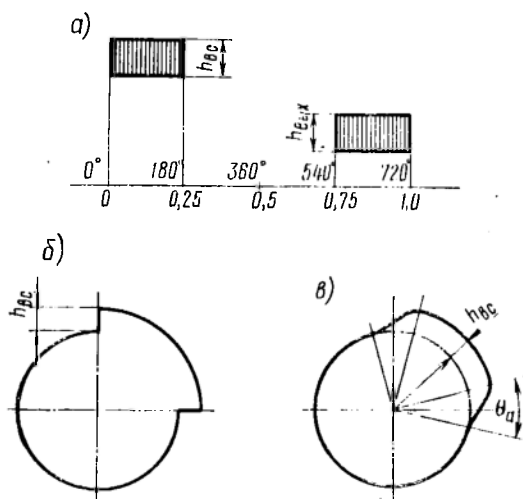


Рис. 8-13

может быть выбрана самим конструктором. Положения выстоя, а иногда и протяженность активных частей профиля задает схема отдельных фаз цикла движения, которое кулачок должен осуществить для рабочего звена, т. е. так называемая *цикловая диаграмма* (циклограмма), о которой было сказано в гл. III. На ней указывают последовательность и продолжительность необходимых рабочих перемещений ведомого звена в функции от перемещения ведущего. Можно сказать, что циклограмма является схематизированным остоном окончательного вида передаточной функции. Последняя будет полностью определена после того, как конструктор выберет форму активных участков.

Чтобы пояснить сказанное, рассмотрим пример построения передаточной функции для движения толкателя, управляющего одним из

распределительных клапанов четырехтактного дизеля. Итак, нас интересует вид функции $y = y(\varphi)$, где y — подъем клапана, а φ — угол поворота распределительного вала. Прежде всего заметим, что рабочий цикл дизеля соответствует двум полным оборотам кривошипа. Поэтому распределительный вал должен вращаться вдвое медленнее коленчатого.

На рис. 8-13, а представлена циклограмма, характеризующая работу всасывающего и выпускного клапанов, на которой указаны перемещения клапанов и продолжительности выстоев в градусах угла поворота коленчатого вала и в долях от общей продолжительности цикла. Эта диаграмма позволяет определить положение выступа кулачка относительно кривошипа главного вала. Соответствующий кулачок имел бы вид, показанный на рис. 8-13, б. Очевидно, такой кулачок работать не может, так как у него $\gamma = 90^\circ$ и он немедленно поломал бы толкатель. Выбрав вид функциональной зависимости $y = y(\varphi)$ для активных участков (так, чтобы избежать ударов) и определив их относительную длину (так, чтобы не применять слишком мощной пружины), можно закончить конструирование профиля кулачка. Окончательный вид его представлен на рис. 8-13, в, где θ_0 — полярный угол, соответствующий активной части профиля.

Во втором случае профилирования вид передаточной функции $y = y(x)$ бывает задан и остается только найти соответствующий профиль кулачка. Такая задача чаще всего встречается в приборостроении, счетно-решающих и моделирующих устройствах. При этом далеко не всегда передаточная функция совпадает с уравнением профиля, как это было в рассмотренных выше простейших случаях. Для примера разберем способ профилирования плоских нецентральных кулачков, (см. рис. 8-6, б), обеспечивающий перемещение толкателя согласно заданной зависимости $y = y(\varphi)$.

На рис. 8-14 представлен профиль AB кулачка I в начальном положении, когда $y = 0$. Пусть искомое уравнение профиля есть $R = R(\theta)$, причем в исходном положении начальный радиус $R_0 = R(0) = \sqrt{h^2 + e^2}$. Параметры h, e или R_0 и $\alpha = \arctg \frac{h}{e}$ пока остаются неопределенными. После поворота кулачка на угол φ точка профиля B перейдет в положение B' . Из рисунка видно, что

$$R \cos \beta = e, \quad R \sin \beta = y + h,$$

или

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{h+y}{e} \quad \text{и} \quad R = \sqrt{e^2 + (h+y)^2},$$

но $e^2 + h^2 = R_0^2$ и, следовательно, $R = \sqrt{R_0^2 + 2hy + y^2}$. Кроме того, $\beta = \alpha - \theta + \varphi$,

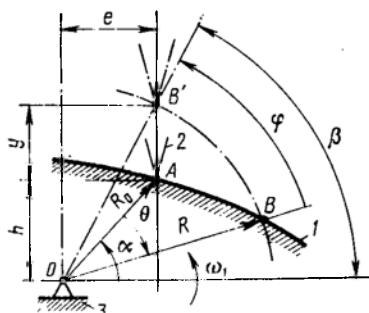


Рис. 8-14

где

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{e},$$

а $y = y(\varphi)$. Тогда окончательно

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \varphi + \alpha - \operatorname{arctg} \frac{h + y(\varphi)}{e}; \\ R &= \sqrt{R_0^2 + 2hy(\varphi) + [y(\varphi)]^2}. \end{aligned} \right\} \quad (8.2)$$

Это и есть искомое уравнение профиля, заданное через параметр φ . В частном случае для центрального кулачка $\varphi = \theta$ и $R = R_0 + y$, так как $\beta = \alpha = \frac{\pi}{2}$ и $h = R_0$.

Увеличение R_0 , хотя и уменьшает угол давления, но приводит к увеличению размеров всего кулачка и поэтому нежелательно. Это и побуждает использовать второй параметр e , чтобы, не увеличивая размеров кулачка, сохранить угол давления в заданных пределах. Разумеется, этот способ применим только для неререверсивных кулачковых механизмов.

Определение текущего значения угла давления γ для вращающихся плоских кулачков сложнее, чем для цилиндрических и движущихся поступательно. Например, пусть для поступательного кулачка $y = cx$, где $c = \text{const}$. Тогда $\operatorname{tg} \gamma = \frac{dy}{dx} = c$. Если же для центрального вращающего кулачка $R = c\theta$, то

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{dR}{d\theta} \cdot \frac{1}{R} = \frac{c}{R_0 + c\varphi} \neq \text{const}.$$

Чтобы спрофилировать центральный кулачок по условию $\gamma_0 = \text{const}$, положим $\frac{dR}{R} = \gamma_0 d\theta$. Тогда $\ln \frac{R}{c} = \gamma_0 \theta$, или $R = ce^{\gamma_0 \theta}$, т. е. профиль центрального кулачка, выполненный по логарифмической спирали, обеспечивает постоянство угла давления.

Из этих примеров ясно, что если находить свободные параметры кулачков и профили их активных участков, исходя из заранее выбранных наиболее целесообразных зависимостей, то это приводит к довольно кропотливым расчетам.

В конструкторской практике обычно ведут работу в обратном порядке. Назначают размеры и профиль кулачка в соответствии с циклограммой, а потом находят значения углов давления, закон движения, силы инерции и необходимое нажатие пружины. Проверив эти величины и контактное напряжение на рабочих поверхностях профиля кулачка и толкателя, можно убедиться в пригодности или непригодности намеченного конструктивного решения и при необходимости рассмотреть следующий вариант. В некоторых случаях не только само конструирование, но и некоторые из перечисленных расчетов выполняют графически. Точность, с которой определяются углы давления графическими методами, невысока. Однако большей для практических целей и не требуется.

Глава IX

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

[зубчатые механизмы]

§ 1. ГЕОМЕТРИЯ И КИНЕМАТИКА ПЛОСКОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Все ранее рассмотренные механизмы были не пригодны для осуществления простейшего кинематического преобразования — изменения угловой скорости с постоянным передаточным отношением. Между тем именно такая задача должна быть решена для согласования оптимального значения угловых скоростей машин-двигателей и рабочих машин. Этот пробел восполняют зубчатые механизмы, или зубчатые передачи. Они относятся к группе трехзвенных механизмов, имеющих две низшие и одну высшую пару. Два подвижных звена такого механизма выполнены в виде зубчатых колес. На каждом из них равномерно расположены совершенно одинаковые зубья.

Зубчатые передачи являются самой распространенной разновидностью механизмов. Они компактны, имеют весьма высокий к. п. д. и применяются как в миниатюрных приборах, так и в гигантских силовых передачах. Передаточное отношение одной пары колес обычно не превышает $i_{12} = 10$. Конструктивные формы зубчатых колес весьма разнообразны. Они зависят от относительного положения осей вращения и от формы зубьев.

Рассмотрим сначала передачу с параллельными осями вращения, образованную цилиндрическими прямозубыми колесами (рис. 9-1). Любое сечение таких колес плоскостью, перпендикулярной к оси вращения, совпадает с их торцовым сечением. Поэтому для изучения кинематики такой передачи достаточно рассматривать зацепление соответствующих плоских шаблонов.

Принцип действия зубчатой передачи состоит в сочетании принципа действия кулачково-коромыслового механизма, преобразующего вращение кулачка во вращение коромысла, с переносом контакта с одной пары соприкасающихся поверхностей на другую, с чем мы уже встречались в мальтийском механизме. В отличие от пары кулачок-толкатель соприкасающиеся поверхности зубьев на обоих колесах передачи имеют переменную кривизну. Зацепление двух зубьев колес передачи подобно контакту двух кулачков (см. рис: 3-11, б).

Условие непрерывности работы передачи. Рассмотрим вопрос о непрерывности передачи движения (рис. 9-2). При вращении колес точка C касания или контакта зубьев перемещается по высоте последних как в результате скольжения профилей,

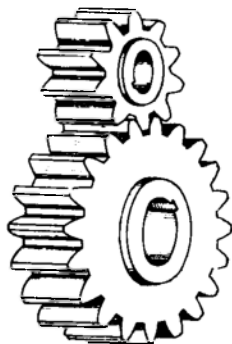


Рис. 9-1

так и в результате их перекатывания друг по другу при относительном повороте колес. Перемещаясь в неподвижной плоскости вращения, эта точка описывает линию, называемую *линией зацепления*. Практически осуществимый так называемый *активный участок* этой линии расположен между точками ее пересечения с окружностями выступов радиусов R_{e1} и R_{e2} , ограничивающих высоту рабочих профилей зубьев. Вне этого участка один из профилей отсутствует и зацепление (контакт) данной пары зубьев невозможно.

Для непрерывной передачи вращения каждая следующая пара зубьев должна прийти в соприкосновение прежде, чем предыдущая пара выйдет из пределов активного участка линии зацепления. Таким

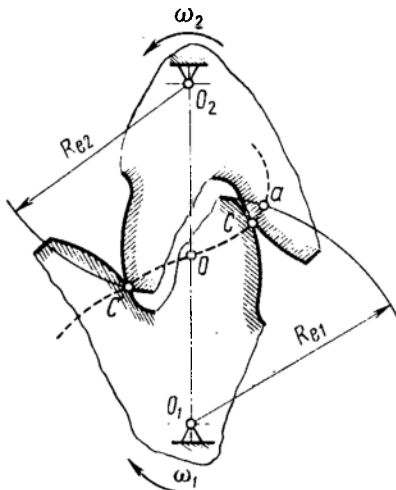


Рис. 9-2

образом, в каждый данный момент в пределах активного участка располагаются либо одна точка C , либо две контактные точки C и C' , соответствующие одной или двум соседним парам зацепляющихся (соприкасающихся) зубьев. Возможность одновременного зацепления двух пар зубьев следует из того, что все зубья спрофилированы одинаковым образом и при этом так, что обеспечивают постоянное значение передаточного отношения.

С о п р я ж е н н о с т ь п р о ф и л е й . П о л ю с з а ц е п л е н и я . Перейдем к вопросу о постоянстве передаточного отношения. Заметим, что при постоянном передаточном отношении отношение угловых скоростей можно заменить отношением углов поворота зубчатых колес.

Если произвольно выбрать форму профиля зуба одного колеса, то для сохранения постоянства отношения углов поворота зацепляющихся колес форма профиля зуба второго колеса должна быть вполне определенной. Такие профили зубьев, зацепление которых обеспечивает выполнение условия $i_{12} = \text{const}$, называют *сопряженными*.

Точка контакта C принадлежит одновременно обоим соприкасающимся профилям. В этой точке (рис. 9-3) выполняется общее для всех высших кинематических пар требование

$$v_{N_1}^{(C)} = v_{N_2}^{(C)}. \quad (9.1)$$

Здесь $v_{N_1}^{(C)}$ — составляющая скорости точки C , которая рассматривается как точка первого колеса, по направлению общей нормали соприкасающихся профилей N_1N_2 ; $v_{N_2}^{(C)}$ — составляющая скорости той же точки C , которая рассматривается как точка второго колеса, по тому же направлению.

Опустим перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 из центров вращения на направление N_1N_2 . Все точки, лежащие на линии N_1N_2 , имеют одинаковую скорость вдоль этой линии, так как иначе имело бы место сжатие или растяжение твердого тела. Поэтому из условия (9.1) следует:

$$v_{N_i}^{(C)} = \omega_1 \cdot O_1N_1 = \omega_2 \cdot O_2N_2 = v_{N_2}^{(C)} \quad (a)$$

или, принимая во внимание подобие треугольников ON_1O_1 и ON_2O_2 , получим

$$\omega_1 \cdot OO_1 = \omega_2 \cdot OO_2. \quad (б)$$

Точка O пересечения нормали N_1N_2 с линией центров O_1O_2 называется *полусом зацепления*. Отрезок $O_1O_2 = A$ носит название *межцентрового расстояния*. Из соотношения (б) следует, что

$$\omega_1 = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{OO_2}{OO_1}, \quad (9.2)$$

т. е. *полус зацепления делит межцентровое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям*. Следовательно, чтобы передаточное отношение оставалось постоянным, общая нормаль соприкасающихся профилей при вращении колес должна всегда проходить через неподвижный в пространстве полюс зацепления.

Начальные окружности радиусов r_1 и r_2 (см. рис. 9-3), проходящие через полюс O , называются *начальными*. На этих окружностях *окружная скорость* обонх колес одинакова

$$v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2, \quad (9.3)$$

как это следует из соотношения (б).

Для того чтобы представить себе относительное движение колес, сообщим всей системе вращение вокруг центра O со скоростью ω_1 в направлении, обратном действительному вращению первого колеса. Тогда первое колесо станет неподвижным, а второе получит сложное движение, состоящее из вращения вокруг центра O_2 со скоростью $\omega_2 + \omega_1$ и вращения вокруг центра O_1 со скоростью ω_1 . На рис. 9-3 штриховыми стрелками показана новая угловая скорость колеса 2, равная $\omega_2 + \omega_1$, и линейная окружная скорость его центра, равная $\omega_1 A$. Нетрудно убедиться, что при таком движении точка касания начальных окружностей первого и второго колес будет мгновен-

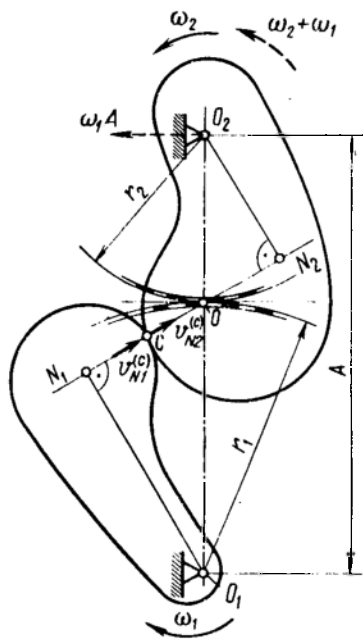


Рис. 9-3

ным полюсом поворота второго колеса. Действительно, в рассматриваемом случае скорость точки O , принадлежащей колесу 2, равна

$$v_0 = \omega_1 A - (\omega_1 + \omega_2) r_2. \text{ Но } \omega_1 + \omega_2 = \omega_1 \left(1 + \frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = \omega_1 \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right)$$

и так как $r_1 + r_2 = A$, то $v_0 = 0$.

При этом начальная окружность второго колеса будет катиться без скольжения по начальной окружности первого колеса. Подобным же приемом можно было остановить второе колесо, а катилась бы начальная окружность первого.

Таким образом, начальные окружности есть геометрические места мгновенных центров поворота колес 1 и 2 в их относительном движении. Как известно из курса механики, такие линии называются *центроидами*. Из условия (9.2) следует, что при постоянном передаточном отношении центроиды должны быть окружностями.

О к р у ж н о й ш а г. Расстояние между одноименными (правыми или левыми) профилями соседних зубьев, измеренное по дуге окружности с центром на оси вращения колеса, называют *окружным шагом*. Очевидно, окружной шаг меняется вместе с диаметром окружности, на которой его измеряют.

Пусть точка контакта пары зубьев в данный момент совпадает с полюсом зацепления. По истечении определенного времени место этой пары займет следующая. При этом каждый из двух зацепляющихся зубьев первой пары переместится по своей начальной окружности на шаг t_1 и t_2 соответственно. Из равенства окружных скоростей на обеих начальных окружностях (формула 9.3) следует, что $t_1 = t_2$, т. е., что *шаг t по начальной окружности для обоих зацепляющихся колес должен быть одинаков*. В любой момент, если вести отсчет по начальным окружностям, сопряженные профили должны быть удалены от полюса зацепления на одно и то же расстояние. Иначе они не смогли бы после соответствующего поворота колес прийти в соприкосновение без зазора или взаимного внедрения.

Если число зубьев колеса z , то очевидно, $2\pi r = zt$. Отсюда следует, что выражение передаточного отношения через числа зубьев равно

$$i_{12} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2 t}{z_1 t} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (9.4)$$

Если мысленно увеличить число зубьев одного из колес до $z = \infty$, то это колесо превратится в поступательно движущуюся зубчатую рейку. Передача, образованная колесом и рейкой, называется *реечной*.

Н а р е з а н и е з у б ь е в. Наиболее просто и точно профиль зуба, сопряженный заданному, получается при нарезании зубчатых колес на зубофрезерных и зубодолбежных станках, работающих по методу обкатывания.

Коротко (не рассматривая движение подачи инструмента) этот метод состоит в следующем. Режущий инструмент, имеющий форму зубчатого колеса (рис. 9-4), снимает стружку, перемещаясь параллельно образующей цилиндрической заготовки. После обратного хода инструмент и заготовка поворачиваются вокруг своих осей на малые углы,

обратно пропорциональные числам их зубьев, как если бы они были зацепляющимися колесами. При новом режущем ходе инструмента излишний против требуемой формы зуба материал заготовки срезается и т. д. При этом зубья инструмента формируют впадины между зубьями заготовки. Все эти движения могут происходить и непрерывно. В результате зуб колеса получается близким к точному профилю, который представляет собой огибающую последовательных положений зуба инструмента относительно заготовки. Этот же процесс происходит и в том случае, когда инструмент имеет форму червячной фрезы или

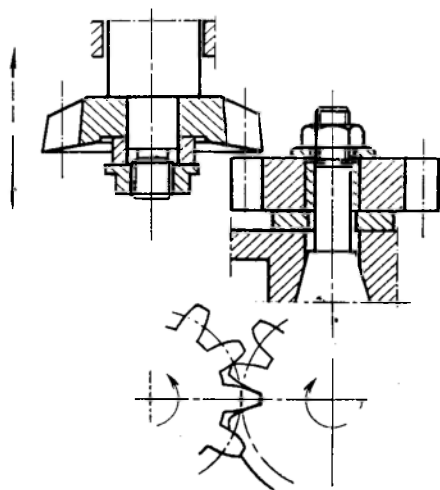


Рис. 9-4

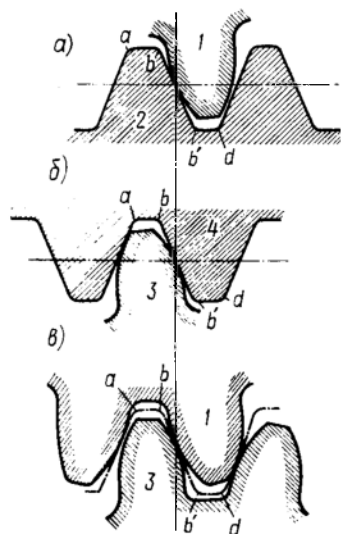


Рис. 9-5

форму рейки, поскольку рейку можно рассматривать как зубчатое колесо с бесконечно большим числом зубьев.

Серия сопряженных колес. Если зубьям рейки-инструмента придать трапецеидальный профиль, то зубья всех колес, нарезанных одной и той же рейкой, будут сопряженными и каждая пара таких колес сможет образовать зубчатую передачу. Действительно, на рис. 9-5, а колесо 1 находится в зацеплении с рейкой-инструментом 2. На рис. 9-5, б колесо 3 нарезается рейкой 4. Если сложить рейки 2 и 4, то они будут соприкасаться по ломаной $abb'd$. Вообразим, что колеса 1 и 3 зацепляются не с реальными рейками, а с ломаной линией $abb'd$, разграничивающей обе рейки (рис. 9-5, в). Очевидно, профиль зуба каждого из колес со своей стороны сопряжен профилю контура $abb'd$, но так как ломаная $abcd$ есть воображаемая линия, то в действительности на рис. 9-5, в зуб первого колеса находится в зацеплении с зубом второго колеса и профили их сопряжены между собой. Действительно, если профили зубьев колеса 1 и рейки 2 сопряжены, то скорость рейки $v_2 = i_{21}\omega_1$. Соответственно, $v_4 = i_{43}\omega_3$, где

i_{21} и i_{13} — константы. Если рейки 2 и 4 совмещены, то $v_2 = v_4$ и, следовательно,

$$i_{21}\omega_1 = i_{43}\omega_3, \text{ т. е. } \frac{\omega_1}{\omega_3} = \text{const} = i_{13}.$$

Ясно, что рейка 4 это та же рейка 2, но только изображенная в перевернутом положении. Поэтому профили зубьев всех колес, нарезанных одной рейкой-инструментом, сопряжены друг с другом. Можно показать, что это будет справедливо и при некоторых более широких предположениях относительно профиля зубьев реечного инструмента, а не только при трапецидальном профиле. Совокупность таких колес образует серию сопряженных колес.

Эвольвентные колеса. Технологические преимущества трапецидального профиля зубьев рейки-инструмента обеспечили системе зубчатых колес, нарезанных таким инструментом, широкое распространение. Однако нужно отметить, что все большее применение находят и другие системы зубчатых зацеплений.

Профиль зуба колеса, нарезанного рейкой с трапецидальным профилем зуба, оказывается очерченным по эвольвенте (об этом подробнее будет сказано ниже), благодаря чему такие колеса получили название *эвольвентных*. Элементы трапецидального профиля $abb'd$ стандартизованы. Любые два колеса, нарезанные рейками равного шага, где бы они ни были изготовлены, будут иметь сопряженные профили зубьев и могут образовать зубчатую передачу.

Делительная окружность. В процессе нарезания по методу обкатывания как бы происходит зацепление рейки инструмента с нарезаемым колесом. При этом рейка как часть обода колеса бесконечно большого радиуса движется поступательно вдоль самой себя (см. рис. 9-5, а) с некоторой скоростью v_p , а заготовка вращается с угловой скоростью ω . На какой-то окружности диаметра d_d окружная линейная скорость заготовки $\frac{\omega d_d}{2}$ будет равна v_p . Поэтому шаг зубьев на этой окружности окажется равным шагу зубьев рейки t_p . Очевидно, эта окружность есть начальная окружность или центроида колеса в процессе его нарезания по методу обкатывания. Шаг t_p должен укладываться на длине указанной окружности ровно z раз, если z — число зубьев колеса. Эта окружность называется *делительной*. Она является основным геометрическим элементом, неизменным для каждого данного колеса. Таким образом,

$$\pi d_d = z t_p, \quad (9.5)$$

где d — диаметр делительной окружности.

Для нарезания на колесе требуемого числа зубьев скорость вращения заготовки должна быть согласована с v_p так, чтобы

$$\omega = \frac{2v_p}{d_d} = \frac{2\pi v_p}{z t_p}.$$

Это согласование обеспечивается кинематикой зуборезного станка.

Модуль. Было бы неудобно назначать стандартные значения шага рейки из ряда нормальных чисел, так как при этом диаметры делительных окружностей колес оказались бы величинами иррациональными. Поэтому вводится параметр

$$m = \frac{t_p}{\pi} \quad (9.6)$$

(где t_p — шаг рейки в миллиметрах), называемый *модулем*, значения которого стандартизованы. Модули выше 1 мм образуют ряд: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 3; 3,5; 4; 4,5; 5 мм и т. д. Теперь формуле (9.5) можно придать вид

$$d_d = mz. \quad (9.7)$$

Пропорции зуба. Несколько упрощенный стандартный профиль реечного инструмента показан на рис. 9-6. На *средней линии*,

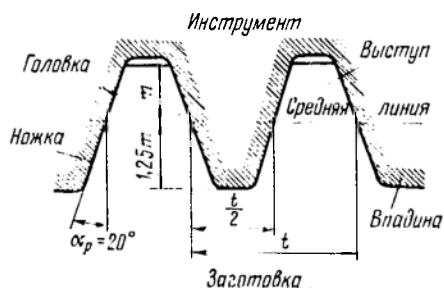


Рис. 9-6

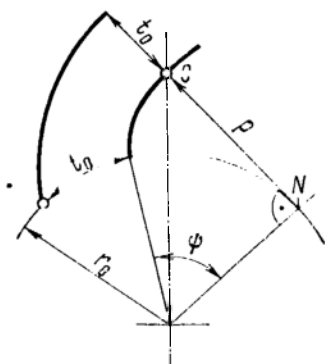


Рис. 9-7

или модульной прямой, реечного инструмента толщина зуба равна ширине впадины. Выше этой линии располагается *головка* зуба, ниже, в сторону центра колеса, — *ножка*. Высота головки равна m , а ножки — $1,25m$. Таким образом, полная высота зуба равна $2,25m$. Следовательно, при зацеплении колес между вершиной головки зуба одного колеса и дном впадины другого образуется радиальный зазор, равный $s = 0,25m$. Угол наклона стороны трапеции α_p составляет 20° и называется *углом профиля*.

Свойства эвольвенты окружности. Как было отмечено, в результате нарезания колеса реечным инструментом, имеющим трапецидальный профиль зубьев, профиль зуба колеса оказывается очерченным по эвольвенте. Эвольвенту (рис. 9-7) можно представить себе как след движения конца натянутой нити, сматывающейся с окружности радиуса r_0 , называемой *основной*. Две соседние эвольвенты являются эквидистантами и расстояние между ними, измеренное по общей нормали NC , равно шагу t_0 по дуге основной окружности. Всякая касательная к основной окружности нормальна к эвольвенте, как это видно из самого способа построения этой кривой. Отсюда следует, что при зацеплении двух эвольвентных профилей (рис. 9-8) общая

нормаль NN в точке контакта C является в то же время общей внутренней касательной к основным окружностям зацепляющихся колес. Из рис. 9-7 видно также, что радиус кривизны в точке C эвольвенты равен отрезку касательной NC .

Линия и угол зацепления эвольвентных колес. Так как общая нормаль в точке контакта сопряженных профилей всегда проходит через полюс зацепления и все нормали к боковой поверхности зуба рейки параллельны, существует только одна линия NN , проходящая через полюс O и в то же время нормальная к грани зуба рейки. На ней и должна располагаться всякая точка кон-

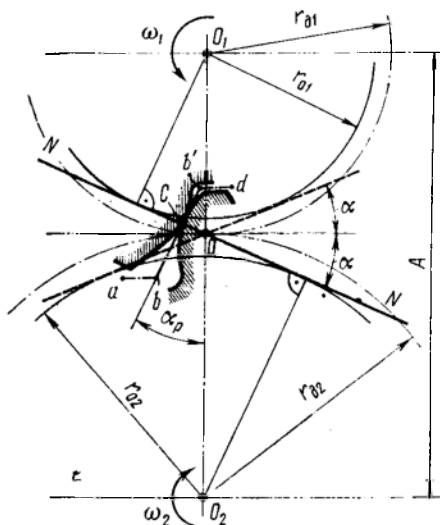


Рис. 9-8

такта C зацепляющихся зубьев рейки и колеса. Заменим теперь зацепление колеса с рейкой, его зацеплением с воображаемой ломаной линией $abb'd$, как это было сделано на рис. 9-5. В каждом положении точка контакта зубьев колес, отмеченных индексами 1 и 2 (см. рис. 9-8), должна совпадать, с одной стороны, с точкой контакта зуба колеса 1 с контуром $abb'd$ и, с другой стороны, с точкой контакта зуба колеса 2 с тем же контуром. Следовательно, эти три точки совпадают между собой и линия NN должна быть линией зацепления не только при зацеплении колеса 1 (или 2) с рейкой, но и при зацеплении колес 1 и 2 между собой. При вращении колес линия NN остается неподвижной в пространстве, так как неподвижен полюс, и в любой момент точка

контакта C должна лежать где-то на этой линии (см. рис. 9-8). Итак, прямая NN есть линия зацепления эвольвентных колес. Угол, образуемый линией зацепления и перпендикуляром к линии центров O_1O_2 называется *углом зацепления* α . Как ясно из рис. 9-8, при зацеплении эвольвентных колес, у которых начальная окружность совпадает с делительной, угол α равен углу профиля рейки α_p , т. е. 20° . Отсюда следует важное соотношение

$$r_0 = r_d \cos \alpha_p, \quad (9.8)$$

т. е. основная окружность неизменна для каждого данного колеса, как неизменны характеризующие ею профили его зубьев.

При реверсировании передачи зубья начинают работать своей противоположной стороной, так как точка контакта переходит с левой стороны профиля на правую. Этому соответствует другая линия зацепления, показанная на рис. 9-8 штриховой линией.

Независимость передаточного отношения эвольвентных колес от межцентрового рас-

стояния. Если в передаче, образованной парой эвольвентных колес, увеличить межцентровое расстояние против расчетного, то это не нарушит нормальной работы передачи, хотя и увеличит зазор между нерабочими профилями зубьев.

На рис. 9-9 показано относительное расположение основных окружностей двух зацепляющихся эвольвентных колес в том случае, когда одна и та же передача собрана с расчетным и с увеличенным межцентровыми расстояниями A и A' . Так как линией зацепления эвольвентных колес является прямая, касательная к основным окружностям, и в обоих случаях такую касательную провести можно, то и в том и в другом случае зацепление будет происходить с постоянным передаточным отношением (полюс O' неподвижен), т. е. сопряженность сохраняется. Однако после увеличения межцентрового расстояния в соприкосновении будут находиться другие участки эвольвентных профилей зубьев, более удаленные от основных окружностей. При этом (как видно на рисунке) изменится угол зацепления α , но передаточное отношение не изменится, так как очевидно

$$\frac{O_2'O'}{O_1O'} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{OO_2}{OO_1}.$$

Отсюда следует, что радиус начальной окружности для эвольвентного колеса (в отличие от r_0 и r_d) не постоянен, а зависит от расстояния между центрами O_1 и O_2 , с каким собрана передача (в одном случае $r_1 = OO_1$, в другом $r_1' = O'O_1$). Поэтому некоторые погрешности в величине межцентрового расстояния эвольвентной зубчатой передачи не влияют на ее нормальную работу.

Коррекция эвольвентных колес. Расстояние модульной прямой до центра заготовки не входит в формулу (9.7). Поэтому его изменение не может повлиять на величины d_d и d_0 , а следовательно, на форму эвольвенты, очерчивающей боковую поверхность профиля зуба. Если в процессе нарезания модульная прямая касается делительной окружности (рис. 9-10, а), то, очевидно, толщина зуба и ширина впадины на делительной окружности колеса, как и на модульной прямой рейки, будут одинаковы. Такие колеса называют *нулевыми*. Если расстояние модульной прямой до центра заготовки будет выбрано большим $0,5d_d$ (рис. 9-10, б), то зуб на делительной окружности станет толще впадины, увеличится радиус окружности впадины R_i (ср. с рис. 9-10, а), а профили зубьев будут очерчены более удаленными от центра колеса участками эвольвенты. Такие колеса называют *положительно скорректированными* (исправленными). Если расстояние модульной прямой до центра заготовки будет меньше $0,5d_d$, то толщина зуба на делительной окружности получится меньше ширины впадины. Такие колеса называют *отрицательно скорректированными* (рис. 9-10, в). Соответственно изменяется радиус окружности впадины R_i . Таким об-

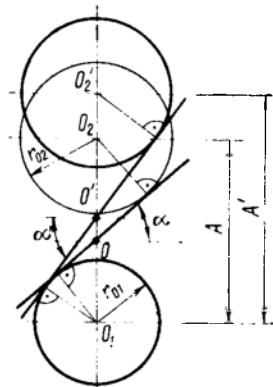


Рис. 9-9

разом, всякое ненулевое колесо называют *корректированным*. Смещение рейки принимают равным ξm , где m — модуль, а ξ — *коэффициент коррекции*. У положительно корректированных колес $\xi > 0$, у отрицательно корректированных $\xi < 0$, у нулевых $\xi = 0$.

Существует много случаев, когда применение коррекции оказывается целесообразным. Самым важным из них является следующий. При числе зубьев $z < 17$ эвольвента нижней части профиля зуба некорректированного колеса, нарезанного по методу обкатывания, оказывается срезанной кромкой зуба инструмента. Такие зубья называются *подрезанными*. Подрезания можно избежать, если при малом числе зубьев применить положительную коррекцию.

Если передача с нулевыми колесами собрана с межцентровым расстоянием

$$A = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2}, \quad (9.9)$$

то начальные окружности совпадут с делительными, и в зацеплении будет лишь малый предусмотренный нормами на допуски боковой зазор между нерабочими сторонами зубьев.

Если собирается передача из положительно корректированных колес, имеющих более толстые зубья, то при нормальном боковом зазоре должно быть

$$A > m \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

При этом радиусы начальных окружностей будут больше радиусов делительных. Если оба колеса отрицательно корректированы, то

$$A < m \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

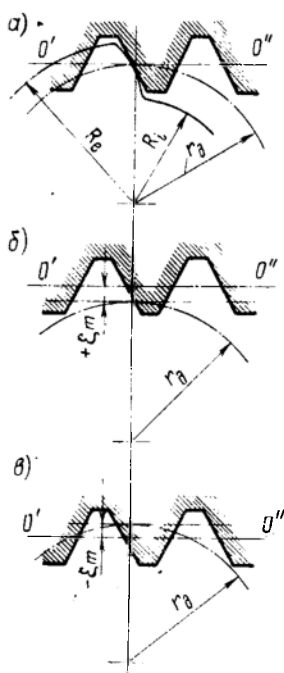


Рис. 9-10

Поле зацепления. До сих пор, в сущности, рассматривалось только зацепление плоских шаблонов, имеющих форму сечения цилиндрического колеса плоскостью, параллельной торцовой. Прямые зубья реальных цилиндрических колес, образующих передачу, соприкасаются не в точке, а по контактной линии, параллельной осям вращения колес, которая проектируется в точку C на торцовую плоскость. При вращении колес эта контактная линия перемещается в пространстве вместе с точкой C . След ее движения образует плоскость, или *поле зацепления* (рис. 9-11), ширина которого B равна ширине колес, а длина l — длине активного участка линии зацепления. Активный участок ограничивают точки пересечения окружностей выступов радиусов R_{e1} , R_{e2} с линией зацепления N_1N_2 . Как было отмечено, на рис. 9-7 расстояние между двумя соседними эвольвентными профилями, измеренное по нормали к ним (а линия зацепления N_1N_2

и есть такая общая нормаль), равно t_0 — шагу зубьев по основной окружности. Так как шаг $t = \pi d/z$ и согласно (9.8) $r_0 = r_o \cos \alpha_p$, то

$$t_0 = t \frac{r_0}{r_o} = t \cos \alpha_p = 0,94t. \quad (9.10)$$

При вращении колес точка контакта C движется по линии N_1N_2 , а линии контакта движутся по полю зацепления, сохраняя дистанцию, равную t_0 (см. рис. 9-11 вид по стрелке B). В положении, изображенном штриховыми линиями, в точке C'_2 только что возникло касание. Пока C'_2 перемещается в C_2 (а C'_1 в C_1) существуют две линии контакта, отмеченные индексами 2 и 1. В положении, изображенном сплошными линиями, линия контакта C_1C_1 исчезает. Пока точка контакта перемещается из C_2 в C_1 , сохраняется только одна линия контакта.

Торцовый коэффициент перекрытия. Назовем торцовым коэффициентом перекрытия (см. рис. 9-11) отношение

$$\epsilon_s = \frac{l}{t_0}. \quad (9.11)$$

Если это отношение будет меньше единицы, то зацепление нарушится в тот момент, когда впереди идущая линия контакта C_1C_1 исчезнет на границе поля зацепления, так как последующая линия контакта C_2C_2 при этом еще не возникнет на противоположной границе этого поля. Когда точка контакта C проходит участок поля между точками $C_2C'_1$, в зацеплении находится только одна пара зубьев. Вне этой зоны зацепляются сразу две соседние пары зубьев.

Внутреннее зацепление. Можно осуществить зацепление зубчатого колеса уже рассмотренного типа с колесом, зубья которого нарезаны на внутренней поверхности кольца (рис. 9-12, а, б). Такое зацепление называется *внутренним* в отличие от ранее рассмотренного *внешнего*. В этом случае межцентровое расстояние

$$A = r_{d_2} - r_{d_1}. \quad (9.12)$$

Линией зацепления является внешняя касательная к основным окружностям колес. Колесо с внутренними зубьями имеет вогнутый профиль зуба, с внешними зубьями — выпуклый. Радиус окружности выступов R_e колеса с внутренними зубьями меньше его радиуса окружности впадин R_i . Отрезок l линии зацепления, лежащий между окружностями выступов зацепляющихся колес, есть активная часть линии зацепления (рис. 9-12, б). Внутреннее зацепление компактнее внеш-

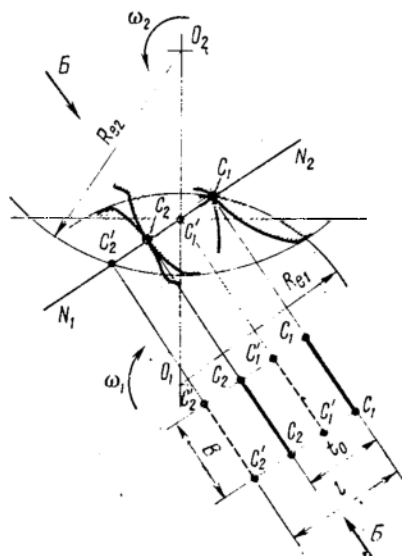


Рис. 9-11

него вследствие особенностей взаимного расположения колес. Кроме того, для него приведенный радиус кривизны в точке контакта больше, а контактные напряжения при одинаковой нагрузке меньше, чем для внешнего зацепления. Однако колеса с внутренними зубьями не могут паразаться на высокопроизводительных зубофрезерных станках.

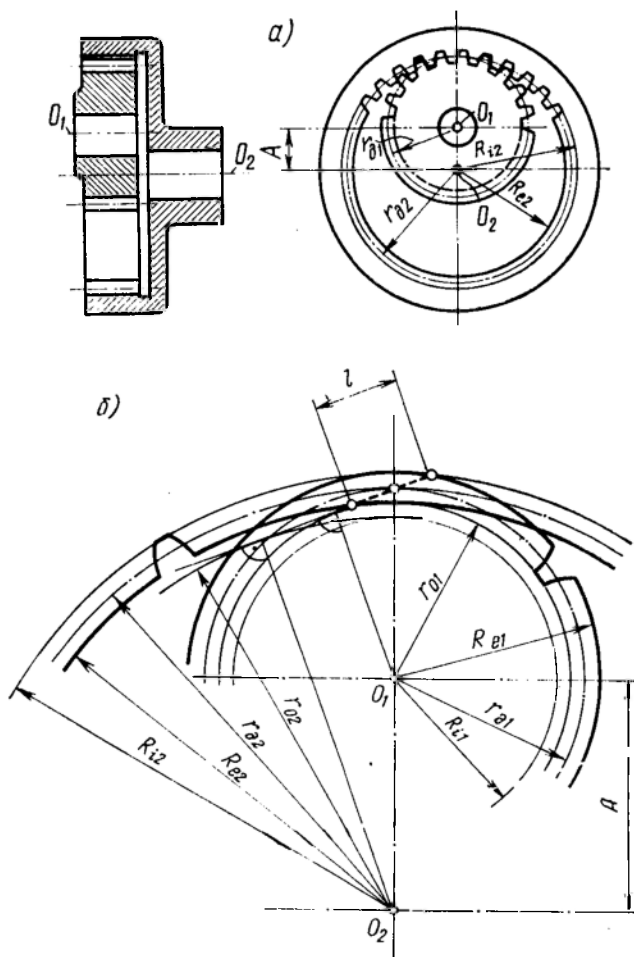


Рис. 9-12

Д о п у с к и з у б ч а т ы х к о л е с. Погрешности в форме зубьев и шаге колеса, связанные с ошибками изготовления, приводят к тому, что колеса вращаются не вполне равномерно, вследствие чего появляются дополнительные инерционные воздействия на зубья. Эти погрешности регламентируются комплексом допусков. Величина допусков определяется степенью точности, с которой изготовлены колеса и собрана передача.

§ 2. РАЗНОВИДНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цилиндрические колеса с косыми зубьями. Для передачи вращения на параллельный вал, кроме уже рассмотренных прямозубых колес (рис. 9-13, а), применяют косозубые (рис. 9-13, б) и шевронные (рис. 9-13, в) колеса.

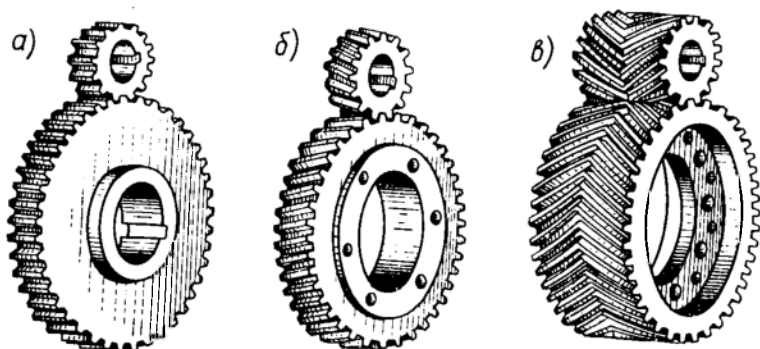


Рис. 9-13

Нарезание косозубых и шевронных колес производится стандартным режущим инструментом. Если используется реечный инструмент, то может применяться или косозубая рейка, обкатывающая в процессе нарезания заготовку в плоскости вращения колеса, или прямозубая рейка, расположенная наклонно к торцовой плоскости заготовки. На рис. 9-14 представлено сечение косозубой рейки, проведенное через модульную прямую перпендикулярно к торцовой плоскости. В этом сечении β_d есть угол наклона зуба. Поскольку линейная скорость заготовки на делительной окружности равна поступательной скорости рейки, угол наклона β_d зуба рейки равен углу наклона винтовой линии косого зуба, лежащей на делительном цилиндре, к его образующей. Делительная окружность представляет собой проекцию делительного цилиндра на плоскость вращения. Различают шаг зубьев по нормали к их направлению, называемый *нормальным* и обозначаемый t_n , и шаг по направлению, параллельному торцовой плоскости, — *торцовый шаг* t_s . Им соответствует нормальный $m_n = t_n/\pi$ и торцовый $m_s = t_s/\pi$ модули.

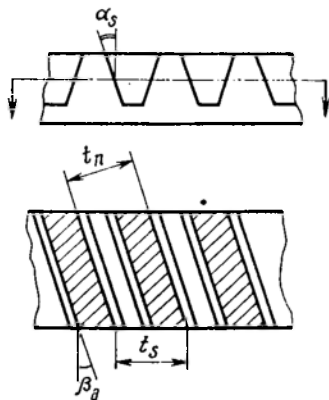


Рис. 9-14

Как видно из рис. 9-14, $t_n = t_s \cos \beta_d$ и, следовательно,

$$m_n = m_s \cos \beta_d. \quad (9.13)$$

Если нарезание производится прямозубой рейкой, то инструмент, а значит и нарезаемое колесо имеет стандартный m_n , а m_s может быть

любым. Если нарезание производится косозубой рейкой, то стандартным будет m_s , а m_n , вообще говоря, может быть любым. При специальном выборе угла β_∂ можно получить оба модуля m_s и m_n стандартными. Именно так выполняется инструмент, применяемый для нарезания шевронных колес.

Так как картина зацепления косозубых колес в торцевой плоскости не отличается от картины зацепления прямозубых колес, то по аналогии имеем

$$d_\partial = m_s z, \quad A = m_s \frac{z_1 + z_2}{2}. \quad (9.14)$$

Угол профиля α_s в торцевой плоскости не равен углу α_n в сечении косозубой рейки плоскостью, нормальной направлению зуба. Это следует из того, что шаг зубьев t_s в торцевой плоскости не равен шагу t_n в нормальном сечении, а высота зуба в обоих случаях одинакова. Следовательно,

$$\operatorname{tg} \alpha_n / \operatorname{tg} \alpha_s = t_n / t_s = \cos \beta_\partial,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_\partial}. \quad (9.15)$$

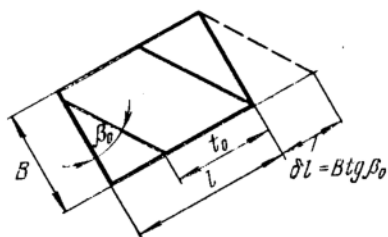


Рис. 9-15

Отношение торцового t_{0s} и нормального t_{0n} шагов на основном цилиндре к торцовому $t_{\partial s}$ и нормальному $t_{\partial n}$ шагам на делительном равно отношению диаметров d_0 и d_∂ . Так как шаг каждой винтовой линии, лежащей на боковой поверхности косого зуба, одинаков для всех линий и не зависит от диаметра цилиндра, на котором линия располагается, то угол наклона β_0 винтовой линии к образующей основного цилиндра (основная окружность является проекцией основного цилиндра на плоскость вращения) меньше, чем угол наклона β_∂ винтовой линии к образующей делительного цилиндра. Действительно, замечая, что угол λ наклона винтовой линии к плоскости, перпендикулярной к оси винта, равен $\lambda = \frac{\pi}{2} - \beta$, получим $\operatorname{ctg} \beta_\partial = \frac{s}{\pi d_\partial}$, $\operatorname{ctg} \beta_0 = \frac{s}{\pi d_0}$ и, следовательно, $\frac{\operatorname{ctg} \beta_\partial}{\operatorname{ctg} \beta_0} = \frac{d_0}{d_\partial} = \cos \alpha_s$, отсюда

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \operatorname{tg} \beta_\partial \cos \alpha_s. \quad (9.16)$$

Зацепление двух косозубых колес отличается от зацепления прямозубых тем, что фаза зацепления в каждом сечении, параллельном торцевой плоскости, не одинакова. Линия контакта зубьев остается прямой, лежащей в плоскости зацепления, но теперь она наклонена к образующей основного цилиндра на угол β_0 (рис. 9-15). Если в некоторый момент на правом торце зуба зацепление заканчивается, то для того чтобы и левый торец того же зуба вышел из зацепления, линия контакта должна переместиться на $\delta l = B \operatorname{tg} \beta_0$ (см. рис. 9-15).

Отношение $\varepsilon_a = B \operatorname{tg} \beta / t_{os}$ называют *осевым коэффициентом перекрытия*. Таким образом, полный коэффициент перекрытия косозубых колес равен сумме торцового и осевого коэффициентов перекрытия:

$$\varepsilon = \frac{t + B \operatorname{tg} \beta_0}{t_{os}}. \quad (9.17)$$

Косозубые колеса прочнее прямозубых. Кроме того, они работают более бесшумно, так как длина контактной линии для вступающей в зацепление пары зубьев увеличивается постепенно, и ошибка в шаге зубьев оказывает менее заметное влияние на равномерность вращения.

Конические колеса. Для передачи вращения на вал, ось которого пересекается с осью ведущего вала, применяют кониче-

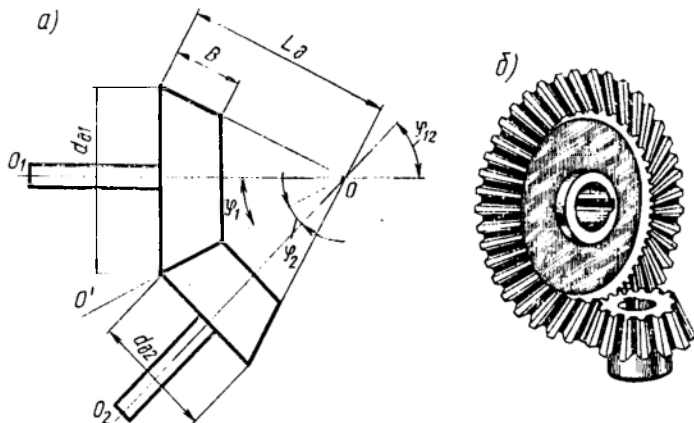


Рис. 9-16

ские колеса. Геометрические параметры таких колес d_a , L_{ϕ} , B , φ указаны на рис. 9-16, а, б. Обычно угол φ_{12} между осями валов бывает равен 90° . Свяжем мысленно с каждым из колес начальный конус так, чтобы он касался начального конуса второго колеса по образующей OO' . Легко понять, что если окружные скорости обоих колес одинаковы в какой-либо точке этой образующей, то они будут одинаковы и в любой другой ее точке, так как они пропорциональны расстоянию этой точки от вершины конуса. Поэтому эта образующая является *полюсной прямой*, или мгновенной осью вращения в относительном движении конических колес. Вследствие равенства окружных скоростей окружной шаг на внешних торцах начальных конусов должен быть одинаков. Поэтому передаточное отношение конической пары

$$i_{12} = \frac{d_{a2}}{d_{a1}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (9.18)$$

Если $\varphi_{12} = 90^\circ$, то угол при вершине конуса (φ_1 или φ_2) определяется передаточным отношением передачи, так как соотношение (9.18) можно привести к виду

$$i_{12} = \operatorname{ctg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2. \quad (9.18')$$

Плоскость зацепления прямозубых конических колес, являющаяся следом движущихся контактных линий, проходит через полюсную прямую OO' . Она наклонена к плоскости, образованной осями вращения OO_1 и OO_2 под углом $\frac{\pi}{2} - \alpha$, где α — угол зацепления.

Линии контакта прямозубых конических колес пересекаются в вершине конуса. В настоящее время более широко применяют конические колеса с *косыми*, *круговыми* и другими криволинейными зубьями, имеющие более сложный характер контакта.

При нарезании прямозубых конических зубчатых колес методом обкатывания профиль зуба конического колеса формирует режущий инструмент, движение которого воспроизводит зацепление заготовки с колесом, имеющим форму диска с радиальными зубьями трапецевидального профиля. При этом зубья конического колеса получаются эвольвентными лишь приблизительно.

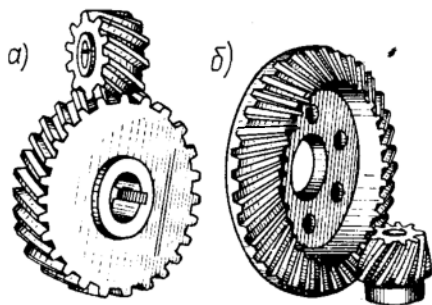


Рис. 9-17

Как и в случае цилиндрических колес, шаг и модуль плоского колеса переносятся в процессе нарезания по методу обкатывания с инструмента на начальный конус нарезаемого колеса. Этот воображаемый конус называют *делительным*. Так как шаг в разных сечениях делительного конуса различен, то под шагом и модулем конического

колеса подразумевают шаг t_s и модуль m_s на делительной окружности большого торца.

Другие виды зубчатых передач. В случае перекрещивающихся валов для передачи вращения применяют *винтовые* (обычные косозубые, но расположенные и поэтому зацепляющиеся иным образом, чем при параллельных валах; рис. 9-17, а) и *гипоидные* (рис. 9-17, б) зубчатые колеса.

Те и другие характеризуются повышенным скольжением соприкасающихся поверхностей зубьев. Винтовые колеса вследствие точечного характера контакта зубьев и большой приведенной кривизны имеют малую нагрузочную способность и применяются лишь в несиловых передачах. Гипоидные колеса благодаря своей бесшумности находят применение в автомобильных трансмиссиях.

Применяются цилиндрические и конические колеса с *круговинтовым зацеплением* — *передачи Новикова*, у которых $\epsilon = \epsilon_a$, так как торцовый коэффициент перекрытия равен нулю. При этом линией зацепления является линия касания делительных цилиндров, вдоль которой перемещается точка контакта зацепляющихся зубьев. В действительности, однако, благодаря малой разнице в кривизне касающихся поверхностей, упругой деформации материала и влиянию сма-

зочной пленки соприкосновение зубьев происходит не в точке, а по некоторой, достаточно большой площадке. Эти передачи имеют повышенную нагрузочную способность. Разрабатываются и некоторые другие новые системы зубчатых зацеплений.

§ 3. КИНЕТОСТАТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубчатое зацепление представляет собой высшую кинематическую пару с линейным или точечным контактом. Чтобы оценить работоспособность такой пары, нужно знать величину контактного напряжения σ_k , а для этого необходимо уметь найти интенсивность p_N нормального к боковой поверхности зуба давления, распределенного по длине контактных линий. Это распределенное давление изображает действие второго колеса передачи на рассматриваемое колесо. Нужно также найти и равнодействующую этого распределенного давления, чтобы в дальнейшем определить нагрузку на валы и опоры.

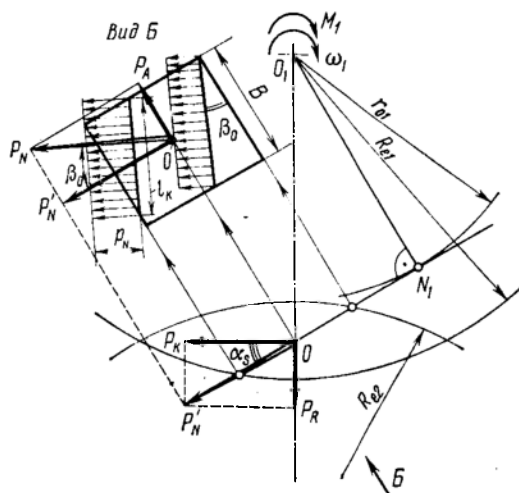


Рис. 9-18

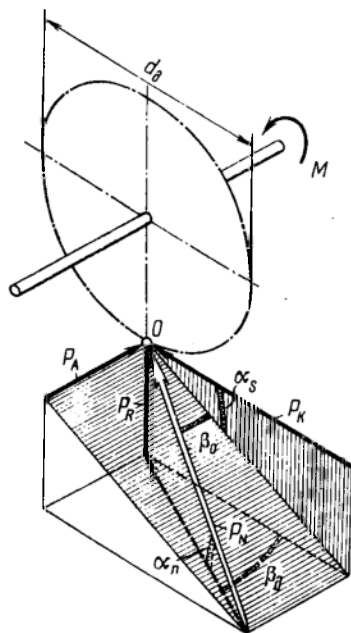


Рис. 9-19

Закон изменения интенсивности p_N по длине контактной линии зависит от многих факторов и расчет его требует большой затраты труда. Поэтому для оценки величины сил взаимодействия зацепляющихся колес (в первом приближении) допускают, что независимо от вида этого закона равнодействующая распределенного по длине всех контактных линий давления всегда проходит через полюс зацепления в среднем по ширине колеса сечении.

Компоненты силы давления в зацеплении косозубых цилиндрических колес. На рис. 9-18 представлено поле зацепления цилиндрического косозубого колеса.

Элементарные силы давления первого колеса на второе, распределенные по длине контактных линий, направлены по общей нормали соприкасающихся поверхностей и потому лежат в плоскости поля зацепления и нормальны к линиям контакта. Действие этого распределенного давления статически эквивалентно действию сосредоточенной в точке O силы P_N (рис. 9-18). Для последующего расчета валов и опор удобно разложить P_N на три ортогональных компонента (рис. 9-19). Первый из них — *окружное усилие* P_K — лежит в плоскости вращения и направлен по касательной к делительной окружности; второй — *радиальная, или распорная, сила* P_R — лежит в той же плоскости и направлен по линии центров, третий — *осевая сила* P_A — направлен вдоль образующей делительного цилиндра.

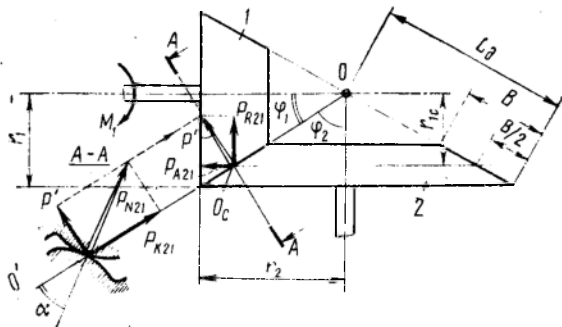


Рис. 9-20

Из всех этих компонентов только окружная сила создает момент, уравновешивающий внешний момент M . Имея это в виду, получим

$$P_K = \frac{2M}{d_o}; \quad P_R = P_K \operatorname{tg} \alpha_s; \quad P_A = P_K \operatorname{tg} \beta_o, \quad (9.19)$$

где два последних соотношения следуют из рис. 9-18 или 9-19, так как $P_A = \frac{P_K}{\cos \alpha_s} \operatorname{tg} \beta_o$, а согласно выражению (9.16) $\operatorname{tg} \beta_o / \cos \alpha_s = \operatorname{tg} \beta_o$. Индексы 1 и 2 при M и d_o в соотношении (9.19) опущены потому, что M_1/d_{o1} , конечно, равно M_2/d_{o2} (действие равно противодействию).

Как видно на рис. 9-19,

$$P_N = \frac{P_K}{\cos \beta_o \cos \alpha_n} = \frac{P_K}{\cos \beta_o \cos \alpha_s}. \quad (9.20)$$

В частном случае, когда зубья прямые, в выражениях (9.19) и (9.20) следует положить $\beta_o = 0$.

Компоненты силы давления в зацеплении прямозубых конических колес. Подобным же образом можно найти ортогональные компоненты равнодействующей распределенного контактного давления в коническом зацеплении. На рис. 9-20 представлены соответствующие построения для прямозубых конических колес. Расположив равнодействующую давлений на сере-

дине ширины колеса в полюсе O_c , найдем окружную силу как $P_{\kappa 21} = M_1/r_{1c}$. Из чертежа видно, что если конусное расстояние L_θ , то

$$r_{1c} = r_1 \frac{L_\theta - 0,5B}{L_\theta} = r_1 \left(1 - 0,5 \frac{B}{L_\theta}\right).$$

Проведем через O_c сечение AA , нормальное к образующей OO' . Совместив это сечение с плоскостью чертежа (см. левый нижний угол рис. 9-20), можем разложить равнодействующую $P_{\Lambda 21}$ распределенных нормальных давлений, лежащую в этой плоскости, на окружную силу $P_{\kappa 21}$ и ортогональную к ней вспомогательную составляющую P' . Эта составляющая проектируется в натуральную величину на основную

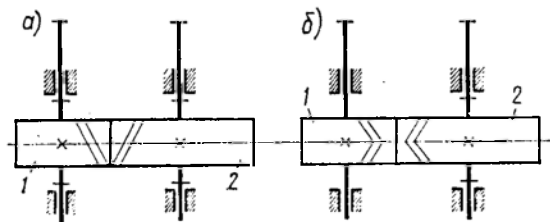


Рис. 9-21

проекцию (см. рис. 9-20), где она в свою очередь может быть разложена на компоненты P_{A21} и P_{R21} .

Теперь из рис. 9-20 найдем:

$$\left. \begin{aligned} P_{\kappa 21} &= \frac{2M}{d_{o1} (1 - 0,5B : L_\theta)}, \\ P_{R21} &= P_{\kappa 21} \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_1, \\ P_{A21} &= P_{\kappa 21} \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (9.21)$$

Очевидно,

$$P_{R12} = P_{A21}; \quad P_{A12} = P_{R21}.$$

Особенности закрепления зубчатых колес в опорах. Таким образом, в цилиндрических косозубых колесах, а в конических колесах даже при прямых зубьях, в зацеплении возникает осевая составляющая P_A силы давления. Чтобы избежать чрезмерной осевой нагрузки на подшипники, угол наклона зуба β_θ в косозубых цилиндрических колесах обычно выбирают $\leq 15^\circ$. В шевропных колесах осевые нагрузки на оба полушеврона должны уравниваться, и поэтому осевая нагрузка на подшипнике в этом случае отсутствует. Однако при неправильной конструкции опор этого уравнивания может и не произойти. Действительно, чтобы погрешности производства не вызвали неравномерной нагрузки полушевронов, подшипники одного из колес передачи не должны препятствовать его осевому смещению (на рис. 9-21, б это колесо 1). Тогда положение обоих колес передачи в осевом направлении фиксируется подшипни-

ками только второго колеса (колеса 2 на рис. 9-21, б), а в случае косо-зубых, прямозубых и конических колес каждое из них должно удерживаться от осевого смещения своими подшипниками (см. рис. 9-21, а).

Потери в зубчатых передачах. Условный силовой полюс зацепления. Потери энергии в зубчатом зацеплении вызываются относительным качением и скольжением зацепляющихся зубьев. Так как при этом плечо FO_1 силы трения $fP_{21}^{(N)}$ (рис. 9-22, а) относительно оси вращения колеса 1 мало ($FO_1 \approx r \sin \alpha$),

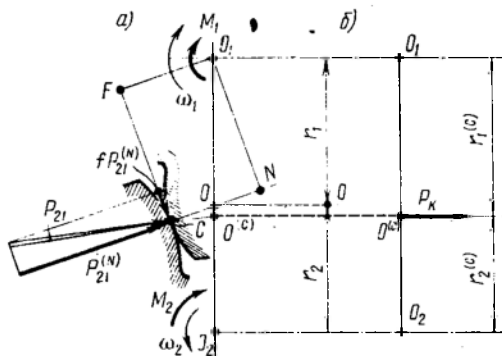


Рис. 9-22

то момент силы трения тоже мал и к. п. д. зубчатых передач весьма высок ($0,96 \div 0,99$). Вследствие перемещения точки контакта C по линии зацепления плечо силы трения в каждый момент зацепления различно. Поэтому к. п. д. зубчатой передачи характеризует лишь среднюю за цикл зацепления величину потерь. Различно в разные моменты и положение точки $O^{(C)}$, в которой линия действия силы P_{21}

пересекает линию центров O_1O_2 . Назовем *силовым передаточным отношением* $i_{12}^{(C)}$ величину

$$i_{12}^{(C)} = M_1 : M_2. \quad (9.22)$$

Так как по определению к. п. д.

$$M_2 \omega_2 = M_1 \omega_1 \eta_{12},$$

$$\text{то } i_{12}^{(C)} i_{12} \eta_{12} = 1,$$

т. е.

$$i_{12}^{(C)} = 1 : (i_{12} \eta_{12}).$$

Теперь можно условно истолковать равенство (9.22), помещая окружную силу P_k в «силовом» полюсе зацепления $O^{(C)}$, смещенном относительно кинематического полюса O (рис. 9-22, б) в сторону центра вращения ведомого колеса. При этом

$$r_2^{(C)} = r_1^{(C)} i_{12} \eta_{12}. \quad (9.23)$$

На рис. 9-22 передача изображена в тот момент, когда мгновенное положение полюса $O_2^{(C)}$ совпадает с его «средним» положением $O^{(C)}$. Такое представление оказывается удобным при исследовании передач с подвижными осями вращения колес. При работе передачи мгновенный силовой полюс зацепления колеблется около своего среднего положения.

§ 4. НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Р а с ч е т н а я н а г р у з к а. При оценке работоспособности зубчатого зацепления нужно исходить из действительной, а не из усредненной величины давления, распределенного по длине контактных линий. Эта величина зависит не только от передаваемого момента, но и от возможной неравномерности распределения давления по длине контактных линий, оцениваемой корректирующим коэффициентом $K_{нр} = p_{N \text{ макс}} : p_{N \text{ ср}}$, а также от действия инерционных сил, возникающих вследствие неравномерности вращения колес, связанной с погрешностями изготовления. Эти инерционные силы приписывают пропорциональными номинальной окружной силе $P_k = 2M/d_o$. Их влияние оценивается корректирующим коэффициентом динамичности K_d . Таким образом, при проверке прочности зацепления расчетную интенсивность распределенной нагрузки считают равной

$$p_{N \text{ расч}} = K P_N / \Sigma l_k, \quad (9.24)$$

где $K = K_{нр} K_d$ — коэффициент нагрузки; Σl_k — суммарная длина контактных линий, находящихся внутри контура поля зацепления.

Коэффициент $K_{нр}$ зависит от расположения колес относительно опор, а K_d — от степени точности изготовления и величины окружной скорости. Величины коэффициентов $K_{нр}$ и K_d приводятся в справочниках.

Виды повреждений зубчатого зацепления и критерии нагрузочной способности. Нагрузочная способность зацепления лимитируется двумя видами повреждений: поломкой зубьев и разрушением их боковой (рабочей) поверхности. Соответственно двум этим видам повреждений о прочности судят по величине напряжения изгиба $\sigma_{из}$ у корня зуба и контактного напряжения σ_k на боковой его поверхности. Так как допускаемые значения $[\sigma_{из}]$ и $[\sigma_k]$ определяют экспериментально на некоторой эталонной передаче, точность расчета зависит от степени подобия конструкции и условий работы рассчитываемой и эталонной передач. Абсолютные значения величин $[\sigma_{из}]$ и $[\sigma_k]$ действительны только в тех пределах, где существует это подобие.

Рассмотрим критерий нагрузочной способности *по изгибу зубьев*. В случае прямозубых цилиндрических колес при определении расчетной величины $\sigma_{из}$ зуб рассматривают как заделанную одним концом балку и находят напряжение $\sigma_{из}$ в сечении у заделки без учета концентрации. При этом предполагается, что погрешности изготовления настолько велики, что в зацеплении участвует только одна пара зубьев. Тогда расчетным случаем будет тот, когда вся *расчетная сила* $P_{N \text{ расч}} = K P_N$ приложена к вершине зуба, как показано на рис. 9-23. Очевидно, плечо, на котором действует сила, и высота рассчитываемого сечения при неизменном числе зубьев z и том же коэффициенте коррекции ξ пропорциональны модулю, т. е. равны $g \cdot m$ и $h \cdot m$ — соответ-

ственно (где g и h — коэффициенты пропорциональности). Тогда при ширине колеса B

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{W} = \frac{6(g \cdot m) P_{N_{\text{расч}}}}{B(hm)^2}.$$

Согласно формуле (9.2) для прямозубых колес при $\beta_d = 0$ сила $P_N = P_K / \cos \alpha$, следовательно, расчетная сила в этом случае $P_{N_{\text{расч}}} = KP_K / \cos \alpha$. Величина $h^2 \cos \alpha / 6g$, называемая *коэффициентом формы зуба*, обозначается y . Значения величины y в зависимости от числа зубьев z и коэффициента коррекции ξ , определяющих форму зуба, указываются в справочниках (для нулевых колес $\xi = 0$). Принимая

все это во внимание, можно окончательно представить предыдущее соотношение в виде

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{KP_K}{Bm y}. \quad (9.25)$$

Аналогично, для прямозубых конических колес можно получить

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{KP_{\text{кс}}}{Bm_{\text{с}} y_{\text{с}}}, \quad (9.26)$$

где $P_{\text{кс}}$ и $m_{\text{с}}$ определены в среднем по ширине колеса сечении:

$$P_{\text{кс}} = \frac{2M}{d_{\theta} \left(1 - 0,5 \frac{B}{L}\right)}, \quad m_{\text{с}} = m \left(1 - 0,5 \frac{B}{L}\right), \quad (9.27)$$

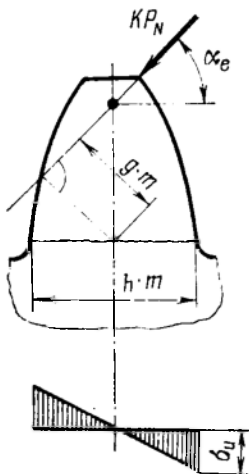


Рис. 9-23

а значения y , берут по таблицам (или графикам) коэффициентов формы зуба, составленным для цилиндрических прямозубых колес, но для эквивалентного числа зубьев $z_{\text{э}} = z / \cos \varphi$, так как форма нормального сечения зуба конического колеса близка к форме зуба цилиндрического колеса того же модуля, но имеющего увеличенное число зубьев, равное $z_{\text{э}}$.

Прочность косых зубьев выше, чем прямых вследствие большей суммарной длины контактных линий $\Sigma l_{\text{к}}$, а также вследствие наклонного положения этих линий, при котором опасное сечение проходит не по корню зуба, а наискось. Приближенно

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{KP_K \cos^2 \beta_d}{Bm_n y_{\text{с}} \epsilon_s}, \quad (9.28)$$

где ϵ_s — торцовый коэффициент перекрытия; β_d — угол наклона зуба; m_n — нормальный модуль.

Значения $y_{\text{с}}$ берут по тем же таблицам, что и для прямозубых колес, но для эквивалентного числа зубьев, равного в этом случае $z_{\text{э}} = z / \cos^3 \beta_d$. Так поступают потому, что форма нормального сечения косого зуба близка к форме сечения зуба прямозубого колеса, имеющего тот же нормальный шаг, но увеличенное число зубьев, равное $z_{\text{э}}$.

Прочность зубьев считается достаточной, если в результате расчета $\sigma_k \leq [\sigma_k]$.

Перейдем теперь к критериям нагрузочной способности *боковых поверхностей зубьев*. При вращении колес точка контакта перемещается по линии зацепления, а следовательно, и по высоте профиля зуба. Контактное напряжение в точке касания зубьев зависит от того, какое она занимает положение на профиле зуба. В качестве критерия контактной прочности принимают величину контактного напряжения, подсчитанного для случая, когда точка контакта совпадает с полюсом зацепления. Это отчасти обосновывается тем, что при таком ее положении в зацеплении находится лишь одна пара зубьев. Такой расчет представляет собой расчет по методу подобия.

Применительно к прямозубым цилиндрическим колесам внешнего и внутреннего зацепления, пользуясь формулой Герца и заменяя мысленно боковые поверхности зубьев цилиндрическими той же кривизны, в момент, когда точка контакта C совпадает с полюсом O , имеем (рис. 9-24):

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{P_{N_{расч}} E}{B \rho}}, \quad (a)$$

где

$$P_{N_{расч}} = K P_k / \cos \alpha, \quad (б)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{r_1 \sin \alpha} \pm \frac{1}{r_2 \sin \alpha} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left(1 \pm \frac{1}{i_{12}} \right). \quad (в)$$

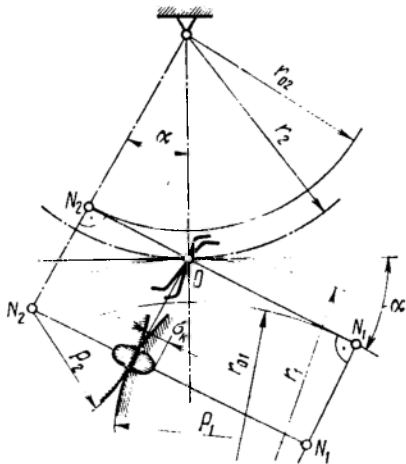


Рис. 9-24

Знак «плюс» относится к внешнему, а «минус» — к внутреннему зацеплению. Подставляя соотношения (б) и (в) в формулу (а), получим

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{0,7E}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{K P_k}{B d_1} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}}. \quad (9.29)$$

Критерием поверхностной прочности является условие

$$\sigma_k \leq [\sigma_k].$$

Из формулы (9.29) видно, что контактная прочность зацепления зависит от размеров *обоих* колес (от i_{12}). Поэтому одно и то же колесо, зацепляясь с разными колесами, окажется не одинаково работоспособным. Появление выкрашивания на боковых поверхностях зубьев не связано с опасностью немедленного разрушения. Это позволяет вести проектирование практически без всякого запаса прочности (при $n_\sigma = 1$), т. е. принимать $[\sigma_k]$ равным $\{\sigma_k\}$.

Вследствие непропорциональности напряжения σ_k нагрузке P_k правильное судить о степени недогруженности зацепления, сравнивая

фактическое окружное усилие P_k с допускаемым $[P_k]$, чем сравнивая σ_k с $[\sigma_k]$. Поэтому, определяя P_k из формулы (9.29), расчетным формулам удобно придать такой вид:

$$[P_k] = \left(\frac{\sin 2\alpha \cdot [\sigma_k]^2}{0,7E} \right) \frac{Bd_1}{K} \frac{i_{12}}{i_{12} \pm 1}. \quad (9.30)$$

Выражение в круглых скобках называют *коэффициентом контактных напряжений* и обозначают C_k . Тогда

$$[P_k] = [C_k] \frac{Bd_1}{K} \frac{i_{12}}{i_{12} \pm 1}. \quad (9.31)$$

Подобным же образом для прямозубых конических колес, вычисляя приведенную кривизну в среднем сечении зацепляющихся зубьев, можно найти:

$$P_{kc} = [C_k] \frac{Bd_{c1}}{K} \frac{i_{12}}{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}. \quad (9.32)$$

Косозубые колеса прочнее прямозубых, так как суммарная длина контактных линий у них больше, а влияние погрешностей шага меньше. Для косозубых цилиндрических колес

$$P_k = 1,25 [C_k] \frac{Bd_1}{K} \frac{i_{12}}{i_{12} \pm 1}. \quad (9.33)$$

Колеса имеют достаточную контактную прочность, если действующее в зацеплении окружное усилие меньше допускаемого, т. е. критерий для нагрузочной способности выражен соотношением

$$P_k \leq [P_k].$$

Д о п у с к а е м ы е н а п р я ж е н и я н а и з г и б. Зубчатые колеса обычно изготавливают из стали 35Л, 50Л, 40, 45, 50, 40Х, 40ХН и др. В большинстве случаев до нарезания колес материал их улучшают до заданной твердости *НВ*. Если же необходимо получить повышенную прочность, то колесо изготавливают из высокоуглеродистой стали и после нарезания зубьев закаляют. В этом случае полезно последующее шлифование зубьев. Для получения особо высокой поверхностной твердости при сохранении пластичной сердцевины применяют поверхностную закалку или цементацию с последующей закалкой. В последнем случае материалом служит малоуглеродистая цементируемая сталь.

В зависимости от характеристик прочности материала устанавливают величину допускаемого напряжения изгиба для зубьев колеса

$$\sigma_{и} = \frac{1,4\sigma_{-1}}{n_{\sigma}K_{\sigma}} K_{\rhoи}, \quad (9.34)$$

где $1,4\sigma$ — предел выносливости при пульсирующем цикле нагружения (σ_{-1} — предел выносливости при знакопеременном цикле); n_{σ} — коэффициент запаса по напряжениям изгиба ($n = 2 \div 3$ в зависимости от рода материала); K_{σ} — эффективный коэффициент кон-

центрации у выкружки в месте перехода боковой поверхности зуба к дну впадины ($K_\sigma = 1,4 \div 1,8$); $K_{pn} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{ц}}}$ — коэффициент, корректирующий величину допускаемого напряжения изгиба в том случае, когда передача предназначена для работы в течение ограниченного срока службы ($N_{ц}$ — число циклов нагружения за весь расчетный срок службы). Если $N_{ц} > 10^7$, то для незакаленных колес следует принимать $K_{pn} = 1$.

Допускаемые контактные напряжения. Характер повреждения боковых поверхностей зубьев открытых зубчатых передач с бедной консистентной смазкой и закрытых, помещенных в картер и имеющих обильную жидкую смазку окунанием колес или поливанием, весьма различен. В первом случае имеет место интенсивный износ поверхности и выбор величины σ_k может лишь несколько изменить его темп (но нельзя выбрать σ_k таким, чтобы износ вообще прекратился). Поэтому вследствие некоторой неопределенности величины $[\sigma_k]$ эти передачи проектируют только по условиям необходимой прочности зубьев на изгиб.

Во втором случае, если напряжение превышает $[\sigma_k]$, то после соответствующего числа циклов нагружения на боковых поверхностях зубьев начинается выкрашивание подобно тому, как это происходит на беговых дорожках и телах качения шарикоподшипников. Диаметр и число оспинок быстро увеличивается, что приводит передачу в полную негодность.

Наоборот, если $\sigma_k < [\sigma_k]$, а следовательно, коэффициент контактных напряжений $C_k < [C_k]$, то передача может работать в пределах заданного срока службы без заметного износа. По этой причине для закрытых передач $[\sigma_k]$ и $[C_k]$ являются достаточно определенными величинами. В большинстве случаев размеры хорошо смазываемых закрытых зубчатых передач с незакаленными зубьями определяются именно контактной прочностью в отношении выкрашивания.

Допускаемую величину коэффициента контактных напряжений находят в зависимости от твердости боковой поверхности зуба по соотношению

$$[C_k] = C_{ок} K_{рк}, \quad (9.35)$$

где $C_{ок}$ — коэффициент контактных напряжений для неограниченного срока службы; $K_{рк}$ — множитель, корректирующий величину коэффициента контактных напряжений при расчете на ограниченный срок службы с общим числом циклов нагружения $N_{ц}$. Приблизненно, для незакаленных колес при твердости по Бринеллю $HB \leq 350$

$$C_{ок} = \frac{HB - 100}{100} \text{ Мн/м}^2 = \frac{(HB - 100)}{10} \text{ кгс/см}^2. \quad (9.36)$$

Для колес с закалкой зубьев до твердости HRC по шкале С Роквелла (при $HB \geq 350$)

$$C_{ок} = \frac{(HRC - 7,5) 6,7}{100} \text{ Мн/м}^2 = \frac{(HRC - 7,5) 6,7}{10} \text{ кгс/см}^2. \quad (9.36')$$

Коэффициент $K_{рк}$ определяется формулой

$$K_{рк} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{ц}}} \quad (9.37)$$

Вследствие перелома на кривой выносливости для нормализованных и улучшенных колес при $N_{ц} > 10^7$ следует полагать $K_{рк} = 1,0$. Для закаленных зубьев $K_{рк}$ может быть и меньше единицы, но не менее 0,35. Более точная зависимость величины коэффициента $C_{ок}$ от твердости выражается графически и может быть найдена в справочной литературе.

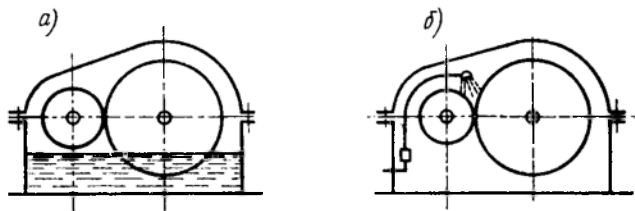


Рис. 9-25

На величину допускаемого контактного напряжения влияют шероховатость поверхности и условия смазки, а также и некоторые другие факторы. Однако методы количественного учета этого влияния разработаны пока еще недостаточно.

Смазка передач. Для смазки зацепления служат масла типа автотракторного АК10, АК15 или индустриального 45. При окружной скорости $v < 0,5$ м/сек применяют консистентную смазку, при $v < 10 \div 12$ м/сек — смазку окунанием (рис. 9-25, а) и при $v > 10 \div 12$ м/сек — принудительную смазку поливанием от смазочной системы, питаемой насосом (рис. 9-26, б).

§ 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В кинематических цепях точных приборов, где нагрузка очень мала, но особое значение имеет постоянство и точность передаточного отношения, величина допускаемой угловой погрешности может служить исходным параметром для выбора размеров зубчатых колес передачи, так как кинематическая погрешность растет медленнее, чем диаметр колес, и следовательно, относительная точность передачи увеличивается вместе с ее размерами.

Размеры зубчатых колес, предназначенных для нагруженных кинематических цепей, определяются только условиями прочности зубьев и их боковых поверхностей. Этим они существенно отличаются от всех ранее рассмотренных механизмов, у которых некоторые главные размеры определяются условиями, налагаемыми кинематикой или динамикой всей кинематической цепи.

Проектирование открытых передач. Как уже было отмечено, при проектировании открытых передач, работающих

при бедной смазке, исходя из необходимости обеспечить достаточную прочность по отношению к изгибу зубьев. Обычно материал меньшего колеса передачи — *шестерни* выбирают более прочным, чем материал большего — *колеса*, так как зубья шестерни имеют большее число циклов нагружения, чем зубья колеса. Соответственно $[\sigma_{H1}] > [\sigma_{H2}]$. Однако это не означает, что зубья шестерни будут прочнее зубьев колеса, так как чаще всего $y_1 < y_2$. Поэтому, проектируя передачу по условиям прочности зубьев на изгиб, следует пользоваться меньшим из двух произведений $[\sigma_{H1}] \cdot y_1$ и $[\sigma_{H2}] \cdot y_2$, т. е. *вести проектирование по прочности более слабого зуба зубчатой пары*. Подставляя в формулу (9.25) значения

$$P_k = \frac{2M}{d_o} = \frac{2M}{zm} \quad \text{и} \quad B = m\psi_m,$$

где ψ_m — коэффициент ширины зуба по модулю, назначаемый для открытых передач в пределах $\psi_m = 8 \div 12$ и вводя коэффициент γ , учитывающий последующее ослабление зуба вследствие износа, получим

$$\sigma_H = \frac{2M_1 K \gamma}{z_1 m^3 y \psi_m},$$

откуда

$$m = \sqrt[3]{\frac{2KM_1\gamma}{\psi_m z_1 (y \cdot [\sigma_H])_{\min}}}. \quad (9.38)$$

Для открытых передач принимают $\gamma = 2$, а для закрытых $\gamma = 1$. Число зубьев некорригированной шестерни выбирают минимально допустимым по условиям отсутствия подрезания, т. е. $z_1 \geq 17$.

В случае конической передачи, полагая $\psi_m = B/m_c$, подобным же способом можно получить

$$m_c = \sqrt[3]{\frac{2KM_1\gamma}{\psi_m z_1 (y \cdot [\sigma_H])_{\min}}}. \quad (9.39)$$

Для конических колес минимальное число зубьев шестерни некорригированного зацепления по условиям отсутствия подрезания профиля определяется соотношением $z_{s1} = z_1 / \cos \varphi_1 \geq 17$. Угол φ_1 можно найти из равенства: $\operatorname{ctg} \varphi_1 = i_{12}$.

Определив m_c , находят все остальные размеры колес:

$$z_2 = z_1 i_{12}, \quad B = m_c \psi_m, \quad m = m_c \left(1 + \frac{\psi_m}{z_1 \sqrt{i_{12}^2 + 1}} \right).$$

[как это следует из формулы (9.27)], $d_1 = mz_1$, $d_2 = mz_2$ и т. д.

Проектирование закрытых передач. При проектировании закрытых передач, заключенных в картер и работающих при обильной смазке, в первую очередь стремятся обеспечить достаточную прочность боковых поверхностей зубьев в отношении выкрашивания. При этом нужно помнить следующее. Значение коэффициента S_k , соответствующее величине контактного напряжения для *обоих соприкасающихся зубьев*, одинаково, так как одинаково σ_k (а σ_H в предыду-

щем пункте было различно), следовательно, выкрашиванию подвергается зуб того колеса, которое имеет меньшую твердость. Поэтому при расчете прямозубых колес следует определять $[C_k]$ по материалу большего колеса как менее твердого. Твердость зубьев шестерни берут на $20 \div 80$ единиц по Бринеллю больше, чем зубьев колеса.

Для косозубых колес благодаря наклонному положению линий контакта на боковых поверхностях зубьев выкрашивание, начавшееся на ножке зуба, не распространяется на всю боковую поверхность менее твердого зуба. Оно вызывает такую неравномерность распределения нагрузки по контактной линии, которая в известной мере компенсирует разницу в твердости. По этой причине, как показали опыты проф. В. Н. Кудрявцева, расчетное допускаемое значение коэффициента контактных напряжений при расчете косозубой передачи можно определить по соотношению

$$[C_k] = \frac{[C_{k1}] + [C_{k2}]}{2}, \quad (9.40)$$

где $[C_{k1}]$ и $[C_{k2}]$ берут в зависимости от поверхностной твердости (HB) зубьев колес 1 и 2 соответственно.

Полагая в формуле (9.31)

$$P_k = \frac{2M_1}{d_1}, \quad B = d_1 \psi_d,$$

(где ψ_d — коэффициент ширины зуба по отношению к диаметру шестерни) и определяя отсюда d_1 , для прямозубых цилиндрических колес получим

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KM_1}{[C_k] \psi_d} \cdot \frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}}}. \quad (9.41)$$

С уменьшением d_1 приходится уменьшать и диаметр вала, несущего шестерню. Во избежание его чрезмерной гибкости и связанной с этим чрезмерной неравномерности распределения контактного давления по ширине колеса рекомендуется не назначать ψ_d больше $1,2 \div 1,6$.

Для конических колес аналогично найдем:

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{2KM_1}{[C_k] \psi_d} \cdot \frac{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}{i_{12}}}. \quad (9.42)$$

Здесь

$$\psi_d = B/d_{c1} = 0,8 \div 1,0.$$

Для косозубых и шевронных цилиндрических колес

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KM_1}{1,25 [C_k] \psi_d} \cdot \frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}}}, \quad (9.43)$$

где для шевронных колес ψ_d можно принимать равным до $1,8 \div 2,0$.

Если для проектируемой передачи хотят иметь стандартное межцентровое расстояние, то полученные выше формулы удобнее предва-

рительно преобразовать. Вводя вместо ψ_d коэффициент ширины зуба по межцентровому расстоянию $\psi_A = B : A$ и замечая, что

$$d_1 = 2A/(i_{12} \pm 1), \quad (9.44)$$

вместо формулы (9.41) получим

$$A = (i_{12} \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KM_1}{2[C_K] \psi_A i_{12}}}. \quad (9.45)$$

Далее из формулы (9.42), обозначая $\psi_L = B : L_c$, можно найти величину среднего конусового расстояния:

$$L_c = \sqrt[3]{\frac{KM_1}{2[C_K] \psi_L i_{12}}}, \quad L = L_c (1 + 0,5 \psi_L). \quad (9.46)$$

Аналогично для передачи косозубыми колесами

$$A = (i_{12} \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KM_1}{2,5[C_K] \psi_A i_{12}}}. \quad (9.47)$$

Стандартизация колес и передач. В общем машиностроении часто применяют зубчатые передачи, заключенные в отдельный корпус, называемые *редукторами*. Для таких автономных редукторов с цилиндрическими колесами ГОСТ предусматривает ряд стандартных передаточных отношений i , межцентровых расстояний A и углов наклона зуба β_o , что создает условия для их централизованного производства на специализированных заводах.

Порядок проектирования зубчатой передачи. Формулы (9.41), (9.42), (9.43) не дают указаний относительно выбора модуля. Можно было бы определить минимально допустимый модуль из расчета зубьев на изгиб. Однако в большинстве случаев для незакаленных колес это приводит к слишком малым значениям модуля. Поэтому чаще просто принимают $z_1 + z_2 \approx 100 \div 200$ и отсюда находят: $z_1 = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_{12}}$ с последующим округлением z_1 до целого числа.

Выбрав число зубьев z_1 , округляя расчетное d_1 в большую сторону. Так как для прямозубых колес должно быть $d_1 = m_n z_1$, а m_n должно иметь стандартное значение, без такого округления обойтись обычно не удастся.

Для косозубых колес $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_o$, где обычно стандартное значение имеет m_n , а β_o выбирается произвольно.

В случае шевронных колес стандартное значение должны иметь и m_s и m_n , чем и определяется величина угла (например, $\cos \beta_o = m_n / m_s = 3,5/4 = 0,87$; $\beta_o = 29^\circ 32'$), а так как $d = m_s z$, то необходимо округлить диаметр шестерни, полученный по формуле (9.43), до ближайшего большего, равного $m_s z$. Определив d_1 , находят $d_2 = m_s z_2$, $B = d_1 \psi_d$,

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad D_e = d_o + 2m_n, \quad D_i = d_o - 2,5m_n$$

и т. д. Если определено A , то $B = A \psi_A$, $d_1 = 2A : (i_{12} \pm 1)$, $d_2 = A i_{12} : (i_{12} \pm 1)$ и т. д.

Для прямозубых конических колес $B = d_{c1}\psi_d$ или $B = L_c\psi_L$. Далее $\psi_d = \frac{B}{m_c z_1} = \frac{\psi_m}{z_1}$. Кроме того, $\psi_L = \frac{B}{L_c} = \frac{2\psi_d}{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}$. С помощью этих выражений получаем: $d_1 = d_{c1}(1 + 0,5\varphi_L) = m z_1$; $m = m_c(1 + 0,5\varphi_L)$. Для удобства контроля размеров зуба желательно иметь стандартное m . Еще одно выражение

$$L = \frac{d_1}{2} \sqrt{i_{12}^2 + 1}. \quad (9.48)$$

Все эти соотношения легко получаются из очевидных геометрических зависимостей.

В заключение для лучшего уяснения способов расчета приведем примеры.

Пример 1. Закрытая передача типа изображенной на рис. 9-1 имеет $z_1 = 19$, $z_2 = 81$, $m = 4$ мм; ширину колес $B = 80$ мм; $\beta_d = 0$ и передает мощность $N = 20$ кВт при $n_1 = 1500$ об/мин на ведущем валу. Требуется подобрать материал колес для неограниченного срока службы этой передачи.

Решение. Момент на валу шестерни

$$M_1 = \frac{1000 \cdot N}{\omega_1} = \frac{1000 \cdot 20}{\pi \cdot 1500 : 30} = 128 \approx 130 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Диаметр шестерни (9.14)

$$d_1 = m z_1 = 4 \cdot 19 = 76 \text{ мм}.$$

Окружная сила

$$P_k = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 130}{76 \cdot 10^{-3}} = 3400 \text{ н}.$$

Коэффициент нагрузки для средних условий работы передач общего машиностроения при отсутствии необходимых дополнительных данных ориентировочно можно принять $K = 1,3$. Тогда из выражений (9.4) и (9.31) имеем:

$$i_{12} = 81 : 19 = 4,25;$$

$$[C_k] = \frac{K P_k (i_{12} + 1)}{B d_1 i_{12}} = \frac{1,3 \cdot 3400 (4,25 + 1)}{80 \cdot 76 \cdot 10^{-6} \cdot 4,25} = 0,9 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 0,9 \text{ Мн/м}^2.$$

Следовательно, необходимая поверхностная твердость зубьев колеса (9.35) составляет:

$$HB = 100 [C_k] + 100 = 190.$$

Эту поверхностную твердость имеет колесо из улучшенной стали 35. Для шестерни твердость должна быть на $30 \div 80$ единиц больше. Этому условию удовлетворяет шестерня из улучшенной стали 35 СГ ($HB 230 \div 257$).

Проверка зубьев на изгиб (9.25) дает:
для зуба шестерни

$$\sigma_{из1} = \frac{K P_k}{B m y_1} = \frac{1,3 \cdot 3400}{80 \cdot 4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,383} = 36 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 36 \text{ Мн/м}^2,$$

где $y_1 = 0,383$ — коэффициент формы зуба при $z = 19$ и $\xi = 0$; для зуба колеса $y_2 = 0,50$ и, следовательно,

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \frac{y_1}{y_2} = 36 \cdot \frac{0,383}{0,50} = 28 \text{ Мн/м}^2.$$

При отсутствии точных данных для незакаленной углеродистой стали можно принимать σ_{-1} по соотношению $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_{\text{пч}}$, т. е. в нашем случае $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 686 = 295 \text{ Мн/м}^2$.

Допускаемое напряжение на изгиб для зуба колеса (9.34) равно

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{1,4\sigma_{-1}}{n_{\sigma}K_{\sigma}} = \frac{1,4 \cdot 295}{2,0 \cdot 1,4} = 148 \text{ Мн/м}^2.$$

Таким образом, $\sigma_{\text{и}} \ll [\sigma_{\text{и}}]$, а нагрузочную способность передачи ограничивает прочность боковых поверхностей зубьев.

Пример 2. Требуется спроектировать шевронную передачу из тех же материалов, что и в предыдущем случае, для неограниченного срока службы при следующих условиях: момент на быстроходном валу равен $1000 \text{ н} \cdot \text{м} = 10^{-3} \text{ Мн} \cdot \text{м}$ при $n = 8000 \text{ об/мин} = \frac{\pi \cdot 8000}{30} = 840 \text{ рад/сек}$. Нагрузка спокойная и расположение опор симметричное, однако окружная скорость велика и, хотя передача будет изготовлена с высокой степенью точности, коэффициент нагрузки предварительно можно взять равным $K = 1,5$. Межцентровое расстояние может быть нестандартным; передаточное отношение $i_{12} = 2,65$.

Решение. Для быстроходных тяжело нагруженных шевронных передач можно назначить увеличенную ширину колеса. Примем: $\psi_d = 2,0$; для шестерни $HB_1 240$, и для колеса $HB_2 190$. Тогда $[C_{\text{к1}}] = 2,40 - 1,0 = 1,4 \text{ Мн/м}^2$, $[C_{\text{к2}}] = 1,9 - 1,0 = 0,9 \text{ Мн/м}^2$.

Следовательно, $[C_{\text{к}}]$ для передачи (9.40) равно:

$$[C_{\text{к}}] = 0,5 ([C_{\text{к1}}] + [C_{\text{к2}}]) = 0,5 (1,4 + 0,9) = 1,15 \text{ Мн/м}^2.$$

Теперь согласно (9.43)

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KM_1}{1,25[C_{\text{к}}]\psi_d} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{1,25 \cdot 1,15 \cdot 2} \cdot \frac{2,65 + 1}{2,65}} = \sqrt[3]{1,44 \cdot 10^{-3}} = 0,113 \text{ м} = 113 \text{ мм}.$$

Если суммарное число зубьев $z_1 + z_2$ предварительно выбрать равным 120, то $z_1 = (z_1 + z_2)/(i_{12} + 1) = 120/(2,65 + 1) = 33$ зуба. Следовательно, модуль m_s по формуле (9.14) будет равен $m_s = d_1/z_1 = 113/33 = 3,42 \text{ мм}$. Ближайшие стандартные значения $m = 3$ и $m = 3,5$. Выберем $m_s = 3,5$. Тогда уточненное $z_1 = 113 : 3,5 = 32,5 \approx 33$. Таким образом, окончательно примем: $m_s = 3,5$, $m_n = 3,0$, $z_1 = 33$.

Согласно соотношению (9.4) $z_2 = z_1 i_{12} = 33 \cdot 2,65 = 87,5 \approx 87$. После округления чисел зубьев z_1 и z_2 передаточное отношение будет иметь окончательное значение $i_{12} = 87 : 33 = 2,63$ вместо заданного 2,65 (допустимая погрешность для i_{12} в силовых передачах обычно составляет $\leq 2\%$).

Далее по выражению (9.13) находим $\cos \beta_d = 3 : 3,5 = 0,858$, откуда $\beta_d = 30^\circ 54'$.

Наконец $d_1 = m_s z_1 = 3,5 \cdot 33 = 115,5$ мм; $d_2 = 3,5 \cdot 87 = 304,5$ мм. Конечно, эти величины округлять уже нельзя.

$$B = \psi_d d_1 = 2 \cdot 115,5 = 231 \text{ мм.}$$

Так как расчетное значение диаметра d_1 было округлено в большую сторону, принимаем для шестерни и для колеса $B_1 = B_2 = 230$ мм.

В прямозубых передачах иногда берут для шестерни $B_1 = B_2 + 5$ мм (на случай несовпадения торцовых плоскостей шестерни и колеса при монтаже передачи).

Межцентровое расстояние

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{115,5 + 304,5}{2} = 210 \text{ мм.}$$

Определяем прочие размеры колес передачи:
диаметры окружностей выступов

$$D_{e1} = d_1 + 2m_n = 115,5 + 2 \cdot 3,0 = 121,5 \text{ мм;}$$

$$D_{e2} = d_2 + 2m_n = 304,5 + 2 \cdot 3,0 = 310,5 \text{ мм;}$$

диаметры окружностей впадин

$$D_{i1} = d_1 - 2,5m_n = 115,5 - 2,5 \cdot 3 = 108 \text{ мм,}$$

$$D_{i2} = d_2 - 2,5m_n = 304,5 - 2,5 \cdot 3 = 297 \text{ мм.}$$

Затем графически, вычерчивая картину зацепления, или с помощью номограммы, помещенной в приложениях, находим торцовый коэффициент перекрытия ϵ_s , и наконец, проверяем по формуле (9.28) величину σ_H для шестерни и для колеса.

При правильном конструировании опор (см. рис. 9-21) осевые составляющие давления на зубья обоих полушестерен уравниваются.

Окружная сила

$$P_k = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1000}{115,5 \cdot 10^{-3}} = 17\,350 \text{ н.}$$

Радиальная составляющая по соотношению (9.19) $P_R = P_k \operatorname{tg} \alpha_s$, где согласно выражению (9.15)

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \operatorname{tg} \alpha_n : \cos \beta_d = \operatorname{tg} 20^\circ : \cos 30^\circ 54' = 0,364 : 0,858 = 0,425.$$

Таким образом,

$$P_R = 17\,350 \cdot 0,425 = 7370 \text{ н.}$$

После этого можно перейти к конструированию и расчету валов и опор.

§ 1. РАЗНОВИДНОСТИ И КИНЕМАТИКА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В плоских механизмах переход от низших пар к высшим позволил построить зубчатую передачу с цилиндрическими колесами, преобразующую вращение с постоянным передаточным отношением. Подобно этому переход от нижней пространственной винтовой пары к высшей позволяет построить червячные механизмы, которые чаще называют *червячными передачами*. Эти механизмы предназначаются для передачи вращения с постоянным передаточным отношением на вал, скрещивающийся с ведущим валом обычно под углом скрещивания, равным 90° .

Звенья червячных передач. Ведущее звено — *червяк* представляет собой или *цилиндрический* (рис. 10-1, а), или *глобоидный*

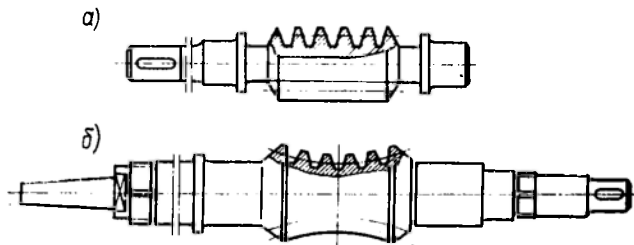


Рис. 10-1

(рис. 10-1, б) винт. Ведомое звено — *червячное колесо* — нарезается по методу обкатывания червячной фрезой, имеющей размеры и форму винта передачи. После такого нарезания зубья колеса получают форму, при которой они имеют линейный контакт с витком червяка, образуя с этим витком высшую кинематическую пару.

По типу резьбы цилиндрические червяки делятся на *архимедовы* (обычные винты с трапецидальным профилем резьбы), *эвольвентные* (цилиндрические эвольвентные колеса с очень большим углом наклона косого зуба β_0) и червяки, винтовая поверхность которых образована винтовым движением профиля с криволинейными вогнутыми сторонами выступов.

Картина зацепления передач с архимедовым винтом. Представим себе сечение передачи, состоящей из архимедова винта и червячного колеса, плоскостью, перпендикулярной к оси вращения колеса и проходящей через ось винта (рис. 10-2, а). Трапецидальный профиль резьбы червяка в этом сечении совершенно подобен профилю зубчатой рейки. Средняя, или модульная, прямая $m - m$ этой рейки теперь является образующей воображаемого дели-

тельного цилиндра червяка (рис. 10-2, б). При вращении винта с угловой скоростью ω_1 эта воображаемая рейка будет перемещаться в плоскости чертежа вдоль самой себя с той же скоростью v_A , с которой винт стал бы ввинчиваться в неподвижную гайку, т. е. согласно формуле (7.2) $v_A = s\omega_1/2\pi$. При этом зубья червячного колеса, находящиеся в зацеплении с витками червяка, в рассмотренном плоском сечении должны иметь эвольвентный профиль. Для неархимедовых винтов воображаемая рейка в осевой плоскости имеет криволинейный профиль. Он будет криволинейным и для сечений архимедовых винтов, параллельных среднему, проходящему через ось винта, а соответствующие сечения зубьев червячного колеса будут незвольвентными. Однако для всех этих сечений профили зубьев рейки и колеса будут сопряжены и, поскольку нарезание ведется по методу обкатывания при постоянном передаточном отношении между червячной фрезой и за-

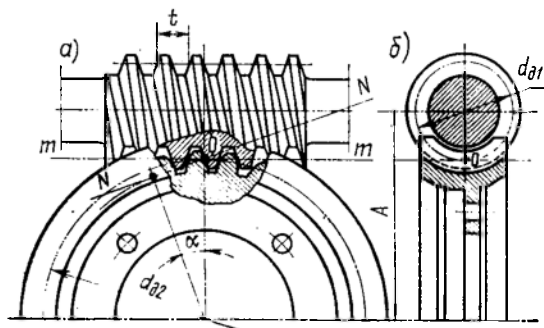


Рис. 10-2

готовкой, полюс зацепления в каждом из них будет неподвижен. Через этот полюс O в среднем сечении червячного колеса проходит его *делительная окружность*. Линия, параллельная оси вращения колеса и проходящая через полюс O , является геометрическим местом полюсов зацепления, принадлежащих плоскостям, параллельным средней. В любой точке этой линии соблюдается равенство окружной скорости колеса и поступательной скорости v_A воображаемой рейки. Линия эта является образующей *делительного цилиндра червячного колеса*. Вследствие равенства упомянутых скоростей шаг зубьев колеса на делительном цилиндре, имеющем диаметр d_{d2} , равен шагу t профиля резьбы винта.

Следовательно, $\pi d_{d2} = z_2 t$ или

$$d_{d2} = m z_2, \quad (10.1)$$

где z_2 — число зубьев червячного колеса, а $m = t/\pi$ — модуль.

Угол наклона зуба червячного колеса β_{o2} на его делительном цилиндре равен углу подъема винтовой линии λ на делительном цилиндре червяка. Действительно, пересечем мысленно зубья червячного колеса поверхностью его делительного цилиндра. Одновременно пересечем витки червяка поверхностью делительного цилиндра червяка. Развернем теперь эти цилиндрические сечения на плоскость, касательную к делительным цилиндрам в полюсе зацепления. Заметим, что профиль зуба червячного колеса в среднем сечении совпадает с профилем зуба эвольвентного колеса, нарезаемого по методу обкатывания воображаемой косозубой рейкой. Очевидно, наклон развернутой на плоскость винтовой линии червяка должен совпадать с наклоном зубьев

этой воображаемой косозубой рейки, откуда и следует утверждение о равенстве углов $\beta_{\partial 2}$ и λ .

Передачное отношение. За один оборот червяка зуб колеса, зацепляющийся с данным витком резьбы, переместится по делительной окружности колеса на величину подъема витка винтовой линии s . При этом колесо повернется на угол, равный $s/\pi d_{\partial 2}$. Если число заходов (питок) резьбы винта равно z_1 , то $s = tz_1$. Следовательно, чтобы колесо повернулось на один оборот, червяк должен сделать $\pi d_{\partial 2}/s$ оборотов. Поэтому передаточное отношение червячной передачи

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{\pi d_{\partial 2}/s}{1} = \frac{\pi m z_2}{t z_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (10.2)$$

Оно, следовательно, не зависит от диаметра червяка. Обычно величина передаточного отношения червячной передачи колеблется от 20 до 80.

Понятие о коррекции червячных колес. Если при нарезании червячного колеса средняя линия воображаемой рейки (соответствующая образующей делительного цилиндра червяка) касается делительной окружности червячного колеса, то это колесо будет *некорректированным*. У такого колеса толщина зуба и ширина впадины на делительной окружности равны друг другу. Удаляя червячную фрезу от центра заготовки при нарезании колеса, получим колесо с *положительной коррекцией*, приближая же фрезу — с *отрицательной коррекцией*. В обоих этих случаях червяк никакой коррекции не подвергается. Пусть величина смещения средней линии воображаемой рейки от положения, когда она касается делительной окружности колеса, есть a . Тогда межцентровое расстояние скорректированной передачи

$$A = \frac{d_{\partial 2} + d_{\partial 1}}{2} + a.$$

Основные геометрические параметры. Для сокращения сортамента цилиндрических червячных фрез стандартизованы параметры m , q и a , определяющие размеры червяков. Эти параметры представляют собой:

осевой модуль

$$m = t/\pi, \quad (10.3)$$

где t — осевой шаг профиля резьбы червяка;
число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка

$$q = d_{\partial 1}/m, \quad (10.4)$$

угол профиля $\alpha = 20^\circ$.

Обозначая $a = \xi m$ (где ξ — коэффициент коррекции) и принимая во внимание, что $d_{\partial 2} = m z_2$, получим

$$A = m \left(\frac{z_2 + q}{2} + \xi \right). \quad (10.5)$$

Так как

$$\operatorname{tg} \lambda = tz_1/\pi d_{\partial 1},$$

то

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}. \quad (10.6)$$

Для унификации колес и корпусов автономных червячных редукторов разработан особый ГОСТ, регламентирующий, кроме m , q , α , также значения z_2 , z_1 и A . Для встроенных и многоступенчатых червячных редукторов этот ГОСТ не является обязательным.

Условия скольжения в червячном зацеплении и. Аналогия червячного зацепления с реечным существует только для плоскости, перпендикулярной к оси вращения колеса. В плоскости, перпендикулярной к оси вращения червяка, имеется больше

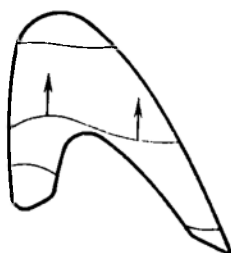


Рис. 10-3

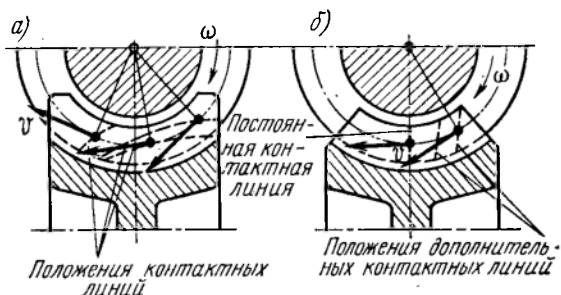


Рис. 10-4

сходства с винтовой парой. В частности, скорость скольжения в точках контакта близка к окружной скорости червяка. При контакте в полюсе зацепления скорость скольжения

$$v_{\text{ск}} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \lambda} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cos \lambda}, \quad (10.7)$$

т. е. весьма велика. В этом состоит коренное отличие червячной передачи от зубчатой.

Рассматривая червячное зацепление как совокупность бесконечно большого числа бесконечно тонких реечных зацеплений, в любой момент будем иметь множество точек контакта, образующих линии контакта для каждого зуба колеса и витка червяка, находящихся в соприкосновении. При вращении валов передачи эти линии контакта движутся в пространстве. След их движения образует поле зацепления (рис. 10-3). Для червячной передачи оно представляет собой кривую поверхность, а линии контакта — кривые линии.

Угол наклона линий контакта, лежащих на боковой поверхности зуба червячного колеса, к вектору окружной скорости червяка имеет большое значение для работоспособности червячной передачи, так как от этого угла зависит характер трения. Если этот угол мал и скорость скольжения направлена вдоль линий контакта (рис. 10-4, а), то слой смазочного материала должен был бы течь между эквидистант-

ными поверхностями. Такой слой смазки не способен создать подъемную силу и не мог бы предотвратить соприкосновение трущихся поверхностей. Поэтому в зацеплении будет существовать полужидкостное трение. Напротив, если скорость скольжения направлена поперек линий контакта (рис. 10-4, б), то создаются необходимые условия для образования масляного клина, подъемной силы и режима жидкостного трения. Именно этой разницей в наклоне контактных линий объясняется повышенная нагрузочная способность глобоидных червячных передач (см. рис. 10-4, б) по сравнению с передачами, имеющими эвольвентный или архимедов червяк (см. рис. 10-4, а).

Так как червячным передачам свойственна большая скорость скольжения, материалы червяка и колеса, как и материалы цапфы и подшипника, должны образовать антифрикционную пару. Обычно червяки делают стальными (особенно долговечны передачи со стальными закаленными и шлифованными червяками), а колеса — бронзовыми (Бр. ОФ, АЖ и т. п.). Это обеспечивает минимальный коэффициент полужидкостного трения и хорошую прирабатываемость поверхностей контакта. Для особо тихоходных передач иногда применяют колеса из антифрикционного чугуна.

§ 2. К. п. д. и КОМПОНЕНТЫ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

К. п. д. В общих чертах условия трения в червячном зацеплении очень близки к условиям трения в винтовой паре. Поэтому для расчета величины к. п. д. можно воспользоваться выражением (7.6). Учитывая еще потери на разменивание масла в случае смазки окунанием, можно определять к. п. д. червячной передачи по соотношению

$$\eta_{12} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \rho)}. \quad (10.8)$$

В тех редких случаях, когда ведущим звеном является колесо, к. п. д. вычисляют по выражению

$$\eta_{21} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} (\lambda - \rho)}{\operatorname{tg} \lambda}. \quad (10.8')$$

В этих формулах угол трения зависит от скорости скольжения, а последняя в разных червячных передачах весьма различна. Поэтому при пользовании формулами (10.8) и (10.8') следует выбирать величину ρ в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$. Эта зависимость приводится в справочной литературе.

Компоненты силы взаимодействия червяка и колеса. Для расчета силы давления, возникающей в зацеплении, предполагают, что равнодействующая распределенного по длине линий контакта давления приблизительно проходит через полюс зацепления. Расположим три ортогональных компонента этой равнодействующей, представляющей собой давление колеса на червяк, как показано на нижней части рис. 10-5, а. Движущий момент, приложенный к червяку, уравновешивает действие момента от окружной силы червяка.

Поэтому окружная сила червяка P_1 , которой численно равно осевое усилие червячного колеса P_{A2} , есть

$$P_1 = P_{A2} = 2M_1/d_{\partial 1}. \quad (10.9)$$

Аналогично, окружное усилие червячного колеса, которому численно равно осевое усилие червяка

$$P_2 = P_{A1} = 2M_2/d_{\partial 2}, \quad (10.10)$$

где M_2 — момент полезных сопротивлений, приложенный к червячному колесу.

Распорная сила P_R , направленная по линии центров, как видно на рис. 10-5, б, равна

$$P_R = P_{A1} \operatorname{tg} \alpha. \quad (10.11)$$

Если известен момент на червяке, то (так как пренебрегать потерями в червячном зацеплении, как то делалось для зубчатого, нельзя) момент на червячном колесе определяется соотношением

$$M_2 = M_1 i_{12} \eta_{12}. \quad (10.12)$$

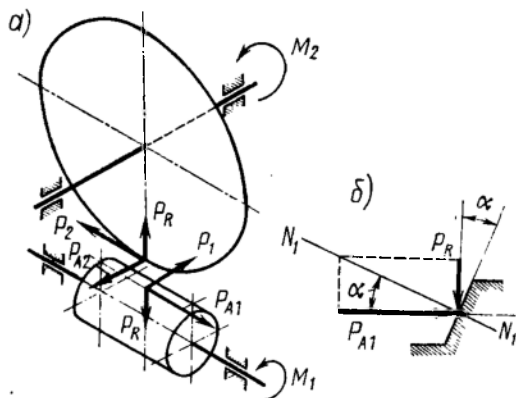


Рис. 10-5

Точность изготовления червячных передач. Чтобы обеспечить правильность зацепления при сборке червячной передачи, необходимо соблюдать высокую точность взаимного расположения червяка и колеса как в отношении межцентрового расстояния, так и в отношении смещения осей червяка от средней плос-

кости колеса. Червяки и колеса выполняют с соблюдением допусков, регламентированных особым ГОСТом для каждой степени точности передачи.

Жесткость червяков. Вследствие того что расстояние между опорами червяка (особенно при многозаходных червяках или при больших передаточных отношениях) получается большим, необходима проверка стрелы прогиба червяка в среднем его сечении под совокупным действием сил P_1 и P_R . Рекомендуется, чтобы этот прогиб не превосходил 0,01 от модуля, так как при большей его величине искажение правильной формы зацепления становится чрезмерным.

Нагревание и смазка. Довольно низкий к. п. д. (0,7 ÷ 0,9) делает необходимой проверку червячной передачи на нагревание. Уравнение теплового баланса имеет вид

$$3600 (1 - \eta) N \leq K_t t^0 \Omega \text{ кдж/ч}, \quad (10.13)$$

где N — мощность, *квт*; K_t — коэффициент теплоотдачи, равный $30 \div 60 \text{ кдж} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч}^{-1} \cdot \text{град}^{-1}$; Ω — свободная поверхность охлаждения корпуса передачи, м^2 ; t° — температура перегрева сверх температуры окружающего воздуха (разность температуры корпуса и окружающего воздуха). Максимальная величина этого перегрева определяется максимально допустимой температурой нагревания применяемой смазки; обычно она равна $50 \div 70^\circ \text{C}$.

Если соотношение (10.13) не удовлетворяется, увеличивают поверхность охлаждения, применяя охлаждающие ребра, или предусматривают обдувающие корпус крыльчатки, охлаждающие маслозмеевики и т. п.

В червячных передачах применяют смазки с большей вязкостью, чем в зубчатых, вследствие опасности чрезмерного местного нагревания и заедания поверхностей контакта. При окружной скорости червяка до $7 \div 10 \text{ м/сек}$ применяют смазку окунанием или поливанием. В этих случаях при скорости $v_1 < 4 \text{ м/сек}$ червяк располагают под колесом, а при $v_1 > 4 \text{ м/сек}$ — над колесом. Так поступают во избежание чрезмерных потерь на размешивание масла и вследствие опасности заливания подшипников током смазки.

§ 3. НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Размеры червячной передачи, как и зубчатой, определяются работоспособностью зацепления.

Расчетная нагрузка. Расчетной нагрузкой червячного зацепления, так же как и при расчете зубчатого, считают расчетную окружную силу колеса, определяемую формулой

$$P_{\text{расч}} = KP_2,$$

где P_2 — окружное усилие червячного колеса, соответствующее номинальной величине передаваемого момента; K — коэффициент нагрузки; $K = K_{\text{нр}} K_\theta = 1,1 \div 1,2$.

Величина коэффициента неравномерности распределения давления по длине контактных линий $K_{\text{нр}}$ зависит от расположения опор передачи, гибкости червяка и графика изменения нагрузки во времени. Коэффициент K_θ , учитывающий действие дополнительных инерционных сил, величина которых связана с погрешностями формы и шага зубьев, зависит от степени точности передачи (от допусков на элементы зацепления) и ее окружной скорости. Значения коэффициентов $K_{\text{нр}}$ и K_θ в зависимости от указанных факторов приводятся в справочной литературе. Обычно при постоянной нагрузке $K_{\text{нр}} = 1$. При $v_1 \leq 3 \text{ м/сек}$ $K_\theta = 1$, если степень точности передачи не ниже 7-й.

Виды повреждений. Материал червяка прочнее материала колеса, поэтому чаще всего разрушению подвергаются зубья червячного колеса.

Основные виды повреждений: а) излом зуба, б) выкрашивание боковой поверхности, в) заедание. Заедание на боковых поверхностях

зубьев связано с недостаточным теплоотводом из зоны контакта при полужидкостном трении. В результате этого тепло, выделяющееся в точках контакта отдельных неровностей, вызывает перегрев микрообъемов на трущихся поверхностях и приваривание частиц более слабого материала к более прочному. Эти частицы отрываются и оставляют глубокие борозды на поверхности зуба колеса в направлении скольжения (*задир*). Раз возникшее заедание очень быстро приводит к разрушению зацепления.

О прочности зуба в отношении излома судят по величине напряжения изгиба $\sigma_{из}$ у его корня, а о прочности боковой поверхности в отношении выкрашивания и заедания — по величине контактного напряжения $\sigma_{к}$.

Прочность зубьев червячного колеса на изгиб. Расчет прочности червячного зацепления (как и зубчатого) основан на подобии рассчитываемой передачи и некоторой экспериментальной, служащей эталоном. При этом по аналогии с косозубым колесом расчетное напряжение изгиба у корня зуба червячного колеса определяют по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{K P_2}{m d_{o1} y_3}, \quad (10.14)$$

где в знаменателе диаметр делительной окружности червяка d_{o1} приближенно заменяет суммарную длину контактных линий, а коэффициент формы зуба y_3 берут как для зубчатых прямозубых эвольвентных колес, но для эквивалентного числа зубьев

$$z_3 = z / \cos^3 \lambda.$$

Для бронзовых червячных колес принимают

$$[\sigma_{из}] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_{пч}) K_{рн}^{(ч)}. \quad (10.15)$$

Здесь $K_{рн}^{(ч)}$ корректирует величину допускаемого напряжения при ограниченном сроке работы:

$$K_{рн}^{(ч)} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{ц}}}, \quad (10.16)$$

где $N_{ц}$ — общее число циклов нагружения за расчетный срок службы.

Если $N_{ц} > 25 \cdot 10^7$, то следует принимать $K_{рн}^{(ч)} = 0,55$.

Прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса. Допускаемая по прочности рабочих поверхностей зубьев окружная сила определяется так же, как для зацепления эвольвентного колеса с косозубой рейкой. В этом случае при вычислении приведенного модуля упругости E надо помнить, что модули упругости бронзового колеса и стального червяка различны. Окончательная формула для $[P_2]$ после всех преобразований получает вид

$$[P_2] = [C_k^{(ч)}] \frac{d_{o1} d_{o2}}{K}, \quad (10.17)$$

где $[C_k^{(ч)}] = C_{ок}^{(ч)} K_{рк}^{(ч)}$ — допускаемое значение коэффициента контактных напряжений.

Прочность рабочих поверхностей зубьев считается достаточной, если окружная сила P_2 червячного колеса, возникающая при номинальной нагрузке передачи, будет меньше допускаемой:

$$P_2 \leq [P_2].$$

Червячные колеса из оловянистой бронзы мало склонны к заеданию и рассчитываются на прочность по отношению к выкрашиванию. Поэтому для них коэффициент контактных напряжений для неограниченного срока службы $C_{ок}^{(ч)}$ не зависит от скорости скольжения. Для бронзы Бр. ОФ 10-1 и незакаленных стальных червяков можно принимать $C_{ок}^{(ч)} = 0,3 \text{ Мн/м}^2 = 3 \text{ кгс/см}^2$. Для той же бронзы и стального закаленного червяка $C_{ок}^{(ч)} = 0,42 \text{ Мн/м}^2 = 4,2 \text{ кгс/см}^2$.

Для колес из бронзы Бр. АЖ9-4 опасным является заедание. В этом случае при скорости скольжения в пределах от 1 до 4 м/сек и стальном червяке можно принимать

$$C_{ок}^{(ч)} = 0,28 - 0,0235 v_{ск} \text{ Мн/м}^2 = 2,8 - 0,235 v_{ск} \text{ кгс/см}^2, \quad (10.18)$$

где $v_{ск}$ — скорость скольжения, м/сек.

Коэффициент, учитывающий влияние изменения величины, допускаемых контактных напряжений при работе с ограниченным сроком службы, равен

$$K_{рк}^{(ч)} = \sqrt[4]{\frac{10^7}{N_{ц}}}. \quad (10.19)$$

Если число циклов нагружения $N_{ц} > 25 \cdot 10^7$, то следует принимать $K_{рк}^{(ч)} = 0,45$. При расчете на заедание (когда применяют Бр. АЖ9-4) $K_{рк}^{(ч)} = 1$.

Проектный расчет червячной передачи. При проектировании червячной передачи обычно исходят из прочности боковых поверхностей зубьев, т. е. из формулы (10.14). Поскольку $P_k = 2M_2/d_{o2}$, $d_{o2} = mz_2$, $d_{o1} = mq$, то, подставляя все это в формулу (10.17), после преобразований получим

$$m \sqrt[3]{q} = \sqrt[3]{\frac{2KM_2}{[C_k^{(ч)}] z_2^3}}. \quad (10.20)$$

Так как по стандарту каждому модулю m соответствуют определенные значения параметра q , то, получив результат по формуле (10.20), находят ближайший больший модуль по табл. X.3 приложения.

При проектировании червячной передачи расчет ведут в такой последовательности:

1) задаются скоростью скольжения $v_{ск}$ и по ней, если в качестве материала червячного колеса выбрана бронза АЖ, находят по соотношению (10.18) величину $C_{ок}^{(ч)}$;

2) выбирая число заходов червяка в пределах $z_1 = 1 \div 4$ (при меньшем z_1 будет меньше угол λ и ниже к. п. д., при большем z_1 уве-

личиваются габариты передачи и стоимость червяка), определяют число зубьев колеса $z_2 = z_1 i_{12}$. Чтобы избежать подреза профиля зуба при нарезании, z_2 должно быть не менее 32;

3) если задан момент на червяке, то с помощью выражения (10.7) находят $v_{ск}$ и по справочной литературе угол трения ρ . Принимая предварительно $q = 10$, подсчитывают λ и, наконец, находят к. п. д. передачи. Тогда $M_2 = M_1 i_{12} \eta_{12}$;

4) по формуле (10.20), пользуясь таблицей величин $m_v^2 q$, определяют m и q . В этом случае расчетное межцентровое расстояние

$$A_p = m \frac{z_2 + q}{2};$$

5) проверяют правильность предварительно принятых значений $v_{ск}$, q и к. п. д. Если расхождения велики, расчет повторяют при новом значении $v_{ск}$. Затем определяют:

$$d_{\partial 1} = m q; \quad d_{\partial 2} = m z_2; \quad A_p = \frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2}$$

и остальные геометрические элементы и размеры.

Если проектируется автономный редуктор, то A должно быть стандартным. При этом расчетное межцентровое расстояние A_p округляют до стандартного и, пользуясь формулой (10.5), находят ξ . Разность расчетного и ближайшего стандартного межцентрового расстояний должна быть такой, чтобы ξ лежало в пределах допустимой величины коррекции колеса ($|\xi| \leq 1$).

Для неавтономных и многоступенчатых червячных передач выбор стандартного межцентрового расстояния не обязателен;

6) на последнем этапе проектирования проверяют величину напряжения изгиба у корня зуба, деформацию червяка и нагревание передачи.

Пример. Требуется спроектировать встроенную червячную передачу к мотор-редуктору с архимедовым червяком. Двигатель имеет $n = 960$ об/мин $= \frac{\pi \cdot 960}{30} = 100$ рад/сек; $N = 1,7$ квт. Работа спокойная с перерывами; нагрузка постоянная. Выходной вал делает 46 об/мин. Число циклов нагружения зуба червячного колеса за весь расчетный срок службы $N_u = 3 \cdot 10^7$.

Решение.

1. Передаточное отношение $i_{12} = \frac{960}{46} = 20,8$. Так как не рекомендуется применять червячные колеса с $z_2 < 31 \div 32$, то выбираем двухзаходный червяк с $z_1 = 2$. Тогда $z_2 = i_{12} z_1 = 20,8 \cdot 2 = 41,6 = 42$. Уточненное

$$i_{12} = \frac{42}{2} = 21, \quad n = \frac{960}{21} = 45,7 \text{ об/мин}, \quad \omega = \frac{\pi \cdot 45,7}{30} = 4,76 \text{ рад/сек}.$$

Принимая ориентировочно $q = 10$, определим λ :

$$\lambda = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{10} = 11^\circ 18' 36''.$$

2. Предположим, что $v_{\text{ск}} = 3$ м/сек. Тогда для увеличения запаса надежности выбираем больший из указанных в справочнике значений для f и ρ , соответствующих этой $v_{\text{ск}}$, а именно:

$$f = 0,035; \quad \rho = 2^\circ.$$

Следовательно, к. п. д.

$$\eta_{12} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = 0,95 \frac{0,2}{\operatorname{tg} 13^\circ 18' 36''} = \frac{0,95 \cdot 0,2}{0,237} = 0,8;$$

момент, вращающий колесо, равен

$$M_2 = \frac{1000 N \eta}{\omega_k} = \frac{1000 \cdot 1,7 \cdot 0,8}{4,76} = 286 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

3. Так как скорость скольжения менее 4 м/сек, выберем для червячного колеса Бр. АЖ9-4; тогда

$$C_{\text{ук}}^{(y)} = 0,28 - 0,0235 v_{\text{ск}} = 0,28 - 0,0235 \cdot 3 = 0,21 \text{ Мн/м}^2.$$

При расчете на заедание для Бр. АЖ9-4 множитель, корректирующий коэффициент контактных напряжений, $K_{\text{рк}}^{(y)} = 1$.

4. Учитывая постоянство нагрузки, следует положить $K_{\text{нр}} = 1$. Принимая 7-ю степень точности при $v_1 = 3$ м/сек, имеем $K_{\theta} = 1$. Тогда по формуле (10.20)

$$m \sqrt[3]{q} = \sqrt[3]{\frac{2 K M_2}{[C_{\text{ук}}^{(y)}] z_2^2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,0 \cdot 286}{0,21 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 42^2}} = \\ = \sqrt[3]{1,54 \cdot 10^{-6}} = 0,0116 \text{ м} = 1,16 \text{ см}.$$

При $z_1 = 2$ ближайшее большее значение $m \sqrt[3]{q} = 1,25$ см, $m = 6$ мм, $q = 9$.

5. Уточнение расчета:

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} = \operatorname{arctg} \frac{2}{9} = 12^\circ 31' 44'';$$

$$d_{\partial 1} = m q = 6 \cdot 9 = 54 \text{ мм};$$

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cos \lambda} = \frac{\pi \cdot 960 \cdot 54}{60 \cdot 0,97 \cdot 1000} = 2,8 \text{ м/сек};$$

$$\eta_{12} = 0,95 \frac{0,222}{\operatorname{tg} 14^\circ 31' 44''} = \frac{0,95 \cdot 0,222}{0,26} = 0,81;$$

$$M_2 = M_2' \frac{\eta_{12}}{\eta_{12}'} = 286 \frac{0,81}{0,80} = 290 \text{ н} \cdot \text{м},$$

где штрихом отмечены найденные ранее величины;

$$C_{\text{ук}}^{(y)} = 0,28 - 0,0295 \cdot 2,8 = 0,214 \text{ Мн/м}^2;$$

$$m \sqrt[3]{q} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,0 \cdot 290}{0,214 \cdot 10^6 \cdot 42^2}} = \sqrt[3]{1,55} = 1,155 \text{ см}.$$

Таким образом, выбранные величины $m = 6$ мм, $q = 9$ не требуют изменений.

6. Основные размеры передачи:

$$A = m \frac{z_2 + q}{2} = 6 \frac{42 + 9}{2} = 153 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное межцентровое расстояние $A = 150 \text{ мм.}$ Можно было бы назначить отрицательную коррекцию $m\xi = -3 \text{ мм,}$ но для встроенного редуктора A может и не быть стандартным; далее

	Червяк	Червячное колесо
$d_d, \text{ мм}$	$mq = 6 \cdot 9 = 54$	$mz_2 = 6 \cdot 42 = 252$
$D_e = d_d + 2m, \text{ мм}$	66	264
$D_i = d_d - 2,4m, \text{ мм}$	39,6	237,6

так как для червячных передач высота ножки зуба колеса равна $1,2 m$.

7. Силы в зацеплении:

$$P_2 = P_{A1} = \frac{2M_2}{d_{o2}} = \frac{2 \cdot 290}{252 \cdot 10^{-3}} = 2300 \text{ н;}$$

$$P_R = P_2 \operatorname{tg} \alpha = 2300 \cdot 0,364 = 840 \text{ н;}$$

$$M_1 = 1000 \frac{N}{\omega_1} = \frac{1000 \cdot 1,7}{100} = 17 \text{ н} \cdot \text{м;}$$

$$P_1 = \frac{2M_1}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 17}{54 \cdot 10^{-2}} = 630 \text{ н.}$$

8. Проверка зубьев червячного колеса на изгиб:

$$z_s = \frac{z_2}{\cos^3 \lambda} = \frac{42}{0,97^3} = 46; \quad y_s = 0,482;$$

$$\sigma_n = \frac{KP_2}{d_{o1} m y_s} = \frac{1,0 \cdot 2300}{10^{-6} 54 \cdot 6 \cdot 0,482} = 14,7 \text{ Мн/м}^2.$$

Для Бр. АЖ9-4 $[\sigma_n] = 78,5 \text{ Мн/м}^2$. Таким образом, $\sigma_n < [\sigma_n]$. Теперь остается проверить жесткость червяка и нагревание редуктора.

Проектный расчет глобоидных червячных передач. Нагрузочная способность глобоидных передач (особенности геометрии которых поясняет рис. 10.6), как указывалось выше, значительно превосходит нагрузочную способность передач с архимедовым или с эвольвентным червяком. В связи с этим при проектировании глобоидных передач можно в самом первом приближении поступать так: находить межцентровое расстояние для передачи с цилиндрическим червяком (с помощью формулы 10.20 и таблицы $m\sqrt[3]{q}$), а затем уменьшать его вдвое. Но нужно помнить, что это весьма грубый прием, так как для глобоидных передач m и q не стандартизованы, а стандартными являются только параметры A и D_{i1} . Более точно проектирование глобоидных передач ведут с помощью экспериментальных зависимостей, которые в форме графиков приводятся в специальной литературе.

Размеры глобоидных передач обычно определяются не столько нагрузочной способностью зацепления, сколько нагреванием редуктора и работоспособностью подшипников червячного вала.

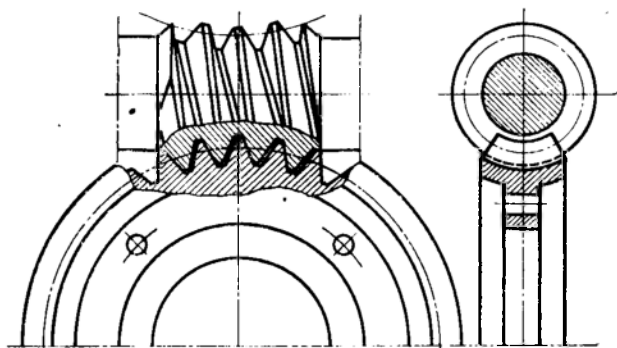


Рис. 10-6

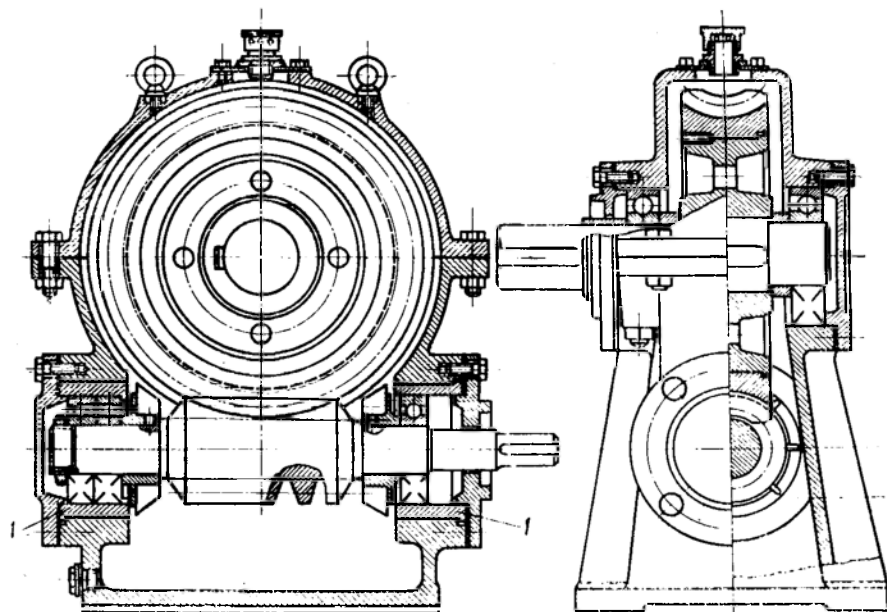


Рис. 10-7

Общая характеристика червячных передач. Для общего знакомства с конструкцией червячных передач на рис. 10-7 представлен автономный редуктор с нижним расположением цилиндрического червяка, со смазкой окунанием. Подшипники червяка устанавливают в корпусе с помощью дополнительных стаканов 1. Это

делается для того, чтобы увеличить диаметр отверстий в корпусе и вынимать через них червяк вместе с подшипниками и брызговиками. При окружной скорости червяка свыше 4 м/сек рекомендуется помещать червяк над колесом.

Червячные передачи по сравнению с зубчатыми имеют меньшие габариты и малые внутренние динамические нагрузки, хорошо прирабатываются и могут работать почти бесшумно. Однако к. п. д. червячных передач значительно ниже, чем зубчатых. Поэтому их применяют для сравнительно небольшой мощности (обычно менее $50 \div 100 \text{ кВт}$), а также в редко работающих или в слабо нагруженных кинематических цепях.

Глава XI

РЕДУКТОРЫ, КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ

[многозвенные передачи]

§ 1. ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ ВРАЩЕНИЯ

В этой главе рассмотрим *редукторы* и *мультипликаторы*, т. е. устройства для понижения и повышения угловой скорости вращения постоянным передаточным отношением. Если это передаточное отношение может принимать несколько дискретных значений в результате ручного управления, то устройство называют *коробкой скоростей*. Все это механизмы, достаточно сложные, чтобы уже считаться целой

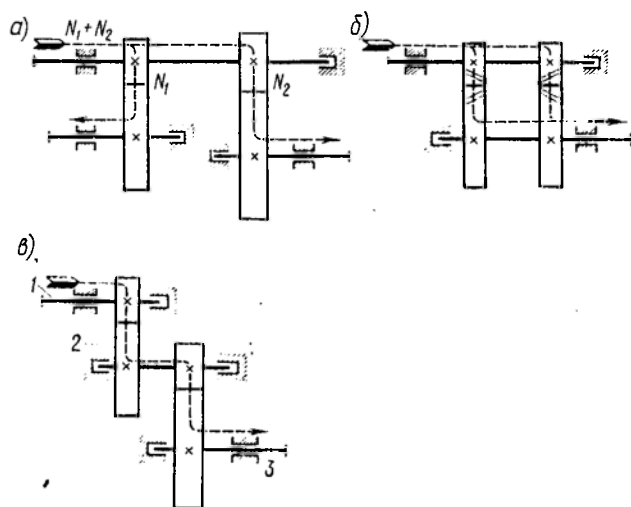


Рис. 11-1

машинной (а не только ее узлом или комплектом), и в то же время только автономные и универсальные по своему применению, что они не связаны с какой-либо узкой отраслью техники.

Многопоточные и многоступенчатые передачи. Из гл. III известно, что в кинематических цепях современных рабочих машин и приборов энергия двигателя может передаваться в несколько адресов — нескольким рабочим органам, скорости которых должны быть согласованы. Такая передача осуществляется *разветвленными кинематическими цепями* (рис. 11-1, а). При этом каждое ответвление цепи может рассматриваться изолированно, так как единственная связь между ними состоит в том, что на ведущем валу мощности всех потребителей суммируются.

В других случаях мощность передается одному и тому же потребителю, но несколькими путями — идентичными передачами, работающими параллельно. Такие передачи называют *многопоточными*. Применяя многопоточные зубчатые передачи, стремятся уменьшить габариты редуктора (рис. 11-1, б), так как нагрузка каждого зацепления при этом уменьшается. Вследствие погрешностей шага колес в ряд случаев нагрузка распределяется по параллельно работающим зацеплениям неравномерно. Тогда расчетную нагрузку одного зацепления определяют делением общей мощности не на истинное число параллельных зацеплений u , а на меньшее число u' (u' , конечно, может быть дробным).

Кроме того, широко применяют последовательное соединение передач (рис. 11-1, в), позволяющее осуществить большое передаточное отношение без пропорционального увеличения размеров и массы редуктора. Такие передачи называют *многоступенчатыми*.

В гл. III было показано, что общее передаточное отношение при последовательном соединении механизмов

$$i_{1n} = \prod_{j=1}^{n-1} i_{j, j+1}, \quad (11.1)$$

Рис. 11-2

т. е. *передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней*.

Из гл. IV известно, что для последовательно соединенных механизмов

$$\eta_{1n} = \prod_{j=1}^{n-1} \eta_{j, j+1}, \quad (11.2)$$

т. е. *к. п. д. многоступенчатой передачи равен произведению к. п. д. отдельных ступеней*.

Если оба колеса промежуточного вала (например, вала 2, рис. 11-1, в) имеют одно и то же число зубьев, то присутствие этих колес не оказывает влияния на общее передаточное отношение, так как

$$i_{13} = i_{12} i_{23} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = \frac{z_3}{z_1}.$$

Поэтому все промежуточные колеса рядовой передачи, изображенной на рис. 11-2, не влияют на ее передаточное отношение, равное отношению чисел зубьев крайних колес: $z_4 : z_1$. Такие промежуточные колеса называют *паразитными*. Их применяют или чтобы изменить направление вращения ведомого колеса, или чтобы увеличить расстояние l_{14} между осями вращения крайних колес.

Кинематические схемы редукторов. На рис. 11-3 представлены типичные кинематические схемы зубчатых редукторов. Чаще всего применяют редукторы с горизонтальным разъемом крышки и корпуса. При этом оси валов расположены в плоскости разреза, что весьма упрощает сборку и контроль передачи. На рис. 11-3, а, б показаны двух- и трехступенчатые однопоточные редукторы. Передаточное отношение одной ступени обычно меньше восьми. Двигатель присоединяется к *быстроходному* валу Б, а полезная нагрузка — к *тихо-*

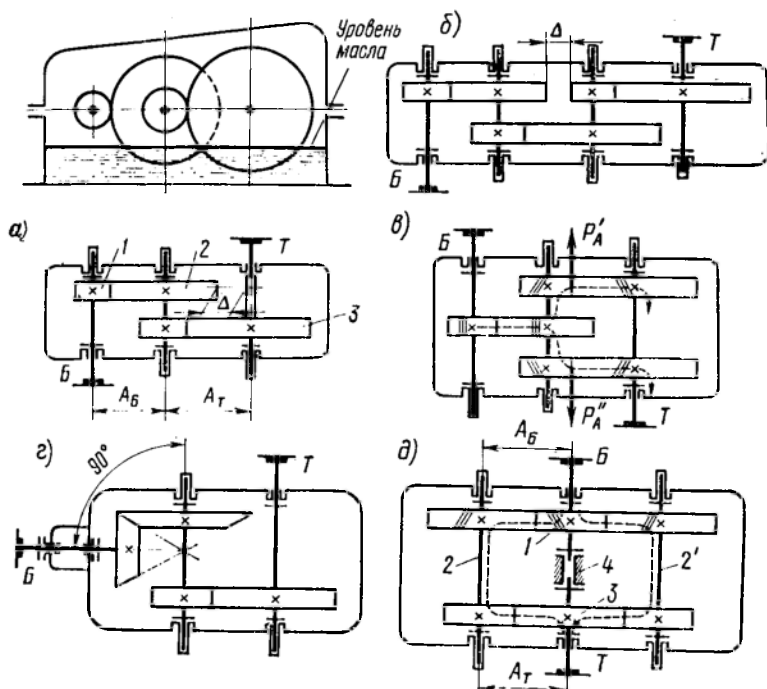


Рис. 11-3

ходному Т. Остальные валы называют *промежуточными*. При окружной скорости колес менее $10 \div 12$ м/сек обычно применяют смазку окунанием. В этом случае желательно иметь не очень большую разницу в диаметрах больших колес разных ступеней. Иначе одно из них будет или не доставать до уровня смазки, или погружаться слишком глубоко, что приведет к увеличению потерь на перемешивание и может вызвать вспенивание масла. С другой стороны, нужно так согласовывать межцентровые расстояния A_B , A_T и передаточные отношения, чтобы не происходило задевания колес за валы и друг за друга. Необходимый зазор Δ должен быть не менее $10 \div 20$ мм. В случае прямозубых или косозубых колес все валы должны иметь опоры, удерживающие их в осевом направлении. При этом осевые перемещения валов будут возможны лишь в пределах теплового зазора в подшипниках (не более 1 мм, см. гл. VI).

На рис. 11-3, в представлен двухступенчатый редуктор с раздвоенной второй ступенью. Для всех многопоточных передач возникает вопрос о правильном распределении мощности между потоками. В случае, показанном на рис. 11-3, в, эта задача решена путем устранения ограничения для осевого перемещения на опорах промежуточного вала. Тогда вал автоматически установится в положении, при котором осевые компоненты P'_A и P'_A давлений в обоих зацеплениях станут равны. Этим уравниваются и окружные силы.

При конструировании опор валов однопоточных редукторов, в случае шевронных колес нужно исходить из тех же соображений, рассматривая каждый полушеvron как самостоятельную ветвь. Во всех описанных схемах применены одни цилиндрические колеса. Именно к таким редукторам относятся рекомендации ГОСТа на основные параметры (A , i , β_0).

В тех случаях, когда по условиям компоновки быстроходный и тихоходный валы пересекаются (обычно под углом 90°), применяют *конический*, а при большом передаточном отношении *коническо-цилиндрический* редуктор (рис. 11-3, г). Без особой необходимости применять конические передачи не следует, так как цилиндрические колеса проще в изготовлении и легче, чем конические. Недостатком конических передач (см. рис. 11-3, г) является также вынужденное консольное расположение конической шестерни, при котором ее вал деформируется больше, что сильнее сказывается на правильности зацепления. При точной сборке вершина начального конуса шестерни должна лежать на оси промежуточного вала. Поэтому конструкция подшипникового узла быстроходного вала должна предусматривать возможность регулировки положения шестерни относительно промежуточного вала, т. е. возможность осевого смещения быстроходного вала. Для этого подшипники быстроходного вала размещают в особом стакане, положение которого относительно корпуса можно регулировать с помощью регулировочных прокладок.

По условиям компоновки агрегата иногда бывает важно, чтобы оси быстроходного и тихоходного валов совпадали. Такие редукторы называют *соосными*. Эта конструкция особенно удобна для передачи мощности параллельными потоками. Например, на рис. 11-3, д показана схема *двухпоточного* соосного редуктора. Зацепления 1, 2, 3 работают последовательно. С другой стороны, два промежуточных вала 2 и 2' работают параллельно, так что каждое из зацеплений 1, 2 и 1, 2' несет лишь половину нагрузки. Выполняя зацепление первой ступени косозубым, а второй — прямозубым, можно добиться почти равного распределения нагрузки по валам 2 и 2'. Это достигается посредством соответствующего осевого перемещения одного из валов при монтаже редуктора с помощью регулировочных прокладок. При таком перемещении, используя наклон зубьев колес первой ступени, можно выбрать излишний боковой зазор в зацеплении.

Для внутренних опор быстроходного и тихоходного валов корпус редуктора должен иметь дополнительный внутренний прилив 4.

Нужно заметить, что при числе параллельных потоков, большем двух, горизонтальный разъем корпуса и крышки становится неудоб-

ным и приходится переходить к разьему по плоскости, перпендикулярной к осям валов. Такая конструкция корпуса называется *фланцевой*. Ее применяют и для однопоточных редукторов в тех случаях, когда это упрощает компоновку всего агрегата, частью которого является редуктор (например, в сочетании с фланцевым электродвигателем). При этом нужно помнить о необходимости герметизации разьема. С увеличением числа потоков возникают дополнительные трудности с равным распределением мощности.

В тех случаях, когда редуктор предназначен для периодической работы с длительными перерывами и для передачи небольшой мощ-

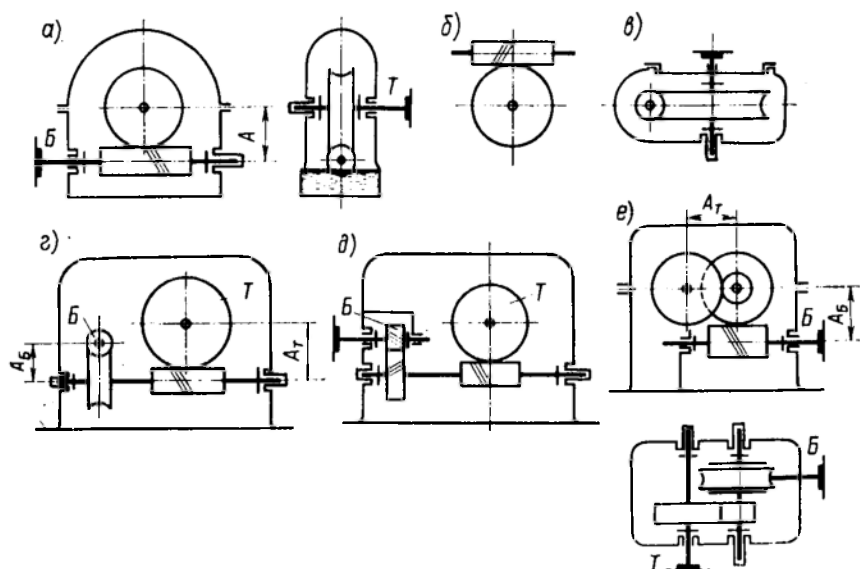


Рис. 11-4

ности (менее 100 *квт*), необходимо оценить целесообразность выбора зубчатого редуктора по сравнению с червячным. Последний получается компактнее и легче зубчатого, но сильно уступает ему в отношении к. п. д.

На рис. 11-4, а, б, в представлены схемы одноступенчатых червячных редукторов, отличающихся только расположением червяка. При смазке окунанием и окружной скорости червяка, равной $4 \div 5$ м/сек, предпочитают нижнее расположение червяка (рис. 11-4, а), при большей скорости (до $10 \div 12$ м/сек) предпочтительнее верхнее расположение (рис. 11-4, б).

Червячные редукторы с вертикальным тихоходным валом (рис. 11-4, в) применяют в случаях, когда этого требует общая компоновка агрегата. Для одноступенчатых автономных редукторов действует особый ГОСТ на основные параметры (A , z_1 , z_2 , m). Эти редукторы используют обычно до передаточных отношений 50—80. При больших передаточных

отношениях применяют *двухступенчатые червячные* (рис. 11-4, *з*) и *зубчато-червячные редукторы* (рис. 11-4, *д*, *е*).

При конструировании червячных редукторов желательно избегать дополнительных разъемов корпуса, предусмотрев возможность вынимания червяка через отверстие для его подшипников. Иногда для этой цели диаметр указанных отверстий умышленно увеличивают, для чего подшипники монтируют в промежуточные стаканы (см. рис. 10-7).

К о р о б к и с к о р о с т е й . Изменение передаточного отношения многоступенчатой передачи на ходу машины является одним из способов управления величиной скорости рабочего звена. Передачи зацеплением допускают только ступенчатое дискретное регулирование передаточного отношения, которое осуществляется путем изменения кинематической схемы перемещением одного из звеньев. Именно так

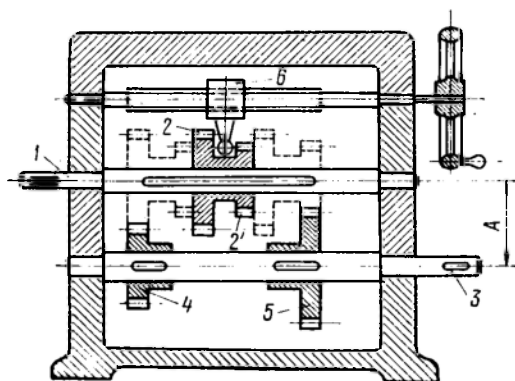


Рис. 11-5

регулируется скорость коробки скоростей в автомобиле. Такие же коробки скоростей находят применение и в кинематических цепях металлорежущих станков и т. п.

Принцип работы коробки скоростей поясняет рис. 11-5. На ведущем валу 1 имеется сдвоенное зубчатое колесо 2,2', которое вращается вместе с валом 1, но может свободно скользить вдоль этого вала по пазам илицевому соединению или по шпонке. На ведомом валу 3 неподвижно закреплены колеса 4 и 5. Положение сдвоенного колеса 2,2' фиксируется рычагом управления 6, который перемещается вращением винта и останавливается в одном из крайних положений. В крайнем левом положении в зацеплении находится колеса 2 и 4. Перемещая сдвоенное колесо вправо, расцепляя передачу 2, 4 и вводя в зацепление пару 2', 5. Обе передачи имеют одинаковое межцентровое расстояние А, но различные передаточные отношения. Таким образом, при неизменной скорости вращения ведущего вала ведомый вал может иметь две *ступени скорости*. С ростом числа возможных сочетаний зацепляющихся колес увеличивается число ступеней передачи.

Недостатком регулирования с помощью коробки скоростей является то, что зубчатые колеса должны входить в зацепление на ходу, при этом в начальный момент контакт распространяется лишь на малую часть полной ширины зуба. С другой стороны, хотя бы часть масс кинематической цепи должна мгновенно изменить свою скорость и только упругие деформации привода ограничивают величину возникающих при этом ударных нагрузок. Поэтому разность скоростей ведущего и ведомого валов, соответствующая соседним ступеням коробки скоростей, должна быть невелика.

§ 2. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Применение зубчатых передач с подвижными осями вращения колес позволяет еще более уменьшать габариты передачи (*планетарные редукторы*) и осуществить механические системы с двумя и более степенями свободы (*дифференциальные передачи*). Ниже рассмотрены два основных варианта одноступенчатой планетарной передачи, построенной из цилиндрических зубчатых колес.

Разновидности планетарных передач. На рис. 11-6 ведущее колесо 1 находится в зацеплении с сателлитом 2, имеющим планетарное движение (вокруг своей оси вращения и вокруг оси вращения водила). Водило H вращается вокруг оси вращения, соосной с осью ведущего колеса 1. Наконец, сателлит одновременно находится в зацеплении с колесом внутреннего зацепления 3, ось вращения которого также совпадает с осью колеса 1. В случае, представленном на рис. 11-6, колесо 3

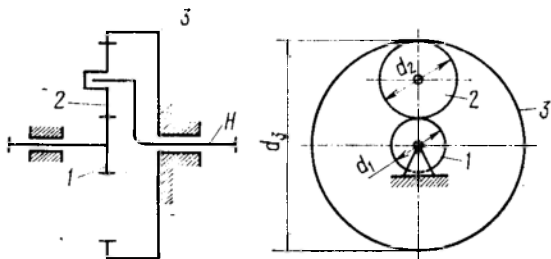


Рис. 11-6

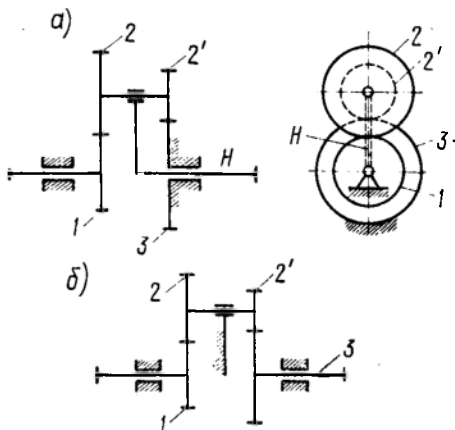
остается неподвижным. Колеса 1 и 3 называются *центральными* (1 — *солнечное*, 3 — *корончатое*).

На рис. 11-7, а оба зацепления внешние и поэтому применен *сдвоенный сателлит*, состоящий из двух жестко связанных колес 2 и 2'. Здесь колесо 3 также неподвижно. Если в этой передаче закрепить водило H и заставить вращаться колесо 3, то получится обыкновенная соосная двухступенчатая передача с неподвижными осями вращения колес, изображенная на рис. 11-7, б.

Передающее отношение планетарной передачи.

Для определения передаточного отношения планетарной передачи введем понятие о знаке передаточного отношения между колесами с параллельными неподвижными осями вращения. Будем считать $i_{12} > 0$, если оба колеса вращаются в одну сторону (что для цилиндрических колес соответствует внутреннему зацеплению), и $i_{12} < 0$, если колеса вращаются в противоположные стороны (при внешнем зацеплении цилиндрических колес).

Рис. 11-7



Теперь заметим, что движение системы твердых тел всегда можно представить как сумму двух движений. В первом из них, *переносном*, относительные перемещения тел отсутствуют и вся система движется как одно из тел системы, как если бы все ее тела были жестко связаны с этим телом. Во втором, *относительном*, тела находятся в движении по отношению к неподвижному первому телу.

Пусть в истинном движении колеса передачи (см. рис. 11-7, а) имеют угловые скорости $\omega_1^{(3)}$, $\omega_2^{(3)}$, $\omega_H^{(3)}$, $\omega_3^{(3)} = 0$. (Здесь и в дальнейшем верхний индекс при обозначении угловой скорости или передаточного отношения указывает, какое из центральных колес 1, 3 или водило H является неподвижным.) Это движение можно представить как результат сложения: 1) движения, при котором все валы и колеса жестко связаны с водилом, имеющим угловую скорость $\omega_H^{(3)}$, и 2) движения относительно неподвижного водила с угловыми скоростями:

$$\begin{aligned}\omega_1^{(H)} &= \omega_1^{(3)} - \omega_H^{(3)}, & \omega_2^{(H)} &= \omega_2^{(3)} - \omega_H^{(3)}, \\ \omega_3^{(H)} &= 0 - \omega_H^{(3)} & \text{и} & \quad \omega_H^{(H)} = \omega_H^{(3)} - \omega_H^{(3)} = 0\end{aligned}$$

Нетрудно заметить, что относительное движение представляет собой движение колес обыкновенного двухступенчатого редуктора с неподвижными осями вращения (см. рис. 11-7, б), передаточное отношение которого выражается уже известными формулами. В частности:

$$\frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = i_{13}^{(H)} = i_{12}^{(H)} i_{23}^{(H)}.$$

Найдем теперь это же передаточное отношение, выражая относительные скорости вращения колес через абсолютные и переносную:

$$\frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1^{(3)} - \omega_H^{(3)}}{-\omega_H^{(3)}} = 1 - \frac{\omega_1^{(3)}}{\omega_H^{(3)}} = 1 - i_{1H}^{(3)} = i_{13}^{(H)},$$

откуда искомое

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)}. \quad (11.3)$$

Для передачи, показанной на рис. 11-7, а, принимая во внимание правило знаков, имеем

$$i_{13}^{(H)} = i_{12}^{(H)} i_{23}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_3}{z_2}\right).$$

Следовательно,

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2}. \quad (11.4)$$

Если все колеса передачи имеют одинаковый модуль и нарезаны без коррекции, то из условия соосности осей 1 и 3 (т. е. из равенства $A_{12} = A_{23}$) следует, что

$$z_1 + z_2 = z_2' + z_3, \quad (11.5)$$

с помощью которого можно исключить одно из z в формуле (11.4).

Передача, изображенная на рис. 11-7, *а*, позволяет осуществить очень большие передаточные отношения. Если применить коррекцию зацепления, то суммарные числа зубьев $z_1 + z_2$ и $z_2' + z_3$ могут быть и неравными. Выбирая, например, $z_1 = 100$, $z_2 = 99$, $z_2' = 100$, $z_3 = 101$, получим

$$1 - \frac{99 \cdot 101}{100 \cdot 100} = 0,0001.$$

Если ведущим звеном будет водило H , то так как

$$i_{H1}^{3'} = \frac{\omega_{H'}^{3'}}{\omega_1^{3'}} = \frac{1}{\omega_1^{3'} : \omega_{H'}^{3'}} = \frac{1}{i_{1H}^{3'}},$$

получим соответственно

$$i_{H1}^{3'} = 1/i_{1H}^{3'} = 1/0,0001 = 10\,000.$$

Однако передаче, представленной на рис. 11-7, *а*, присущ низкий к. п. д. Заметим, что к. п. д. планетарной передачи отличается от

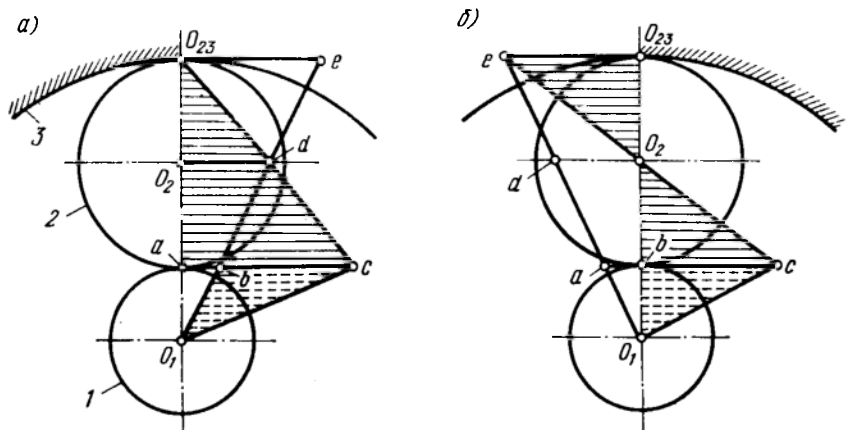


Рис. 11-8

к. п. д. передачи с неподвижными осями вращения колес, так как потери в зацеплении обусловлены относительным, а не абсолютным движением колес. (К этому вопросу мы еще вернемся ниже.) В силовых передачах обычно используют схему (приведенную на рис. 11-6), имеющую более высокий к. п. д., чем передача, изображенная на рис. 11-7, *а*. Для этой схемы

$$i_{1H}^{3'} = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_3}{z_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad \backslash \quad (11.6)$$

Определение передаточного отношения с помощью плана скоростей. Величину передаточного отношения можно найти также, рассматривая линейные, а не угловые скорости. На рис. 11-8, *а* изображены линейные скорости тех точек звеньев механизма, которые лежат на линии центров O_1O_2 . Треугольник O_1ac изображает скорости точек колеса 1, лежащих на линии O_1a ,

треугольник $O_{23}ac$ — скорости точек сателлита 2, лежащих на линии $O_{23}a$, наконец, треугольник $O_1O_{23}e$ — скорости точек водила, лежащих на линии O_1O_{23} . Отрезок O_2d — скорость водила в точке O_2 , равная скорости центра сателлита и, следовательно, половине окружной скорости колеса 1, т. е. половине отрезка ac .

Теперь сообщим системе колес такое вращение относительно O_1 в направлении, обратном движению водила, чтобы водило стало неподвижным. Тогда новые скорости точек колес 1 и 2 в их относительном движении можно получить вычитанием треугольной эпюры $O_1O_{23}e$ из эпюр $O_{23}ac$ и O_1ac (рис. 11-8, а). Результат представлен на рис. 11-8, б, где $bc = ac - ab$.

Так как отношение угловых скоростей равно отношению окружных, взятых на одинаковых радиусах, то связь i_{1H}^{31} с $i_{13}^{(H)}$

определяется соотношениями:

$$i_{1H}^{31} = \frac{ac}{ab} \quad (\text{рис. 11-8, а}),$$

$$i_{13}^{(H)} = -\frac{bc}{ab} \quad (\text{рис. 11-8, б}),$$

откуда

$$i_{1H}^{32} = \frac{ab + bc}{ab} = 1 + \frac{bc}{ab} = 1 - i_{13}^{(H)},$$

как и было найдено ранее.

Определение передаточного отношения из условий равновесия сателлита. Можно использовать еще и третий способ определения передаточного отношения.

Силы, действующие на сателлит передачи (см. рис. 11-6), изображены на рис. 11-9.

Так как к сателлиту не приложен внешний момент, то должно быть $P_{12} = P_{32}$. Если пренебречь потерями в зацеплении, то

$$P_{32} = P_{12} = \frac{M_1}{r_1} \quad \text{и} \quad P_{H2} = P_{12} + P_{32} = \frac{M_H}{r_1 + r_2}.$$

Заметим попутно, что (как видно из этих равенств) подшипник сателлита имеет двойную нагрузку и при конструировании могут возникнуть трудности с его размещением вследствие того, что он может получиться большим по своим размерам.

Так как при $\eta = 1$ силовое передаточное отношение обратно кинематическому, то последнее равно

$$\begin{aligned} i_{1H}^{31} &= \frac{M_H}{M_1} = \frac{(P_{12} + P_{32})(r_1 + r_2)}{P_{12}r_1} = 2 \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) = 1 + \frac{r_1 + 2r_2}{r_1} = \\ &= 1 + \frac{r_3}{r_1} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \end{aligned}$$

Следовательно, и этим способом получено то же значение для кинематического передаточного отношения, что и ранее.

Возвратимся еще раз к планетарной передаче, изображенной на рис. 11-7, а, чтобы выяснить, почему же ее к. п. д. так невысок.

Потери и самоторможение в планетарной передаче. Воспользуемся наглядным представлением, введенным в § 3 гл. IX, когда влияние потерь в зацеплении изображается смещением «силового» полюса относительно кинематического. Заметим, что силовой полюс $O^{(c)}$ смещается от кинематического O в сторону центра ведомого колеса. Поэтому силы P_{12} и $P_{32'}$, действующие на сателлит со стороны центральных колес (рис. 11-10), приложены в точках $O_{12}^{(c)}$ и $O_{33}^{(c)}$, расстояние между которыми меньше расстояния между кинематическими полюсами зацепления O_{12} и O_{23} . Очевидно, что даже незначительное смещение силовых полюсов сильно влияет на величину силы P_{H2} , и, следовательно, на к. п. д. передачи, так как $P_{H2} = P_{32'} - P_{12}$, а $P_{32'} \cdot OO_{33}^{(c)} = P_{12} \cdot OO_{12}^{(c)}$. При малой разнице в числах зубьев z_2 и z_2' , получающейся при большом передаточном отношении, точки $O_{12}^{(c)}$ и $O_{33}^{(c)}$

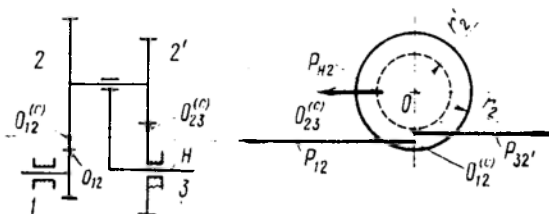


Рис. 11-10

могут совпасть и тогда $P_{32'} = P_{12}$, $P_{H2} = 0$, т. е. к. п. д. станет равным нулю — произойдет самоторможение передачи.

Нужно иметь в виду, что в действительности вследствие потерь в подшипниках самоторможение произойдет еще раньше, чем совпадут точки $O_{12}^{(c)}$ и $O_{23}^{(c)}$.

Особенности прочностного расчета планетарных передач. Размеры колес планетарной передачи, представленной на рис. 11-6, определяются прочностью наружного зацепления, так как σ_k для внутреннего зацепления оказывается меньшим. При этом нагрузочная способность внутреннего зацепления используется неполностью. Для проверочного и проектного расчетов внешнего зацепления служат формулы гл. IX, в которых следует полагать $i_{12} = z_2 : z_1$ и подставлять в качестве расчетного окружного усилия часть общего окружного усилия P , приходящуюся на одно зацепление $P_u = P : u'$ или соответственно вместо M_1 — часть крутящего момента, приходящуюся на одно зацепление $M_{1u} = M_1 : u'$. Здесь u' — расчетное число потоков, которое обычно принимают равным $2/3 \div 3/4$ от числа сателлитов u .

Для многопоточных планетарных передач того же типа, что и изображенная на рис. 11-6, кроме очевидного условия соосности $z_1 + 2z_2 = z_3$, следует соблюдать условие сборки $(z_1 + z_3)/u = k$, где k — целое число. Можно показать, что в противном случае зубья соседних сателлитов не могут одновременно попасть в соответствующие впадины

между зубьями обоих центральных колес. Кроме того, сателлиты не должны задевать друг друга. В этом состоит так называемое *условие соседства*.

Многоступенчатые планетарные передачи. Планетарные передачи, как и передачи с неподвижными осями вращения, можно соединить последовательно. На рис. 11-11, а представлен двухступенчатый трехпоточный планетарный редуктор с плавающей первой ступенью. С технологической точки зрения оба колеса внутреннего зацепления, т. е. коронки 3_1 и 3_2 , удобно выполнять с одинаковым модулем и числами зубьев. Тогда упрощается нарезание зубьев и сборка редуктора, корпус которого должен иметь фланцевую конструкцию. В многоступенчатых планетарных передачах водило первой ступени H_1 несет на себе первое центральное колесо следующей ступени 1_2 , а водило второй ступени H_2 соединено с выходным тихоходным валом T .

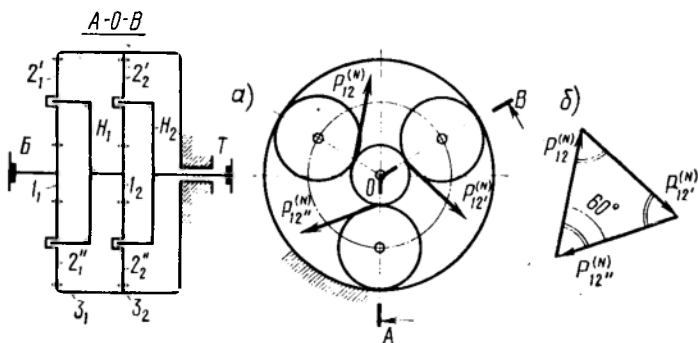


Рис. 11-11

Для того чтобы обеспечить равномерное распределение мощности по всем трем потокам, отказываются от опор для центральных колес 1_1 и 1_2 , а значит и для водила H_1 , в результате чего они вращаются вокруг свободных осей, не заданных кинематическими связями (так как их валы не имеют подшипников). При трех потоках этого достаточно для *статической определенности усилий* во всех зацеплениях (несмотря на присутствие пассивных связей). Действительно, из равенства углов силового треугольника, построенного для солнечного колеса 1_1 (рис. 11-11, б), следует и равенство его сторон, и поэтому $P_{12}^{(N)} = P_{12'}^{(N)} = P_{12''}^{(N)}$. По той же причине одинаковы усилия на зубьях всех трех зацеплений второй ступени. Благодаря этому свойству при расчете зубчатых зацеплений редуктора описанной конструкции можно полагать расчетное число сателлитов равным действительному ($u' = u$). При числе потоков, больших трех, нужны уже дополнительные меры для выравнивания параллельных потоков мощности.

Описанная схема двухступенчатого планетарного редуктора не является единственно возможной. В настоящее время имеется весьма большое число различных структурных схем сложных планетарных передач, подходящих для различных условий работы.

§ 3. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Если позволить свободно вращаться обоим центральным колесам и водилу, то планетарная передача превращается в дифференциальную, имеющую две степени свободы. Примером может служить механизм, изображенный на рис. 11-12. Этот механизм можно использовать или для суммирования на ведомом валу двух заданных движений ведущих валов (два ведущих вала и один ведомый), или для распределения крутящего момента ведущего вала по двум ведомым (один ведущий вал и два ведомых).

Дифференциальная передача для суммирования перемещений. В первом случае угол поворота ведомого вала можно представить как сумму двух последовательных угловых поворотов: одного — вследствие поворота первого ведущего вала при неподвижном втором ведущем вале, другого — соответствующего повороту второго ведущего вала при неподвижном первом ведущем вале. Так как при

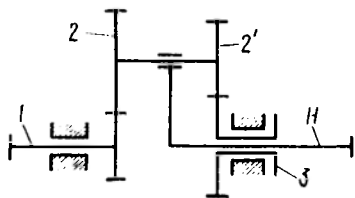


Рис. 11-12

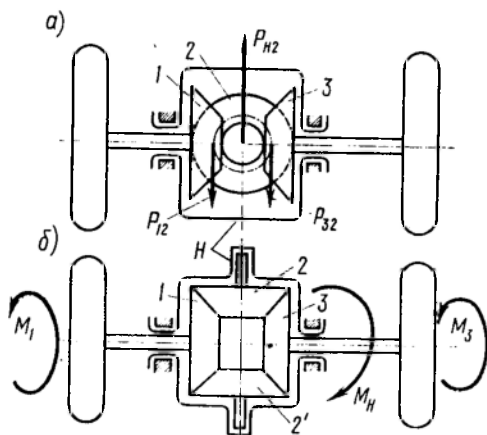


Рис. 11-13

$i = \text{const}$ справедливо соотношение $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$, то из сказанного следует, что если ведомым валом является, например водило, то

$$\varphi_H = i_{H1} \varphi_1 + i_{H3} \varphi_3, \quad (11.7)$$

или, дифференцируя по времени, получим

$$\omega_H = iH_1^3 \omega_1 + iH_3^1 \omega_3. \quad (11.8)$$

Подобным же образом при введомом колесе 3 будем иметь:

$$\omega_2 = i_{3I}^{(II)} \omega_1 + i_{3II}^{(I)} \omega_H.$$

Итак, скорость ведомого вала является линейной функцией скоростей ведущих валов, что и позволяет использовать этот механизм для суммирования скоростей и перемещений.

Дифференциальная передача для разделения передаваемого момента. При втором способе использования механизма, изображенного на рис. 11-12, ведущим валом может быть, например, водило H , а ведомыми — валы центральных

колес 1 и 3. При этом из уравнения (11.8) ясно, что если задана скорость ω_H , то одна из скоростей ω_1 или ω_3 остается неопределенной. Однако достаточно задать момент только на одном из выходных валов, чтобы моменты на двух других выходных валах получили вполне определенные значения. Действительно, на рис. 11-10, б можно видеть, что достаточно знать только одну из окружных сил (P_{12} , P_{32} или P_{H2}), чтобы найти две остальные. В качестве примера такого использования дифференциальной передачи рассмотрим автомобильный дифференциал построенный из конических колес (рис. 11-13, где а — главный вид и б — вид сверху).

На сателлит 2 в плоскости его вращения действуют два окружных усилия P_{12} , P_{32} и реакция водила P_{H2} , передающаяся через его подшипники. Из рисунка ясно, что условия равновесия сателлита требуют, чтобы $P_{12} = P_{32}$. Но так как диаметры обоих центральных конических колес 1 и 3 одинаковы, то из этого равенства следует равенство вращающих моментов на обоих автомобильных полуосях. В результате окружные силы на обоих колесах будут всегда одинаковы, хотя на поворотах колеса должны иметь разную угловую скорость, так как проходят разные пути. Таким образом, автомобильный дифференциал служит для деления момента водила поровну между полуосями, каждая из которых может иметь свою угловую скорость.

Глава XII

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

[передачи зацеплением с гибким звеном]

До сих пор рассматривались только механизмы с жесткими звеньями. Можно построить механизм и с гибким звеном, если оно будет работать на растяжение. Примером такого механизма, передающего движение зацеплением и преобразующего вращательное движение во вращательное, может служить цепная передача, состоящая из стойки, двух звездочек (ведущей и ведомой) и бесконечной *приводной цепи* (рис. 12-1). Цепь составлена из многих звеньев, шарнирно соединенных друг с другом, однако эти шарниры нужны только для придания ей гибкости. Они не увеличивают числа степеней свободы всего механизма, так как цепь постоянно растянута. Чтобы цепь могла огibtать звездочку, шаг ее звеньев t (расстояние между осями шарниров, соединяющих соседние звенья) должен соответствовать шагу зубьев звездочек по их *делительным окружностям*.

За счет свободно провисающей части цепи (а в других случаях с помощью специального натяжного устройства, оттягивающего опоры вала одной из звездочек) поддерживается натяжение цепи. При работе передачи натяжение ведомой ветви уменьшается,

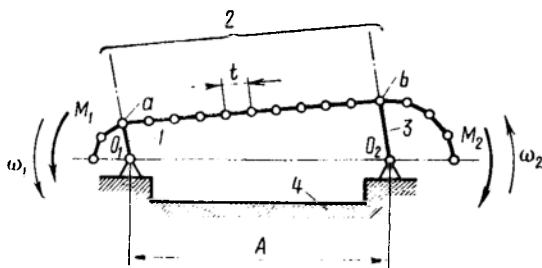


Рис. 12-1

а ведущей увеличивается, но обе они остаются растянутыми. Поэтому расстояние между шарнирами a и b , в которых ведущая ветвь примыкает к участкам, огibaющим звездочки, сохраняется неизменным. В момент, изображенный на рис. 12-1, в шарнирах O_1 , O_2 a и b происходит вращение. В результате мгновенная структурная схема передачи не отличается от схемы шарнирного четырехзвенника с кривошипами $1-O_1a$, $3-O_2b$ и шатуном $2-ab$.

Надетая на зубья звездочки цепь представляет собой многоугольник с периметром tz , где z — число зубьев звездочки. Поэтому, если цепь движется вдоль своего контура со скоростью v м/сек, то ее угловая скорость

$$n = \frac{60v}{tz} 1000 \text{ об/мин}, \quad (12.1)$$

где t — шаг, мм.

Составив подобные соотношения для обеих звездочек и разделив их одно на другое, получим передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (12.2)$$

Межцентровое расстояние передачи A должно быть согласовано с длиной цепи, равной tL_t , где L_t — общее число звеньев цепи (желательно, чтобы L_t было четным, иначе приходится применять специальные переходные звенья). Формулы для расчета числа звеньев L_t по A и обратно выводятся из геометрических зависимостей и приводятся в справочниках.

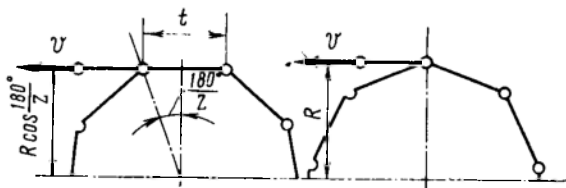


Рис. 12-2

Цепные передачи относятся к числу тех механизмов, у которых мгновенное значение передаточного отношения несколько колеблется, так как радиус окружности, на которой окружная скорость равна скорости цепи v , меняется от R до $R \cos 180^\circ/z$, как это видно из рис. 12-2. В результате возникает некоторая неравномерность вращения звездочки и появляется дополнительная динамическая нагрузка. Это снижает величину допускаемой максимальной скорости цепных передач.

Изменение натяжения ветвей цепи при работе передачи можно определить с помощью рис. 12-3. На рисунке подвижную (правую) звез-

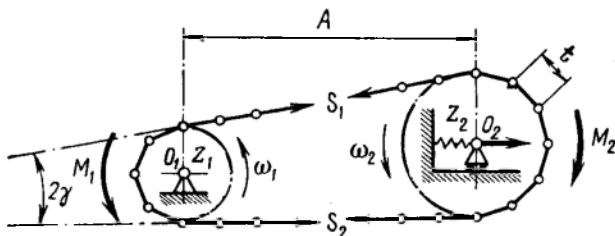


Рис. 12-3

дочку отжимает пружина (или противовес) и она поэтому производит на цепь постоянное по величине давление, вызывающее в цепи натяжение S_0 . При вращении звездочек цепь движется вдоль самой себя и на ее криволинейных участках, огибающих звездочки, возникает центробежная сила, вызывающая дополнительное натяжение $S_v = mv^2$, где v м/сек — скорость цепи, а m — масса отрезка цепи длиной 1 м. Поэтому сумма натяжений обеих ветвей равна

$$S_1 + S_2 = 2S_0 + 2S_v. \quad (12.3)$$

При работе передачи нагрузка на подшипники валов, несущих звездочки, почти не изменяется и остается равной $2S_0 \cos \gamma$, где γ — угол наклона ветви цепи к линии центров O_1O_2 .

Разность натяжений ветвей равна *окружному усилию*, действие которого уравнивает движущий момент,

$$P \approx S_1 - S_2. \quad (12.4)$$

Если N — передаваемая мощность в киловаттах, то, пренебрегая некоторой отмеченной выше неравномерностью движения, получим

$$P = \frac{1000N}{v} \text{ н} \quad \text{или} \quad P = \frac{102N}{v} \text{ кгс}. \quad (12.5)$$

Теперь, зная P и $2S_0$, нетрудно найти S_1 и S_2 .

К. п. д. цепной передачи зависит от способа смазки (периодическая или окунанием в герметическом кожухе), но вообще достаточно высок ($\eta = 0,96 \div 0,98$).

В СССР стандартизованы несколько типов цепей.

Наиболее распространены *роликовые цепи* (рис. 12-4).

В этих цепях валики 1 неподвижно скреплены с наружными пластинами 2,

а втулки 3 — с внутренними 4. Когда шарнир занимает положение a (или b ,

см. рис. 12-1), в нем начинается вращение — втулка

поворачивается относительно валика на угол $2\pi/z$,

после чего звено ложится на звездочку и движется

вместе с ней как одно твердое тело. Ролик 5 служит для защиты втулки в момент входа шарнира

в зацепление со звездочкой. Профиль зуба звездочки определяется

условиями свободного выхода ролика цепи из впадины между зубьями.

Валики и втулки обычно изготавливают из цементируемых сталей 15, 20 и др. После цементации их закаливают до твердости $HRC 45 \div 60$.

Материал пластин — сталь 45 и 50 с закалкой до $HRC 30 \div 50$. Шарниры периодически смазывают путем проваривания цепи в нагретой

консистентной смазке. При рабочей скорости цепи свыше 8 м/сек применяют жидкую смазку окунанием или разбрызгиванием. Цепь, изображенная на рис. 12-4, называется *однорядной*. Две или три таких цепи,

собранные на общих более длинных валиках 1, образуют соответственно *двух-* или *трехрядную* цепь.

Подбор (расчет) цепей производят по методу сравнения с эталонной передачей. При этом исходят из величины так называемого полезного

давления p в шарнире. Оно представляет собой частное от деления *полезного натяжения*, равного номинальному окружному усилию P ,

на площадь проекции опорной поверхности шарнира, на которой про-

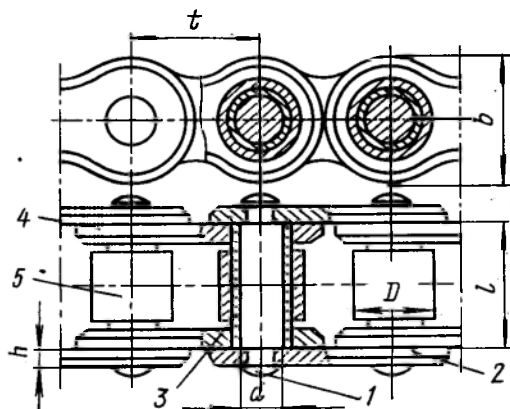


Рис. 12-4

исходит скольжение. Т. е. согласно рис. 12-4.

$$p = \frac{P}{zld}, \quad (12.6)$$

где z — число рядов цепи.

Допускаемое давление $[p]$ уменьшается с увеличением окружной скорости v , а также зависит от других факторов, оцениваемых произведением корректирующих коэффициентов $K_3 = K_1 K_2 K_3 \dots$. Если номинальное значение допускаемого давления обозначить $[p_0]$, то

$$[p] = [p_0] / K_3. \quad (12.7)$$

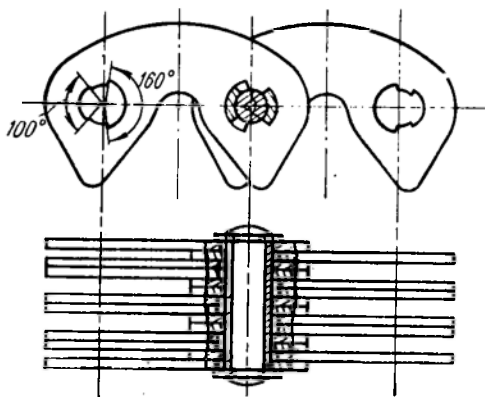


Рис. 12-5

Численные значения коэффициентов K и давления $[p_0]$ приводятся в справочной литературе. Обычно $[p_0] = 35 \div 15 \text{ Мн/м}^2 = 350 \div 150 \text{ кгс/см}^2$.

Чем крупнее шаг t , тем больше ld , но тем неравномернее движется цепь и тем больше величина вредных динамических нагрузок. Поэтому лучше выбирать *многорядную*

цепь (число рядов бывает от *одного* до *трех*) с меньшим шагом, чем однорядную с более крупным шагом. Необходимое число рядов z определяют из соотношения

$$z \geq \frac{P}{[p_0] ld}. \quad (12.8)$$

На рис. 12-5 изображена *зубчатая цепь*. Такие цепи по своей работоспособности превосходят роликовые и могут работать при больших окружных скоростях и с меньшим шумом, но они сложнее в изготовлении.

Цепные передачи находят применение в тех случаях, когда вал, на который нужно передать вращение, по условиям компоновки машины оказывается удаленным от ведущего на значительное расстояние. Они менее чувствительны к небольшим колебаниям величины A , а также к незначительным отступлениям от параллельности валов, чем зубчатые передачи. Наконец, цепные передачи пригодны для *группового привода*, т. е. для передачи вращения от ведущего вала сразу к нескольким ведомым валам. Однако они плохо работают при повышенных скоростях.

В механизмах конвейеров и транспортеров, движущихся с относительно невысокой скоростью, широко применяют *тяговые цепи*, имеющие упрощенную конструкцию сравнительно с описанными выше *приводными цепями*.

ПЕРЕДАЧИ ТРЕНИЕМ

[фрикционные механизмы]

§ 1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

У всех рассмотренных до сих пор механизмов силой, движущей ведомое звено, был компонент давления ведущего звена, направленный по нормали к поверхности соприкосновения звеньев. В передачах трением движущей силой является касательный компонент давления, т. е. сила трения, так как равнодействующая нормальных давлений обычно проходит через ось вращения.

Устройство ременной передачи. Особенности передач трением удобнее изучить, начав с передачи с гибким звеном. Всякую такую передачу принято называть *ременной* независимо от

того, каковы форма сечения и материал гибкого элемента. Схема ременной передачи изображена на рис. 13-1. Она сходна со схемой цепной передачи (см. рис. 12-1), но вместо звездочек здесь применены *шкивы*, выполненные в форме тел вращения. Если шкивы цилиндрические, то их огибает ремень, имеющий форму ленты. В случае желобчатых шкивов в желобах (ручьях) размещают ремни трапециевидного сечения — *клиновые ремни*.

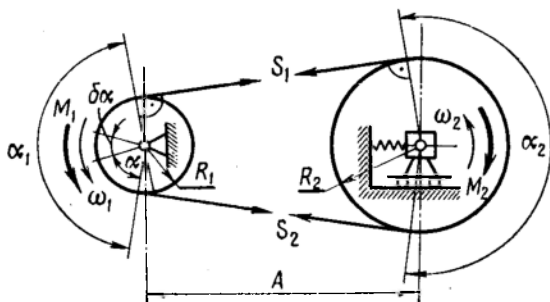


Рис. 13-1

Чтобы создалось необходимое трение между ремнем и ободом шкива, ремень должен иметь достаточное *начальное натяжение*, чего достигают предварительным растяжением при надевании ремня на шкивы. Более совершенным способом создания такого натяжения является устройство подвижной опоры для одного из шкивов, как показано на рис. 13-1, где сила пружины отжимает правую опору и натягивает ремень. Такие передачи называют *самонатяжными* (применяют и другие способы для поддержания натяжения).

Ф о р м у л а Э й л е р а. Выясним, как образуется окружная сила на ободе шкива. Для этого вырежем элемент ремня $R_1 da$ на ведущем шкиве (рис. 13-2, а). Пусть положение элемента координирует центральный угол α , отсчитываемый от начала сбегающей ветви (рис. 13-2, б). Этот элемент находится под действием сил натяжения S и $S + dS$, нормального давления со стороны обода шкива $q_N B R_1 da$ и силы трения обода о ремень $f q_N B R_1 da$, где B — ширина обода, f — коэффициент трения.

Проектируя все силы на касательную и на нормаль к элементу, найдем:

$$dS = f q_N B R_1 d\alpha,$$

$$2S \sin d\alpha/2 = S d\alpha = q_N B R_1 d\alpha$$

(по малости $d\alpha$ $\cos d\alpha/2 \approx 1$, $\sin d\alpha/2 \approx d\alpha/2$). Или, после деления одного равенства на другое, $dS = f S d\alpha$. Интегрируя и принимая во внимание, что при $\alpha = 0$ в точке c $S = S_2$ (рис. 13-2, б), т. е. натяжению ведомой ветви, найдем зависимость натяжения ремня S от текущего значения угла α :

$$S = S_2 e^{f\alpha}. \quad (13.1)$$

Распространяя интегрирование на всю дугу обхвата α_1 , в пределах которой ремень соприкасается со шкивом, получим формулу Эйлера:

$$(S_1)_{\max} = S_2 e^{f\alpha_1}. \quad (13.2)$$

Согласно формулам (12.4) и (13.2) окружная сила

$$P = S_1 - S_2 = S_2 (e^{f\alpha_1} - 1).$$

А так как, пренебрегая натяжением S_0 от центробежной силы, из формулы (12.3) получаем

$$2S_0 = S_1 + S_2 = S_2 (e^{f\alpha_1} + 1),$$

то

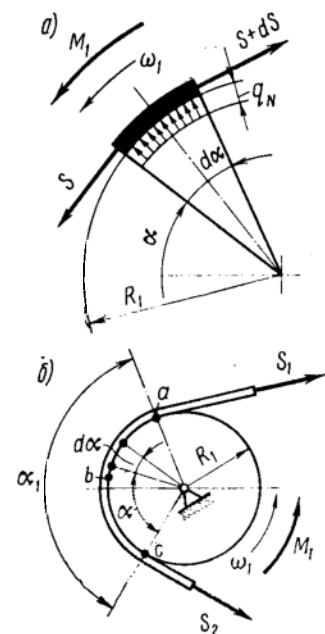
$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2}, \quad S_1 = S_0 + \frac{P}{2}. \quad (13.3)$$

И, кроме того,

$$P = 2S_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}. \quad (13.4)$$

Таким образом, в рассмотренном случае окружная сила зависит от начального натяжения S_0 , дуги обхвата α_1 и коэффициента трения f и имеет вполне определенную величину. Это получилось потому, что мы предположили, что скольжение ремня о шкив происходит по всей поверхности их соприкосновения. Однако такие условия существуют только у ленточного тормоза. В ременной же передаче величина окружной силы определяется величиной нагрузки ($P = \frac{2M}{D}$), и так как нагрузка может иметь разные значения, разные значения должна иметь и сила P . Из формулы (13.4) видно, что P может иметь разные значения только в том случае, если дуга обхвата α_1 будет величиной переменной, что невозможно, поскольку α_1 зависит только от размеров A , D_1 и D_2 (см. рис. 13.1). В действительности этого противоречия не возникает, так как ремень обладает некоторой упругостью и его скольжение по ободу шкива происходит только на части дуги обхвата

Рис. 13-2



в пределах так называемой *дуги скольжения*, меньшей полной дуги обхвата.

Упругое скольжение. Один и тот же элемент ремня Δl имеет разную длину при набегании на шкив в точке a и при сбегаии со шкива в точке c (см. рис. 13-2), так как в a он растянут натяжением S_1 , а в c — натяжением S_2 ($S_1 > S_2$, следовательно, $\Delta l_1 > \Delta l_2$). Чугунный шкив по сравнению с ремнем можно считать идеально твердым телом. Элемент ремня, лежащий на шкиве, должен изменить свою длину Δl_1 на Δl_2 , пока шкив повернется на угол α_1 . Очевидно, это может произойти только за счет скольжения ремня по шкиву, поскольку элемент поверхности обода шкива, на котором покоится элемент ремня, не меняет своей длины. Скольжение начинается от точки c и существует в пределах всей дуги скольжения bc . В пределах остальной части ab дуги обхвата ремень не скользит по шкиву и длина его элемента не изменяется. В пределах дуги скольжения действительно соотношение (13.1). В пределах дуги покоя относительное удлинение элемента ремня остается неизменным, а следовательно, при достаточном тонком ремне остается постоянным и его натяжение, которое таким образом должно быть равно натяжению набегающей ветви S_1 . Если теперь в формуле (13.4) заменить α_1 на $\alpha_{ск} = bc/R_1$, то она станет справедливой для ременной передачи. Из этой формулы видно, что при $M = 0$ должно быть $\alpha_{ск} = 0$. С ростом нагрузки (т. е. M и P) увеличивается $\alpha_{ск}$ вследствие уменьшения дуги покоя $\alpha_{пок}$ ($\alpha_{ск} + \alpha_{пок} = \alpha_1$). Так будет до тех пор, пока $\alpha_{ск} < \alpha_1$.

Один и тот же элемент ремня имеет разную скорость, находясь на ведущей и на ведомой ветвях, так как его длина во время прохождения вдоль этих ветвей различна. Отношение этих скоростей равно отношению соответствующих длин, т. е.

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\Delta l_1}{\Delta l_2} = \frac{\Delta l_0 \left(1 + \frac{\sigma_1}{E}\right)}{\Delta l_0 \left(1 + \frac{\sigma_2}{E}\right)} \approx 1 + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{E} = 1 + \frac{S_1 - S_2}{EF} = 1 + \frac{P}{EF},$$

где σ — напряжение, E — модуль упругости материала ремня, а F — площадь его поперечного сечения.

В пределах дуги покоя скорости ремня и обода шкива одинаковы. Поэтому $\omega_1 = v_1/R_1$. Для ведомого шкива дуга покоя располагается также со стороны набегающей ветви. Поэтому $\omega_2 = v_2/R_2$. Тогда передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2v_1}{D_1} : \frac{2v_2}{D_2} = \frac{D_2}{D_1} \left(1 + \frac{P}{EF}\right) = \frac{D_2}{D_1} (1 + \epsilon). \quad (13.5)$$

Здесь поправочный член

$$\epsilon = P/EF \quad (13.6)$$

называют *коэффициентом упругого скольжения ремня* (практически он весьма невелик: $\epsilon = 0,01 \div 0,02$).

С увеличением полезного сопротивления на валу ведомого шкива, а с ним вместе и передаваемого окружного усилия P , растет и значение

коэффициента упругого скольжения. Это означает, что для ременной передачи (см. далее), как и для всякой передачи трением, *передаточное отношение не постоянно*, а зависит от величины нагрузки передачи.

Опытные кривые скольжения. В действительности, коэффициент трения не постоянен, а является некоторой функцией поверхностного давления q_N , скорости скольжения, температуры и влажности. Поэтому формула Эйлера, устанавливающая связь между натяжениями ветвей в момент, когда дуга скольжения становится равной дуге охвата, не вполне точна. Принято поэтому вести проектирование ременной передачи по методу сравнения ее с эталонной экспериментальной передачей, для которой опытным путем установлено оптимальное значение полезного натяжения в ремне P_m . Ему соответствует *оптимальное полезное напряжение*

$$\sigma_m = P_m / F, \quad (13.7)$$

где P_m — определяется по результатам испытания; F — площадь поперечного сечения ремня.

При $P < P_m$ передача недогружена и, следовательно, возможности ее использования не полностью. При $P > P_m$ возрастает скольжение и падает к. п. д. На рис. 13-3 представлены опытные зависимости коэффициента упру-

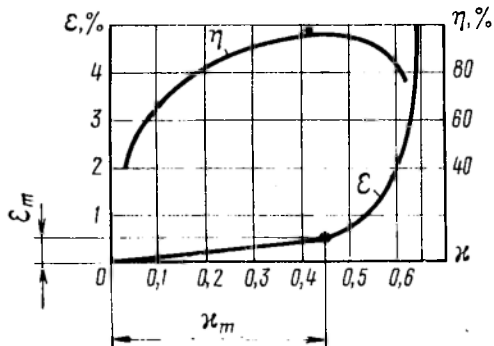


Рис. 13-3

го скольжения ϵ и к. п. д. η от так называемого *коэффициента тяги* $\kappa = P/2S_0$ (S_0 — сила начального натяжения), характеризующего *степень нагруженности* испытываемой передачи.

Из рисунка видно, что вначале скольжение растет пропорционально окружному усилию, характеризующему величиной κ , как это и следует из выражения (13.6). При этом дуга скольжения постепенно увеличивается за счет дуги покоя. В точке $\kappa = \kappa_m$ (и $\epsilon = \epsilon_m$) дуга скольжения достаточно близка к дуге охвата. При дальнейшем увеличении κ скольжение распространяется на всю дугу охвата. В результате резко увеличивается скорость скольжения, а к. п. д. падает, что приводит к недопустимому нагреванию передачи. Наконец, дальнейшее увеличение нагрузки ремня становится невозможным из-за исчезновения зависимости между величиной окружной силы и скоростью скольжения, которая может беспрестанно расти, не вызывая увеличения окружной силы. Это явление называют *буксованием ремня*. Описанный опыт позволяет определить оптимальное значение коэффициента тяги и соответствующее ему полезное напряжение:

$$\sigma_m = 2S_0 \kappa_m / F. \quad (13.8)$$

Вид формулы (13.8) может навести на мысль, что можно увеличить предельное окружное усилие P_m , увеличивая начальное

натяжение S_0 . Однако это справедливо только в определенных пределах.

Ремни изготавливают из прорезиненной ткани (бельтинга), хлопчатобумажной или шерстяной ленты, а также из капрона. При некотором начальном напряжении $\{\sigma_0\} = \{S_0\}/F$ ремни из этих материалов начинают чрезмерно быстро вытягиваться (релаксировать). Этим и определяется допустимая максимальная величина $[\sigma_0]$ и, следовательно, $[S_0]$ (для прорезиненных ремней $[\sigma_0] \approx 1,8 \text{ Мн/м}^2 = 18 \text{ кгс/см}^2$).

Итак, соотношение (13.8) дает возможность найти опытным путем оптимальную величину полезного напряжения σ_m , которая приводится в справочниках для ремней из разных материалов.

Расчет ременной передачи. При расчете переходят от эталонной передачи к реальной с помощью корректирующих коэффициентов C_0, C_α, C_v, C_H , учитывающих влияние угла наклона ветвей передачи к горизонту, влияние меньшего угла обхвата α_1 , скорости ремня v и характера работы соответственно. С увеличением наклона линии центров передачи к горизонту вес ремня уменьшает его давление на нижний шкив, что эквивалентно уменьшению S_0 . Поэтому значение коэффициента C_0 , который для горизонтальных передач берут равным 1, с увеличением наклона передачи понижается. С ростом передаточного отношения i_{12} и уменьшением A становится меньше α_1 , а следовательно, и максимально возможная окружная сила (см. 13.2). При $\alpha_1 = 180^\circ$ $C_\alpha = 1$, так как в эталонной передаче $i_{12} = 1$ и, следовательно, $\alpha_1 = 180^\circ$. С повышением скорости соответственно растет натяжение от центробежной силы S_v . При неподвижных опорах это приводит к уменьшению давления ремня на шкив, так как общее натяжение ремня не меняется ($S_0 + S_v = \text{const}$). Это приводит к снижению максимальной окружной силы (13.4). Так как в эталонной передаче $v = 10 \text{ м/сек}$, то при этом значении скорости коэффициент $C_v = 1$. В *самонатяжных* передачах, когда одна из опор подвижна, пружина или противовес давит на опору шкива и поддерживает натяжение в ремне так, что $S_0 = \text{const}$. При этом $S_0 + S_v \neq \text{const}$ и всегда $C_v = 1$. Наконец, последний коэффициент C_H оценивает влияние кратковременных перегрузок. При спокойной нагрузке $C_H = 1$. Рекомендуемые значения этих коэффициентов указываются в справочной литературе. Расчетная формула имеет вид:

$$[P] = F \sigma_m C_0 C_\alpha C_v C_H. \quad (13.9)$$

Необходимо, чтобы расчетная окружная сила P была меньше допускаемой, определяемой по формуле (13.9): $P < [P]$.

Ряды диаметров шкивов и сечений ремней стандартизованы. Во избежание больших напряжений изгиба в ремне при выборе его типоразмера следует соблюдать соотношение $40h \leq D_1$, где h — толщина ремня, а D_1 — диаметр меньшего шкива.

Кроме проверки передачи по тяговой способности следует проверять ее по числу пробегов ремня n , т. е. по числу оборотов в секунду, которое делает каждое сечение ремня, движущееся вдоль его контура. Число пробегов

$$n = v/L, \quad (13.10)$$

где v — скорость ремня, а L — развернутая длина его контура. Во избежание перегрева и быстрого износа ремня должно быть

$$u < [u], \quad (13.11)$$

где $[u] = 5 \div 7$ об/сек.

Длину ремня L и угол α_1 вычисляют через главные размеры A , D_1 и D_2 по формулам, помещенным в приложениях, которые без затруднений выводятся из очевидных геометрических зависимостей.

Нагрузка на опоры шкивов. Следует помнить, что начальное натяжение ременной передачи определяет силу, с которой шкивы давят на опоры:

$$Q_R = 2S_0 \cos \gamma = 2F[\sigma_0] \cos \gamma. \quad (13.12)$$

Для ременной передачи начальное натяжение при том же передаваемом окружном усилии P значительно больше, чем для цепной. Если для цепной передачи $2S_0 \approx 1,1 P$, то для ременной оно примерно в три раза больше. Поэтому давление на опоры в ременной передаче больше, чем в цепной или зубчатой.

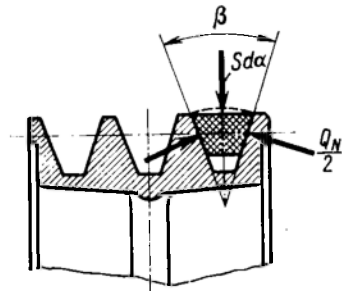


Рис. 13-4

Клиноременная передача. Для повышения силы тяги при том же натяжении ремня было бы важно увеличить силу трения между ремнем и шкивом. Сделать это можно, применяя клиновые ремни (рис. 13-4) и шкивы с желобками. Элемент плоского ремня шириной B и длиной Rda оказывает

давление на поверхность гладкого шкива, равное $q_N BRda = Sda$ (см. вывод формулы 13.1 и рис. 13-2). Давление Q_N элемента клинового ремня той же длины на обе боковые поверхности желобка больше Sda . Пусть угол между образующими конусов в поперечном сечении канавки равен β , тогда

$$2 \frac{Q_N}{2} \sin \frac{\beta}{2} = S da.$$

А так как сила трения между ремнем и шкивом пропорциональна нормальному давлению между ними, то

$$f Q_N = \left(\frac{f}{\sin \beta/2} \right) S da, \quad (13.13)$$

откуда видно, что соотношение (13.1) и другие, выведенные для плоскоременной передачи, справедливы и для клиноременной, если в них заменить действительный коэффициент трения f на конструктивный, или приведенный, $f' = \frac{f}{\sin \beta/2}$.

В точке сбегания ремня со шкива он должен свободно выходить из желобка. Но при очень малом угле β возникает самозаклинивание, т. е. «самоторможение» ремня в желобке. Поэтому угол β не должен быть слишком мал. По стандарту β близок к 38° . Увеличение сцепле-

ния клинового ремня со шкивом приводит к соответствующему возрастанию значения коэффициента тяги κ_m . Это позволяет брать меньшие углы обхвата α , и, следовательно, большие передаточные отношения i_{12} при том же межцентровом расстоянии A , или наоборот, при том же i_{12} уменьшать A . Поэтому по габаритам клиноременная передача меньше аналогичной плоскоремной.

При проектировании клиноременной передачи нужно иметь в виду, что стандартизован ряд профилей сечения ремня (0, A, B и т. д.), длины ремней L и диаметры шкивов. Так как ремни изготовляют бесконечными, межцентровое расстояние A должно быть согласовано с L , D_1 и D_2 .

Соответствующие геометрические зависимости легко выводятся и приведены в приложении и в справочниках.

Число клиновых ремней z определяют по формуле

$$z \geq \frac{P}{[P_0]C}, \quad (13.14)$$

где $[P_0]$ — допускаемая окружная сила, передаваемая одним ремнем, величину которой устанавливают по результатам испытания эталонной передачи. Значения $[P_0]$ приводятся в приложении и в справочниках для каждого профиля ремня в функции напряжения от начального натяжения и диаметра меньшего шкива;

C — произведение перечисленных ранее корректирующих коэффициентов.

Для клиноременной передачи принимают допускаемое число пробегов $[u] = 10$ и только при особых требованиях к уменьшению габаритов допускают $[u] = 20$.

Пример. Спроектировать клиноременную передачу от электродвигателя с $n_d = 2850$ об/мин, $N = 1$ кВт к вариатору с $n_b = 830$ об/мин. Нагрузка с умеренными колебаниями. Передача горизонтальная. Желательно, чтобы габарит передачи был наименьшим.

Решение. Будем вести расчет параллельно для ремней двух профилей сечения ремня.

В а р и а н т 1	В а р и а н т 2
(профиль сечения 0)	(профиль сечения A)

Наименьший расчетный диаметр шкива, соответствующий профилю ремня (см. приложения), мм:

D_1	71	100

Передаточное отношение

$i = \frac{\omega_d}{\omega_b} = \frac{n_d}{n_b}$	$\frac{2850}{830} = 3,44$	3,44

Диаметр большего шкива, мм

$D_2 = \frac{iD_1}{1+\varepsilon}$	$\frac{3,44 \cdot 71}{1+0,02} = 240$	338

Диаметры шкивов 240 и 338 в стандарте отсутствуют. Ближайшие размеры диаметров, имеющиеся в стандарте, — 250 и 355 мм.

Окружная скорость, *м/сек*

$$v = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} \quad \frac{\pi \cdot 71 \cdot 2850}{60 \cdot 1000} = 10,6 \quad 15$$

Окружная сила, *н*

$$P = \frac{1000 N}{v} \quad \frac{1000 \cdot 1}{10,6} = 94,5 \quad \frac{1000 \cdot 1}{15} = 66,7$$

Допускаемая полезная нагрузка ремня (см. приложения), *н*

$$[P_0] \quad 67 \quad 120$$

Наименьшее возможное межцентровое расстояние, *мм*

$$A_{\min} = 0,55 (D_1 + D_2) + h \quad 0,55 (71 + 250) + 6 = 183 \quad 0,55 (100 + 335) + 8 = 258$$

$$\alpha_1 = \pi - \frac{D_2 - D_1}{A} \quad \pi - \frac{250 - 71}{183} = 2,164 \text{ рад} = 125^\circ \quad \pi - \frac{355 - 100}{258} = 2,15 \text{ рад} = 123^\circ$$

$$C_\alpha \quad 0,845 \quad 0,85$$

$$C_0 \quad 1,0 \quad 1,0$$

$$C_v \quad 1,0 \quad 0,94$$

$$C_H \quad 0,9 \quad 0,9$$

$$C = C_0 C_\alpha C_v C_H \quad 0,76 \quad 0,72$$

Число ремней

$$z \geq \frac{P}{C [P_0]} \quad \frac{94,5}{0,76 \cdot 67} = 1,85 \quad \frac{66,7}{0,74 \cdot 120} = 0,77$$

($z = 2$) ($z = 1$)

Длина ремня, *мм*

$$L = 0,5 (D_1 + D_2) \pi + 2A + (D_2 - D_1)^2 : 4A \quad 915 \quad 1294$$

Для этих длин стандартизованы не расчетные, а внутренние длины $L_{\text{вн}} = L$ — поправка = 915 — 25 = 890 *мм*, 1294 — 33 = 1261 *мм*. Ближайшая большая стандартная длина

$$L_{\text{вн}} \text{ стандартная, мм} \quad 900 \quad 1320$$

Число пробогов ремня в секунду

$$u = \frac{v}{L} \quad \frac{10,6}{900 + 25} = 11,5 \quad \frac{15}{1320 + 33} = 11,1$$

В нашем задании содержится требование обеспечить наименьший габарит. Поэтому примем $[u] = 20$. Тогда можно не увеличивать L .

Теперь по найденному L следует подсчитать уточненное A . Из сравнения обоих вариантов видно, что оба они удовлетворяют поставленным условиям. Но передача по варианту 1 более компактна и ремни в ней используются лучше.

Общая характеристика ременных передач. Ременные передачи дешевы в изготовлении, нечувствительны к неточностям сборки и кратковременным перегрузкам, работают бесшумно. Основными их недостатками по сравнению с передачами зацепления являются большой габарит и необходимость периодической замены изношенных ремней. Перспективы использования ременных передач зависят от возможностей повышения напряжения в ремне и, главное, от возможности увеличения окружной скорости. Последняя лимитируется нагреванием вследствие скольжения ремня и механического гистерезиса и обычно не превосходит $15 \div 20$ м/сек. К. п. д. ременных передач ниже, чем зубчатых, и лежит в пределах 0,92—0,95. В связи с этим их применяют лишь при небольшой передаваемой мощности $N \leq 10 \div 15$ квт. Передаточное отношение плоскоремennых передач не превышает 4, клиноремennых — 6.

Применяются передачи с ремнями, армированными стальной проволокой, с капроновыми ремнями повышенной прочности, а также передачи с зубчатым ремнем, занимающие промежуточное положение между обычной ременной и цепной передачами.

§ 2. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

Фрикционные передачи. Фрикционными передачами называют передачи трением с жесткими звеньями. Их используют для преобразования вращательного движения как во вращательное, так и в поступательное.

На рис. 13-5 показана схема простейшей фрикционной передачи с цилиндрическими роликами. Главные части ее: ведущий 1 и ведомый 2 ролики и стойка 4. Нельзя, однако, соединить оба ролика со стойкой непосредственно парами вращения. Чтобы создать нормальное давление $P_{21}^{(N)}$ в точке соприкосновения роликов, нужно ввести дополнительный ползун 3. Тогда под действием пружины ролик 1 будет постоянно прижат к ролику 2. На рис. 13-6 изображена передача с коническими роликами 1 и 2, тоже имеющими линейное касание.

Связи в фрикционном механизме. Плоский механизм, изображенный на рис. 13-5, имеет две степени свободы (подвижные звенья — два катка и ползун образуют между собой и со стойкой низшие пары: две пары вращения и одну поступательную и, кроме того, одну высшую пару):

$$W = 3 \cdot 3 - 3 \cdot 2 - 1 \cdot 1 = 2.$$

Действительно, нет геометрических препятствий тому, чтобы одновременно повернуть оба ролика на произвольные, совершенно независимые углы. Однако, кроме семи геометрических связей, в меха-

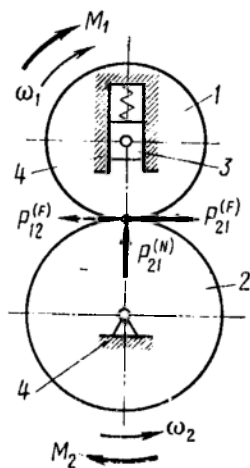


Рис. 13-5

низме имеется еще одно соотношение, выражающее связь касательной силы со скоростью скольжения. В предыдущем параграфе было найдено, что окружная сила зависит от величины упругого скольжения. Это же справедливо и для фрикционной передачи, так как вследствие упругой деформации катки соприкасаются не по линии, а по некоторой площадке, которая тоже разделяется на зону скольжения и зону сцепления. Поэтому скорости катков оказываются связанными величиной нагрузочного момента, определяющей касательную силу и следовательно, скольжение. Скольжение исчезает только при $P = 0$, что имеет место, например, в парах вращения с промежуточными телами качения, рассмотренных ранее. С ростом окружной силы P ширина площадки скольжения увеличивается и в момент, когда скольжение распространится на всю поверхность площадки контакта, окружная сила станет равной максимально возможной силе трения и затем возникает буксование передачи. Поэтому условие нормальной работы фрикционной передачи состоит в соблюдении неравенства

$$P_{\pm 1}^{(F)} < f_0 P_{\pm 1}^{(N)}, \quad (13.15)$$

где f_0 — коэффициент трения при отсутствии буксования; $P_{\pm 1}^{(N)}$ — нормальная сила давления.

Лобовая передача и кинематическое скольжение. В зависимости от формы контактной

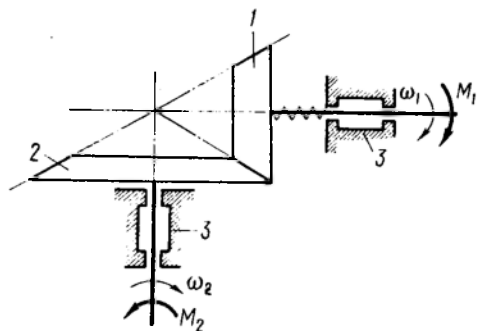


Рис. 13-6

ной поверхности фрикционные передачи можно подразделить на передачи, имеющие только упругое скольжение, и передачи, имеющие как *упругое*, так и *кинематическое* скольжение.

В первом случае поверхности образующих фрикционную пару тел совпадают с начальными (центроидными) поверхностями соответствующих цилиндрических или конических зубчатых колес. При этом возникает описанное выше скольжение, природа которого подобна природе упругого скольжения ременных передач. Теоретически для идеально твердого материала такое скольжение отсутствовало бы.

Передаточное отношение для таких передач (из условия связи между окружными скоростями) равно

$$i_{12} = \frac{D_2}{D_1} (1 + \varepsilon_E), \quad (13.16)$$

где ε_E — коэффициент упругого скольжения.

Примером передач второго типа может служить *лобовая передача* (рис. 13-7). Линейные скорости v_2 точек диска, лежащих на линии контакта abc , пропорциональны их расстоянию от центра вращения диска. В то же время окружная скорость всех точек цилиндрического ролика одинакова. Следовательно, и при идеально жестких материалах только

лишь в одной точке b на линии контакта (рис. 13-7, a) может отсутствовать скольжение. Точки диска, расположенные ближе к его центру, отстают при движении от точек ролика; напротив, точки, расположенные дальше, опережают движение поверхности ролика. Чем больше передаваемая окружная сила, тем ближе к краю диска должна смещаться точка b ; при этом увеличивается часть ab линии контакта, на которой сила трения $f p_N ab$ вращает диск (на внешней части bc сила трения $f p_N bc$ тормозит его). От положения точки b зависит передаточ-

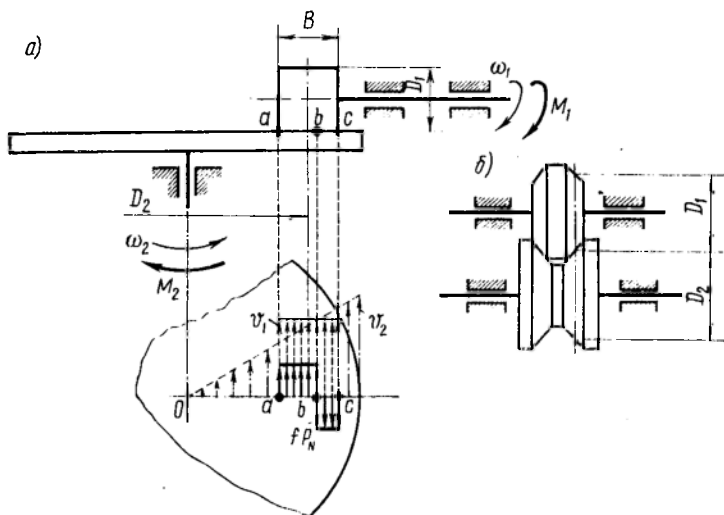


Рис. 13-7

ное отношение, которое, если пренебречь упругим скольжением передачи, равно

$$i_{12} = 2 \frac{Ob}{D_1} = \frac{D_2}{D_1} (1 + \epsilon_k),$$

где ϵ_k — коэффициент кинематического скольжения, а D_2 — средний диаметр диска; $D_2 = 20a + ac$.

При наибольшем возможном значении окружной силы точка b совместится с точкой c . В этот момент и ϵ_k будет иметь наибольшее возможное значение, равное

$$\epsilon_k = \frac{B}{D_2}.$$

Если принять во внимание также и упругое скольжение, которое всегда существует, то для передач с кинематическим скольжением

$$i_{12} = \frac{D_2}{D_1} (1 + \epsilon), \quad (13.17)$$

где $\epsilon = \epsilon_E + \epsilon_k$ — полный коэффициент скольжения.

В группу фрикционных передач с кинематическим скольжением, кроме лобовой, входят: цилиндрическая с *гребенчатыми* катками (рис. 13-7, б) и некоторые другие. Обычно ϵ_k значительно больше ϵ_E .

Общая характеристика фрикционных передач. Основные размеры фрикционных передач определяются контактной прочностью, а в некоторых случаях и нагреванием передачи. Расчетную величину σ_k находят по формулам Герца. Иногда применяют передачи со стальными закаленными катками, работающими в масле, что позволяет иметь очень высокое $[\sigma_k]$. Но при этом коэффициент трения f_0 невелик. Применяют также передачи с менее жесткими катками (из дерева, текстолита и т. д.), которые работают без смазки. Они имеют малое $[\sigma_k]$, но большой коэффициент трения f_0 .

К. п. д. фрикционных передач, особенно имеющих кинематическое

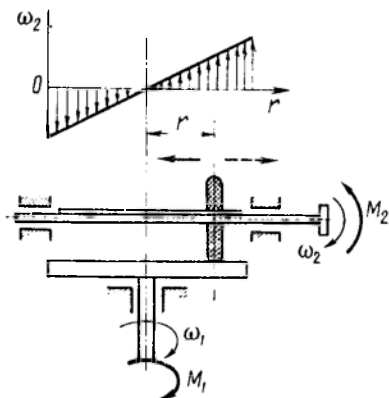


Рис. 13-8

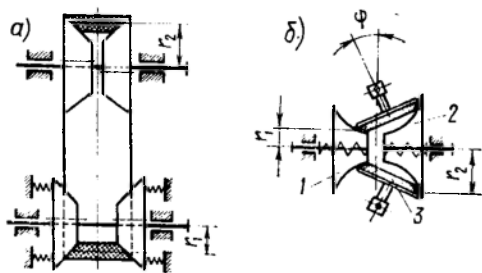


Рис. 13-9

скольжение, значительно ниже, чем зубчатых ($0,92 \div 0,90$ при номинальной нагрузке). Потери в передаче приблизительно пропорциональны нормальному давлению фрикционных роликов. При уменьшении передаваемого момента против номинального при неизменном нормальном давлении к. п. д. падает, так как потери остаются прежними, тогда как передаваемая мощность уменьшается. Чтобы избежать этого дополнительного снижения к. п. д., применяют устройства, автоматически регулирующие силу нажатия в соответствии с величиной передаваемого момента (так называемые *самозатягивающие устройства*). Это позволяет при уменьшении нагрузки соответственно уменьшать и потери в передаче.

Основные недостатки фрикционных передач: большая нагрузка на опоры ($P_N = P/f_0$) и опасность нагревания, являющегося следствием относительно малого к. п. д.

Главные их достоинства заключены в бесшумности и простоте конструкции. Именно эта простота позволила использовать принцип действия фрикционной передачи для приведения в движение автомобилей и локомотивов.

Еще одно достоинство фрикционных передач состоит в том, что они позволяют очень просто осуществлять бесступенчатое регулирование скорости (плавное изменение передаточного отношения), а также

реверсирование путем изменения относительного положения звеньев. Устройства, плавно регулирующие скорость, называют *вариаторами*.

В а р и а т о р ы. Если ролик лобовой передачи выполнить так, чтобы он мог двигаться вдоль горизонтального ведомого вала (рис. 13-8), то, перемещая ролик влево, можно уменьшить его скорость и даже остановить ведомое звено. При дальнейшем перемещении ролика ведомое звено получит обратное вращение. На рис. 13-9 показаны клиноременный (*а*) и торцовый (*б*) вариаторы. Раздвигая конусы составных шкивов клиноременного вариатора, изменяют радиус окружности соприкосновения ремня со шкивом, а с ним вместе и передаточное отношение $i_{12} = r_2 : r_1$. В торцовом вариаторе того же результата достигают поворотом осей вращения промежуточных роликов Z на угол φ (рис. 13-9, б).

Проектирование вариатора сводится к проектированию соответствующей фрикционной или ременной передачи. При этом в большинстве случаев, если в одном крайнем положении вариатор имеет передаточное отношение $i_{\min}$, а в другом $i_{\max}$, то вследствие симметрии его конструкции

$$i_{\min} = \frac{1}{i_{\max}}. \quad (13.18)$$

Пределы изменения скорости, которые может обеспечить вариатор данной конструкции, характеризуются его диапазоном регулирования D :

$$D = \frac{(\omega_n)_{\max}}{(\omega_n)_{\min}} = \frac{\omega_1}{i_{\min}} \frac{i_{\max}}{\omega_1},$$

где ω_1 — скорость ведущего, а ω_n — ведомого вала.

Для симметричного вариатора с учетом формулы (13.18) предыдущее выражение обращается в $D = i_{\max}^2$. Отсюда

$$i_{\max} = \sqrt{D}. \quad (13.19)$$

Очевидно, если заданы $(\omega_n)_{\max}$ и $(\omega_n)_{\min}$ на выходном валу, то в среднем положении симметричного вариатора (при котором его передаточное отношение равно единице) скорость рабочего звена

$$(\omega_n)_{\text{ср}} = \sqrt{(\omega_n)_{\max} (\omega_n)_{\min}}. \quad (13.20)$$

Передаточное отношение кинематической цепи, содержащей вариатор, равно $i_{\text{const}} i_{\text{var}}$, где $i_{\text{const}} = i_1 i_2 \dots i_n$ — произведение постоянных передаточных отношений последовательных передач, а i_{var} — переменное передаточное отношение вариатора. Очевидно,

$$i_{\text{const}} = \frac{\omega_1}{(\omega_n)_{\text{ср}}}, \quad (13.21)$$

так как при этом $i_{\text{var}} = 1$.

Нагрузка передач, расположенных между двигателем и вариатором, будет максимальной при таком положении вариатора, когда он работает как *мультипликатор*, так как при этом общее передаточное отношение $i_{\text{const}} i_{\text{var}} = i_{\min}$ имеет наименьшее значение. Следовательно, при той же нагрузке на рабочем звене двигатель должен будет развивать наибольший движущий момент. На этот случай и следует проверять нагрузочную способность передач, расположенных между двигателем и вариатором.

СОЕДИНЕНИЯ

[построение составных звеньев]

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ И ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ

В предыдущих главах изучались кинематические пары и простейшие механизмы, построенные из звеньев, образующих такие пары. Теперь перейдем к изучению способов образования самих звеньев из отдельных деталей, так как в большинстве случаев звенья конструируют *составными*. Это делают по следующим причинам:

1. Для того чтобы можно было собрать и разобрать узел, следует делать некоторые звенья разъемными. Прежде всего это относится к стойке. Например, корпус зубчатой передачи, смазываемой по способу окунания, должен быть закрытым. Но для того чтобы в такой корпус было возможно поместить или вынуть из него для осмотра и ремонта валы с зубчатыми колесами, он должен быть разъемным — состоять из отдельных частей (обычно из двух: собственно корпуса и крышки). По этой же причине необходимо делать съемные крышки в узлах подшипников качения, съемные головки шатунов, собираемых с коленчатыми валами, и т. п.

2. В разных своих частях звено должно иметь различные физические свойства. Например, вкладыш подшипника скольжения должен обладать высокими антифрикционными качествами, но при этом его материал слишком непрочен и дорог, чтобы выполнять из него также и сам корпус подшипника. Из тех же соображений червячное колесо делают составным из бронзового венца и чугунной ступицы.

3. В кинематических парах неизбежен износ. Поэтому изнашивающиеся части следует делать сменными (вкладыши подшипников скольжения, зубчатые колеса с валами, подшипники качения, кулачки и т. п.).

4. В ряде случаев при замене целого звена составным упрощается и удешевляется производство. Например, было бы весьма не целесообразным изготавливать вал и зубчатое колесо из одной общей заготовки в том случае, если их диаметры сильно различаются. Это привело бы к большим отходам металла (большому объему стружки). Нецелесообразно также делать упорные заплечики в отверстиях корпуса, предназначенных для установки подшипников качения, так как эти заплечики мешают расточке обоих отверстий с одной установки (на проход). В этих случаях лучше предусматривать разжимные кольца (см. рис. 6-10), вставленные в специальные канавки, и т. д.

Звенья, образованные путем *соединения деталей*, имеются в каждой машине. Практика конструирования выработала типовые конструктивные решения для соединений с использованием стандартных элементов и крепежных деталей. Поэтому «соединения» обычно составляют особый раздел курса.

В отношении возможности разборки узла соединения подразделяют на *разъемные* и *неразъемные*. Разъемные соединения являются временными. Узлы, собранные с их помощью, в нужный момент могут быть разобраны без повреждения соединяемых деталей. Неразъемные соединения являются постоянными. Собранные с их помощью звенья не подлежат разборке и делаются составными только для того, чтобы облегчить их изготовление. Типичным примером неразъемных соединений являются *заклепочные* и *сварные*.

Конструкция соединений существенно зависит от вида поверхности соприкосновения соединяемых деталей. В этом смысле соединения можно подразделить на *охватывающие* и *стыковые* с разъемом по плоскости или, реже, по другой незамкнутой поверхности. К числу первых относится соединение вала со втулкой («отверстием» — по терминологии учения о взаимозаменяемости). Их отличительной особенностью является замкнутая поверхность соприкосновения (чаще всего цилиндрическая или коническая, но может быть и более сложная). Этим способом две детали могут соединяться без помощи других дополнительных элементов, так как замкнутая поверхность обеспечивает *удерживающую связь*.

Для осуществления стыковых соединений обычно применяют дополнительные *крепежные детали*, сжимающие соединяемые детали по *плоскости разреза*.

Важной характеристикой соединения является степень относительной подвижности соединяемых деталей, иными словами, возможность относительного скольжения поверхностей соприкосновения. В том случае, когда относительное скольжение отсутствует, соединение называется *неподвижным*. Именно такие соединения служат для образования составных звеньев.

Если при работе машины на поверхностях соприкосновения звеньев происходит непрерывное скольжение (или качение), соединение образует кинематическую пару.

Возможно, однако, такое использование кинематических пар, когда при рабочем движении механизмов эти пары остаются неподвижными, а подвижность соединения используется только для сравнительно редких перемещений, связанных с управлением механизмом, или вызывается побочными движениями, возникающими вследствие несовершенства кинематической схемы, неточности выполнения звеньев и т. д. Такие неиспользуемые при рабочем движении механизма кинематические пары обычно называют *подвижными соединениями* и рассматривают в разделе «соединения». К ним относятся *зубчатые (шлицевые)* и *шпоночные соединения* в тех узлах, где предусмотрена возможность осевого перемещения вдоль зубцов или шпонки, во время которого это соединение выполняет функции поступательной пары. Например, именно таким образом соединен ролик лобового вариатора (см. рис. 13-8) с ведущим валом, или сдвоенная шестерня 2—2' коробки скоростей (см. рис. 11-5) с валом 1.

Есть, наконец, еще одна важная характеристика соединений — их *герметичность* (непроницаемость). Она имеет особое значение для соединений трубопроводов и резервуаров, находящихся под внутренним

давлением или вакуумом. Когда в связи с высокой температурой или при необходимости точно соблюдать проектные размеры применение эластичных уплотняющих прокладок недопустимо, герметичность

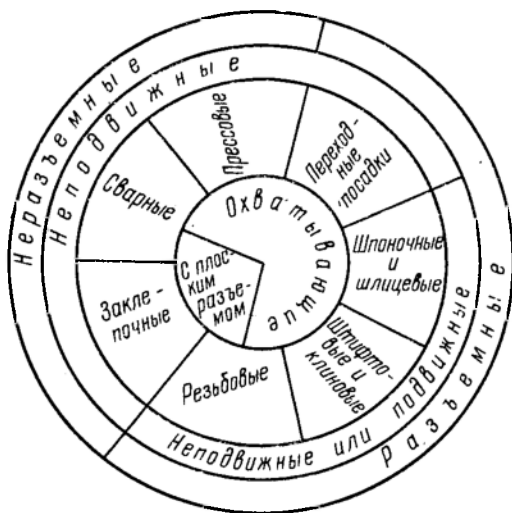


Рис. 14-1

может быть достигнута только повышением класса чистоты поверхности разреза и величины давления на ней. Стягивая детали с большим усилием, можно деформировать оставшиеся после обработки неровности и обеспечить более или менее сплошное прилегание соединяемых деталей, необходимое для герметичности.

На рис. 14-1 приведена общая классификационная схема, где указаны названия наиболее распространенных типов соединений. Соединения, отнесенные к группе неподвижных и подвижных, чаще выполняют как неподвижные, но они

могут применяться и в качестве подвижных при соответствующем выборе типа посадки и класса точности.

Не все из указанных на схеме соединений применяются одинаково широко. Многие из них имеют большое число подтипов. Рассмотрим только важнейшие и наиболее интересные из них.

§ 2. СОЕДИНЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ПРЕССОВЫХ И ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

Охватывающие соединения с гладкой цилиндрической (или конической при малой конусности) поверхностью соприкосновения могут обеспечивать относительную неподвижность соединяемых деталей только за счет силы трения, противодействующей скольжению по посадочной поверхности. Таким образом, свойства посадок для неподвижных соединений должны быть прямо противоположны свойствам подвижных соединений. Первые должны обладать большой силой трения на посадочной поверхности, а вторые — наименьшей.

Для того чтобы на посадочной поверхности существовала большая сила трения, необходимо, чтобы детали по этой поверхности были достаточно сильно прижаты друг к другу. Это достигается начальной упругой деформацией собираемых деталей, равной величине сборочного натяга.

Существует несколько способов сборки соединения с натягом. Можно предварительно нагреть втулку («отверстие») или, наоборот,

охлаждать вал. В таком виде узел может быть собран обычным образом, а после остывания втулки (нагревания вала) она окажется растянутой, а вал сжатым настолько, что диаметры их посадочных поверхностей уравниваются. При наличии направляющих фасок на валу и у отверстия втулки соединение может быть выполнено холодным прессованием. При этом в процессе напрессовки упругая деформация постепенно распространяется на всю длину посадочной поверхности, а вместе с ней должно расти давление пресса.

Ф о р м у л а Л я м е. В результате сборки соединения с натягом ∇ втулка всегда оказывается растянутой, а вал сжатым. Под действием возникающих при этом упругих сил на посадочной поверхности

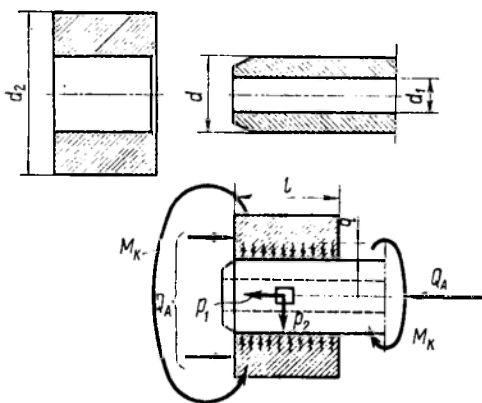


Рис. 14-2

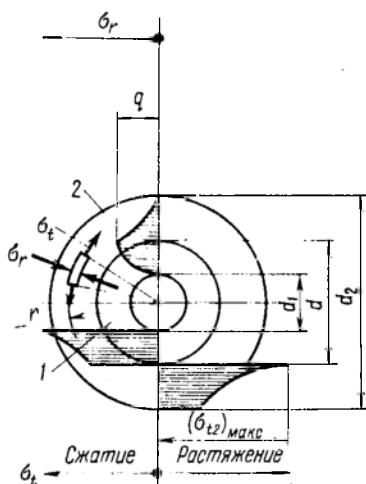


Рис. 14-3

появляется нормальное к ней равномерно распределенное давление, величина которого определяется формулой Ляме (рис. 14-2):

$$q = \frac{\nabla}{d} \frac{1}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}}, \quad (14.1)$$

где

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2;$$

E_1, E_2 — модули упругости материалов вала и втулки; μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки соответственно; ∇ — натяг; d — номинальный диаметр соединения; d_1 — внутренний диаметр пустотелого вала (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 — наружный диаметр втулки.

Если ∇ и d измеряются в одних и тех же единицах, то q в формуле (14.1) будет иметь ту же размерность, что и модуль упругости.

Прочность втулки. На рис. 14-3 показаны эпюры нормальных напряжений, направленных радиально σ_r (верхняя эпюра)

и тангенциально σ_t к окружности (нижняя эпюра). На посадочной поверхности $\sigma_r = q$, а на наружной поверхности втулки и внутренней поверхности пустотелого вала $q = 0$. Напряжение σ_t имеет максимум всегда на внутренней поверхности цилиндра. Для вала σ_t — напряжение сжатия, а для втулки σ_t — напряжение растяжения. Так как вал находится в условиях всестороннего сжатия, то опасность состоит в возможности разрыва втулки. Максимальное напряжение втулки

$$(\sigma_{t2})_{\text{макс}} = q \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}. \quad (14.2)$$

При этом если втулка выполнена из пластичного материала (например, из стали), то расчетное эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{э2}} = \sqrt{(\sigma_{t2})_{\text{макс}}^2 + q^2 + q \cdot (\sigma_{t2})_{\text{макс}}}, \quad (14.3)$$

а в случае хрупкого материала (например, чугуна)

$$\sigma_{\text{э2}} = (\sigma_{t2})_{\text{макс}} + \nu q, \quad \nu = \frac{(\sigma_{\text{пч}})_p}{(\sigma_{\text{пч}})_{\text{сж}}}, \quad (14.3')$$

где ν — отношение пределов прочности на растяжение и сжатие.

Для того чтобы при напрессовке не появилась пластическая деформация, должно быть $\sigma_{\text{э2}} < \sigma_1$, а чтобы для хрупких материалов не была нарушена прочность, соответственно $\sigma_{\text{э2}} < \frac{\sigma_{\text{пч}}}{n_{\sigma}}$ (n_{σ} — коэффициент запаса прочности).

Прочность вала по отношению к напряжению, вызванному напрессовкой, можно не проверять. Однако необходимо помнить, что детали, напрессованные на вал, являются сильным концентратором, снижающим вибрационную прочность вала. Поэтому желательно предусматривать специальные меры для уменьшения эффекта концентрации: делать втулку, утоняющуюся к торцам, предусматривать на ее торцах специальные кольцевые выточки и т. п.

Условие отсутствия скольжения в соединении. Расчет натяга. Прессовые посадки обеспечивают хорошее центрирование деталей. Поэтому иногда их применяют только с этой целью. В тех же случаях, когда эти посадки предназначены для передачи осевой силы или крутящего момента с вала на втулку (или наоборот), прочность соединения должна быть проверена расчетом. На рис. 14-2 представлена схема нагружения элемента поверхности элементарными силами трения p_1, p_2 , возникающими под действием комбинированного нагружения соединения осевым усилием Q_A и моментом M_k . В силу симметрии элементарные силы трения распределены по поверхности равномерно и величина p_1 определяется из очевидного соотношения $Q_A = p_1 \pi l d$, где l — длина посадочной поверхности. Соответственно для момента M_k имеем

$$M_k = \frac{p_2 \pi l d^2}{2}.$$

Так как векторы p_1 и p_2 ортогональны, то вектор результирующего поверхностного напряжения

$$p = \sqrt{p_1^2 + p_2^2}.$$

Относительного скольжения на посадочной поверхности не возникнет, если p будет меньше максимально возможной удельной силы трения, т. е. если

$$p < f_0 q. \quad (14.4)$$

Здесь f_0 — коэффициент трения на посадочной поверхности. В случае посадки чугунной или стальной детали на стальную f_0 колеблется от 0,08 до 0,12 (меньшее значение относится к напрессовке, большее — к посадке с предварительным подогревом).

Выражая p_1 и p_2 через Q_A и M_k , можем преобразовать неравенство (14.4) к виду

$$q \geq \frac{2M_k}{f_0 \pi l d^2} \sqrt{1 + \left(\frac{Q_A d}{2M_k}\right)^2}. \quad (14.5)$$

Обычно размеры посадочной поверхности бывают заданы. Известны также сила и момент, которые нагружают соединение. Тогда из выражения (14.5) можно найти минимальное расчетное значение необходимого давления $q_{\text{расч}}$. Далее по формуле (14.1) нетрудно определить необходимый натяг $\nabla_{\text{расч}}$, соответствующий $q_{\text{расч}}$, после чего можно подобрать такую стандартную посадку, для которой $\nabla_{\text{мин}}$ было бы не меньше $\nabla_{\text{расч}}$, т. е. $\nabla_{\text{мин}} \geq \nabla_{\text{расч}}$. Этим прочность соединения будет обеспечена.

Однако необходимо еще проверить прочность втулки. Имеем

$$q_{\text{макс}} = q_{\text{расч}} \frac{\nabla_{\text{макс}}}{\nabla_{\text{расч}}}. \quad (14.6)$$

Теперь из формул (14.2 и 14.3) нетрудно найти $(\sigma_{\text{э2}})_{\text{макс}}$ и, если $(\sigma_{\text{э2}})_{\text{макс}} < \sigma_1$, то все условия удовлетворены.

Расчет на опаснейший случай. Допуск на т я г а. И так, натяг соединения должен быть больше минимального, необходимого по прочности посадки, и меньше того, который угрожает прочности втулки. Эти условия и определяют допуск натяга, который вынужден назначить конструктор для данного соединения. Если допуск стандартной посадки шире необходимого, приходится производить до сборки предварительную сортировку деталей, т. е. переходить на селективную сборку.

Расчет прессового соединения и подбор необходимой посадки представляют собой поучительную инженерную задачу. Всякие инженерные расчеты выполняются в предположении неблагоприятного стечения обстоятельств или, как говорят, ведутся на *опаснейший случай*. Действительно, для прочности соединения опасным было появление скольжения на посадочной поверхности и поэтому нужно было, чтобы минимальный натяг выбранной посадки был больше расчетного ($\nabla_{\text{мин}} > \nabla_{\text{расч}}$). Напротив, для прочности втулки опаснейшим случаем является появление не минимального, а максимального напряжения, соответствующего сочетанию деталей с $\nabla_{\text{макс}}$, для которого и должна производиться проверка прочности втулки.

Эти противоположно действующие требования к натягу и создали своеобразные «ножницы», определившие допуск натяга. Это тоже характерно для большинства инженерных задач.

Влияние шероховатости поверхности. При небольших натягах и малых диаметрах большое влияние на величину посадочных напряжений q оказывает шероховатость поверхности. Более точно действительная величина натяга определяется соотношением

$$\nabla_d = \nabla_c - 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (14.7)$$

где ∇_c — натяг посадки по справочнику; R_{z1} , R_{z2} — высота неровностей на поверхности вала и втулки, соответственно классу чистоты.

При больших натягах и диаметрах влияние шероховатости мало сказывается на ∇_d , при малых оно подчас является определяющим.

По этой причине посадки с малым натягом ∇_c (например, Пл, Пр и др.) фактически непригодны для передачи крутящего момента и предназначены только для хорошего центрирования.

Применение переходных посадок. Переходные посадки применяют для часто демонтируемых соединений, нагруженных силами, нормальными к посадочной поверхности. В этом случае осевые силы и крутящие моменты должны передаваться с помощью специальных устройств, которые будут рассмотрены в следующем параграфе.

Пример. Определить допустимый крутящий момент и силу напрессовки для посадки $\varnothing 60$ А/Гр, если материал втулки и вала стали Ст. 5, $d_1 = 0$, $d_2 = 1,6 d$, $l = d$, а чистота поверхностей вала и отверстия по $\nabla 8$. Проверить прочность втулки.

Решение. Имеем $\nabla_{\min} = 45$ мк, $\nabla_{\max} = 105$ мк. С учетом шероховатости (14.7)

$$(\nabla_d)_{\min} = 45 - 1,2(3,2 + 3,2) = 45 - 8 = 37 \text{ мк.}$$

Согласно формуле (14.1)

$$\begin{aligned} q_{\min} &= \frac{(\nabla_d)_{\min}}{d} \frac{E}{1 - \mu + \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu} = \\ &= \frac{(\nabla_d)_{\min}}{d} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2} E = \\ &= \frac{0,037}{60} \cdot \frac{(1,6 \cdot 6)^2 - 6^2}{2(1,6 \cdot 6)^2} \cdot 2 \cdot 10^5 = 37,5 \text{ МН/м}^2. \end{aligned}$$

При $\nabla_{\max}$

$$q_{\max} = \frac{(\nabla_d)_{\max}}{(\nabla_d)_{\min}} q_{\min} = \frac{105 - 8}{37} \cdot 37,5 = 98 \text{ МН/м}^2.$$

При $f_0 = 0,1$ усилие напрессовки

$$(Q_A)_{\min} = f_0 q_{\min} \pi l d = 0,1 \cdot 37,5 \pi (60 \cdot 60 \cdot 10^{-6}) = 425 \cdot 10^{-4} \text{ МН} = 42\,500 \text{ н.}$$

$$(Q_A)_{\max} = \frac{q_{\max}}{q_{\min}} (Q_A)_{\min} = \frac{98}{37,5} \cdot 42\,500 = 111\,000 \text{ н.}$$

Таким образом, при выполнении соединения по горячей посадке возможные предельные значения усилия напрессовки могут отличаться в три раза. При передаче крутящего момента усилие напрессовки

уже не действует. Поэтому та же сила трения, которая препятствовала напрессовке втулки, теперь будет препятствовать ее проворачиванию. Очевидно,

$$(M_k)_{\min} = f_0 q_{\min} \frac{\pi l d^2}{2} = (Q_A)_{\min} \cdot \frac{d}{2} = 42\,500 \frac{0,06}{2} = 1275 \text{ н} \cdot \text{м},$$

$$(M_k)_{\max} = (Q_A)_{\max} \cdot \frac{d}{2} = 111\,000 \frac{0,06}{2} = 3330 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Максимальное напряжение во втулке определяют по формуле (14.2):

$$(\sigma_{t2})_{\max} = q_{\max} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = 98 \frac{(1,6 \cdot 60)^2 + 60^2}{(1,6 \cdot 60)^2 - 60^2} = 98 \frac{3,56}{1,56} = 224 \text{ Мн/м}^2.$$

По формуле (14.3) имеем:

$$\sigma_{\Sigma 2} = \sqrt{(\sigma_{t2})_{\max}^2 + q_{\max} + q_{\max} (\sigma_{t2})_{\max}} = 98 \sqrt{8,55} = 286 \text{ Мн/м}^2.$$

Для стали Ст. 5 $\sigma_r = 2800 \text{ кгс/см}^2$. Превышение σ_{Σ} над σ_r составляет всего 2% и с ним можно не считаться. Если бы прочность втулки оказалась недостаточной, то следовало бы или изменить марку стали, или применить предварительную сортировку деталей. Последнее решение тем более целесообразно, что колебание величины предельного крутящего момента (в три раза) оказалось слишком велико.

§ 3. ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В этом параграфе рассмотрим только *врезные призматические и сегментные шпонки* и не будем касаться менее распространенных *клиновых и шпонок на лыске*. Шпоночные и шлицевые соединения применяют в тех случаях, когда требуется передавать значительный крутящий момент, а сопряжение деталей выполнено с зазором или с очень слабым натягом. Это бывает в тех узлах, которые должны легко демонтироваться, или в соединениях, которые должны работать при управлении машиной как поступательная пара (например, при изменении структурной схемы путем отключения части механизма).

Так как при малых натягах сила трения не может передавать окружное усилие, создаваемое крутящим моментом, то форма посадочных поверхностей должна быть изменена так, чтобы этот момент можно было передать с помощью нормального давления на поверхности соприкосновения соединяемых деталей (их зацеплением). Это и осуществлено в соединении с врезными шпонками и в зубчатом (шлицевом) соединении. Разница между ними скорее чисто технологическая.

Соединение с помощью врезной призматической шпонки (рис. 14-4). Эта шпонка плотно посажена в паз, профрезерованный на поверхности вала при помощи специальной пальцевой (реже дисковой) фрезы. Посадку шпонки в паз втулки (который выполняется сквозным долблением или протягиванием)

выбирают в зависимости от характера соединения. При неподвижном соединении назначают посадку из группы переходных. При необходимости осевого перемещения втулки по валу посадку шпонки в паз втулки делают подвижной (например, A_3/B_3 и т. п.). В некоторых случаях подвижной делают посадку шпонки в паз вала, а неподвижной — в паз втулки.

Как видно из рис. 14-4, давление распределяется по высоте шпонки неравномерно. Равнодействующая этого давления с очень малой погрешностью равна $P = 2M : d$, а средняя величина поверхностного давления

$$p_c = \frac{P}{(l-b)h/2}. \quad (14.8)$$

Основываясь на принципе подобия, критерием поверхностной прочности можно считать неравенство $p_c \leq [p_c]$, где $[p_c]$ — определяемое из опыта допускаемое среднее напряжение на поверхности соприкосновения шпонки и паза.

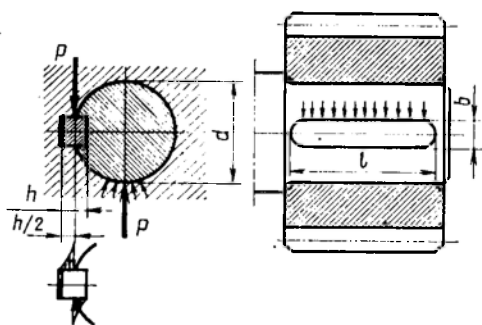


Рис. 14-4

Обычно материалом ступицы бывает чугун или сталь. Соответственно для этих материалов в случае неподвижного соединения принимают:

$[p_c] = 80 \div 150 \text{ Мн/м}^2 = 800 \div 1500 \text{ кгс/см}^2$, а в случае подвижных соединений, если перемещение вдоль шпонки происходит под нагрузкой, т. е. при действии крутящего

момента, $[p_c] = 10 \div 30 \text{ Мн/м}^2 = 100 \div 300 \text{ кгс/см}^2$ (во избежание повреждения масляных пленок).

Стандартом предусмотрена зависимость сечения шпонки $b \times h$ от диаметра вала. Материалом шпонок служит среднеуглеродистая сталь. Проверка шпонок на срез может не производиться, так как соотношение стандартных размеров b и h таково, что прочность сечения на срез выше, чем на смятие поверхности. Соединение на сегментной шпонке отличается от соединения на призматической только по форме шпонки и по способу фрезерования паза (дисковой фрезой).

Зубчатые (шлицевые) соединения. Недостатком шпоночных соединений, особенно подвижных, является сравнительно малая поверхность, на которую действует окружная сила, и поэтому относительно небольшой допускаемый крутящий момент, передаваемый шпонкой. Вместе с тем увеличивать количество шпонок, работающих совместно, нецелесообразно вследствие несовершенства технологии изготовления соединения, которая не обеспечивает равномерности распределения окружного усилия между отдельными шпонками. Этих недостатков нет у зубчатых (шлицевых) соединений (рис. 14-5), где функции шпонки выполняет каждый отдельный зубец.

Профиль зубьев может быть различным: прямоугольным, треугольным или эвольвентным. При эвольвентном профиле (рис. 14-5, а) можно нарезать зубчатые валы на зубофрезерных станках, работающих по методу обкатывания. Зубчатые отверстия могут быть выполнены на зубодолбежных станках или протягиванием. Указанные способы производства наряду с большой производительностью обеспечивают также и высокую точность окружного шага и формы профиля. Это, в свою очередь, уменьшает неравномерность распределения нагрузки

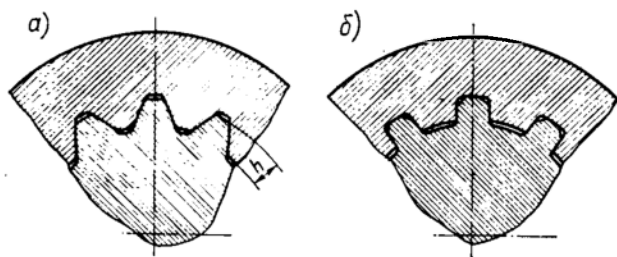


Рис. 14-5

по отдельным зубьям до приемлемой величины. Стандартом предусмотрены эвольвентный профиль с углом $\alpha = 30^\circ$ и три серии прямоугольного профиля (рис. 14-5, б).

Среднее давление на рабочих поверхностях зубьев p_m может быть определено по формуле

$$p_m = \frac{2M_k}{d_c z l h \psi}, \quad (14.9)$$

где M_k — передаваемый момент; d_c — средний диаметр соединения; z — число зубьев; h — рабочая высота зуба (в пределах которой происходит соприкосновение зацепляющихся зубьев); l — длина поверхности контакта зубьев; $\psi = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент неравномерности распределения давления по отдельным зубьям.

Появление ψ в формуле (14.9) является данью традиции, так как весь расчет построен на подобии эталонному образцу и не стал бы менее точным, если бы во всех случаях принимали $\psi = 1$.

Критерий работоспособности соединения

$$p_m < [p_m],$$

где значение $[p_m]$ зависит от характера соединения, вида термообработки и характера нагрузки. Для неподвижных соединений при средних условиях $[p_m] = 80 \div 120 \text{ Мн/м}^2 = 800 \div 1200 \text{ кгс/см}^2$.

Центрирование деталей шлицевого соединения выполняют по наружной (см. рис. 14-5, б) или по внутренней цилиндрической поверхности, либо по боковым поверхностям зубьев (см. рис. 14-5, а).

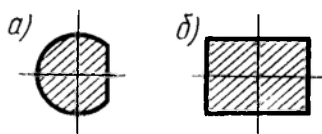


Рис. 14-6

Профильные соединения. Иногда вместо шпоночных или шлицевых соединений применяют так называемые *профильные* соединения. Они передают крутящий момент с помощью нормального давления, которое распределяется неравномерно по некруглой посадочной поверхности. К этой же группе относятся довольно несовершенные, но часто применяемые соединения *на лыске* (рис. 14-6, а) или *на квадрате* (рис. 14-6, б).

§ 4. КЛИНОВЫЕ И ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клиновые соединения. Напряженные соединения. Клиновыми называют такие стыковые соединения, в которых соединяемые детали 2 и 3 прижимаются друг к другу третьей деталью — *клином* 1 (рис. 14-7). По своему устройству это трехзвенные механизмы с поступательными парами (подобные изображенному на рис. 7-4), в которых перемещение ведомого звена 2 (одной из соединяемых деталей) ограничено упором в стойку 3 (во вторую соединяемую деталь). Этот упор образует либо торцовая плоскость (как на рис. 14-7), либо коническая посадочная поверхность. При забивании клина на упорной

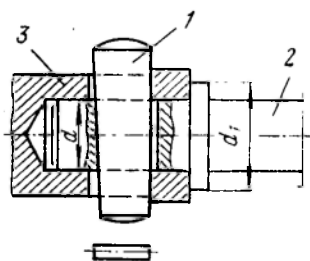


Рис. 14-7

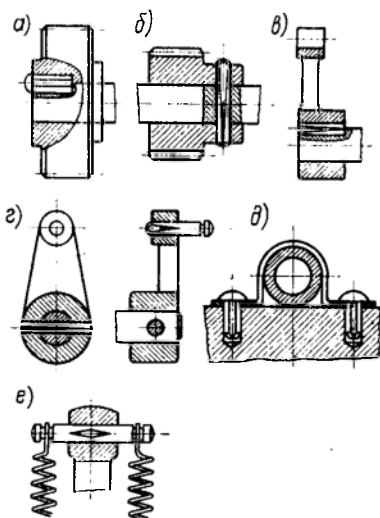


Рис. 14-8

поверхности образуется поверхностное напряжение сжатия $p_{нач}$ достаточно большое, чтобы появляющиеся при последующей работе машины нагрузки, стремящиеся разорвать соединение, не уменьшали его до нуля.

Соединения с начальным напряжением $p_{нач}$ на поверхности разъема называют *напряженными*. Расчет прочности клинового соединения состоит в проверке величины напряжения на упорной поверхности и в проверке самого клина на изгиб.

Клиновой механизм достаточно широко применяется в узлах, требующих регулировки поступательным перемещением. Кроме того, клиновое соединение весьма удобно для разъемного соединения

стержней. Однако в конструкциях современных машин этот случай встречается редко, чем и объясняется то, что область применения клиновых соединений несколько сузилась.

Штифтовые соединения. При малых нагрузках, например, в приборостроении, часто применяют соединение на штифтах (рис. 14-8, *a — e*). Внешне оно напоминает клиновое, но по характеру работы больше похоже на шпоночное. Так как в большинстве случаев на поверхностях касания скрепляемых деталей не возникает начальных поверхностных напряжений, штифтовое соединение можно отнести к числу *ненапряженных*. При нагружении в сечениях штифта, соответствующих поверхностям разъема соединения, возникают напряжения среза, а на поверхности касания штифта с отверстиями скрепляемых деталей появляется поверхностное напряжение. Величина тех и других должна быть проверена и находиться в допустимых пределах $\tau < [\tau]$, $p < [p]$. Сами штифты могут быть цилиндрическими, коническими и с продольными пружинящими канавками. Варианты установки последних показаны на рис. 14-8.

Контрольные штифты. В некоторых случаях штифты используют не для скрепления деталей, а для правильной относительной ориентации их. Такие штифты называют *контрольными*. Они наглухо посажены в одну деталь, а в отверстия другой входят по скользящей посадке (или посадке движения). Если соединение имеет разъем по плоскости, то достаточно двух штифтов, чтобы возможность смещения и перекоса деталей при сборке была исключена.

§ 5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Самыми распространенными и наиболее интересными разъемными соединениями являются *резьбовые*. Они относятся к группе напряженных, так как подобно клиновым создают начальное напряжение на поверхности разъема посредством винтового механизма. На рис. 14-9, *a* показано соединение с помощью трехзвенного винтового механизма, которое иногда используют для скрепления стержней и труб. Трубы 1 и 2 имеют соответственно *левую* и *правую* резьбы. Вращая стяжную муфту 3, сообщают трубам поступательное перемещение до упора по торцовой плоскости разъема. Такой способ неудобен для соединения крупных деталей, так как изготовление резьбы с увеличением ее диаметра удорожается. Поэтому более широкое применение получила конструкция, изображенная на рис. 14-9, *б*, где крышка 2 присоединена к корпусу 1 винтами 3, равномерно расположенным по окружности диаметра *D*. Каждый винт вместе с деталью 1 образует двухзвенный винтовой механизм. В тех случаях, когда нежелательно нарезать резьбу в гнездах детали 1, переходят на конструкцию, показанную на рис. 14-9, *в*, где обе соединяемые детали имеют гладкие сквозные отверстия, а на резьбу винта 3 наворачивается дополнительная деталь — гайка 4. В этом случае винтовой механизм, который образует винт (*болт*) и гайка, выполнен отдельно от соединяемых деталей. Подобным же образом устроено соединение на *шпильках*.

Болты, гайки, шпильки и дополнительные детали, служащие против самоотвинчивания (шайбы глухие, лепестковые и пружинные, шплинты и т. д.), называют *крепежными деталями*. Они стандартизованы, изготавливаются как массовая продукция на специализированных заводах и поэтому должны поступать на сборку как готовые изделия поставщика (а не самого завода-изготовителя машины). Стандартом,

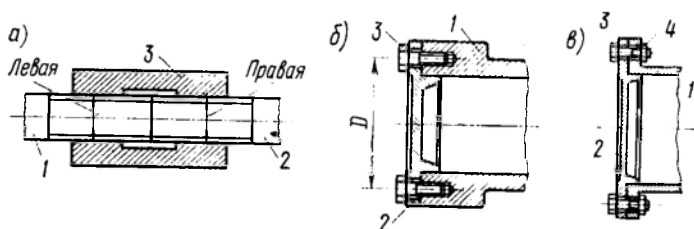


Рис. 14-9

кроме ряда диаметров, шагов и элементов профиля резьбы, определены также формы головок винтов, типы гаек, формы концов стержней винтов, ряд длин винтов и длин нарезанной их части и т. д. Все эти данные приводятся в справочной литературе.

Виды нагружения плоскости разреза. В большинстве случаев поверхность разреза узла, собранного на винтах, бывает плоской (реже полуцилиндрической или составленной из нескольких плоскостей). Напряженное состояние, возникающее на

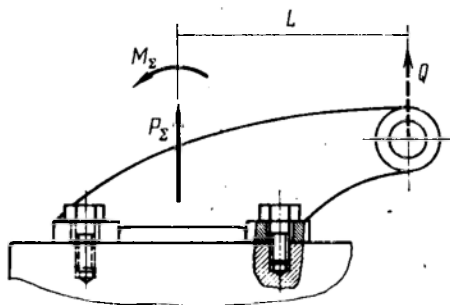


Рис. 14-10

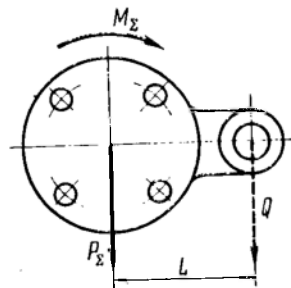


Рис. 14-11

поверхности разреза при работе машины, можно представить как сумму напряженных состояний, соответствующих двум частным случаям нагружения соединения. В первом случае нагрузка действует в плоскости, перпендикулярной к плоскости разреза (рис. 14-10). Во втором она действует в самой этой плоскости (рис. 14-11). Каждая из нагрузок может быть приведена к главному вектору P_z и главному моменту M_z .

Распределение нагрузки, действующей в плоскости, перпендикулярной к плоскости разреза, по отдельным винтам. Обычно винты на

поверхности разъема расположены симметрично относительно двух взаимно перпендикулярных осей. Эти же оси симметрии имеют и поверхность разъема.

Будем считать, что P_{Σ} приложена в пересечении этих осей. В общем виде задача об определении силы, приходящийся на каждый винт, статически неопределима. Если считать, что смещение происходит только за счет упругой деформации неровностей на плоскости разъема или деформации специальной прокладки, а корпус соединяемых деталей при нагружении практически не деформируется, то распределение упругих смещений по плоскости разъема будет линейным (рис. 14-12). При этом сила P_{Σ} вызовет относительное поступательное перемещение λ_{Σ} корпуса, а момент M_{Σ} — относительный его поворот на угол φ , так что смещение вдоль

оси j -го винта будет равно $\lambda_{\Sigma} + \lambda_j$ (см. рис. 14-12). Так как указанные смещения происходят в результате упругих удлинений (укорочений) тела винта, то дополнительные нагрузки винтов находятся в том же отношении, что и перемещения $\lambda_{\Sigma} + \lambda_j$. Таким образом, смещение λ_{Σ} , вызванное некоторой силой P_{Σ} , растягивающей винты, будет одинаково для всех винтов и потому на каждый из них придется сила $P'_i = P_{\Sigma} : z$, где z — общее

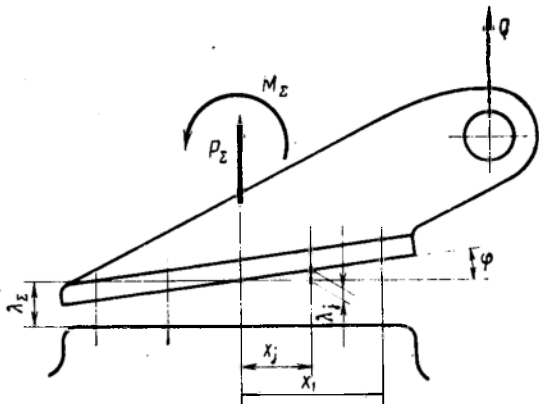


Рис. 14-12

число винтов. Смещение же $\lambda_j = \varphi x_j$, вызванное моментом M_{Σ} , нагружающим винты, будет пропорционально расстоянию x_j от оси симметрии и, следовательно, наиболее нагруженным будет самый дальний винт, расстояние которого от центра симметрии равно x_1 . Поэтому, если P'_i — сила, вызванная моментом M_{Σ} в самом удаленном винте, то сила, действующая на j -й винт

$$P''_j = P'_1 \frac{x_j}{x_1},$$

а момент

$$M_{\Sigma} = \sum_{j=1}^z x_j P''_j = \frac{P'_1}{x_1} \sum_{j=1}^z x_j^2.$$

Таким образом, полная сила, приходящаяся на наиболее удаленный винт,

$$P_1 = P'_1 + P''_1 = \frac{P_{\Sigma}}{z} + \frac{x_1 M_{\Sigma}}{\sum_{j=1}^z x_j^2}, \quad (14.10)$$

где суммирование распространено на все винты соединения.

Распределение нагрузки между телом винта и поверхностью разъема. Заметим, что сила $P_{в\Sigma}$ является только частью силы P_{Σ} ($M_{в\Sigma}$ — только частью M_{Σ}). Чтобы понять это, рассмотрим условия нагружения винтов, равномерно располо-

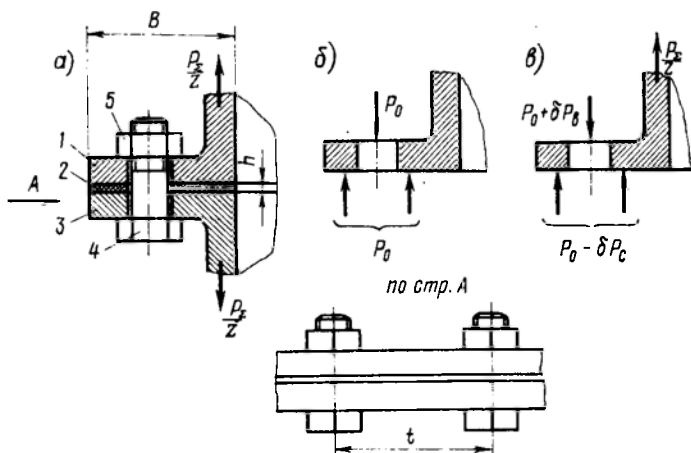


Рис. 14-13

женных относительно оси кругового фланца, нагруженного осевой силой P_{Σ} . На рис. 14-13 фланцы 1 и 3 разделены эластичной прокладкой 2 и стягиваются винтами 4 и гайками 5. Вследствие осевой симметрии все винты будут нагружены одинаково. Пусть на каждый из них придется сила P_1 . Но $P_{\Sigma} > zP_1 = P_{в\Sigma}$, где z — число винтов. Дей-

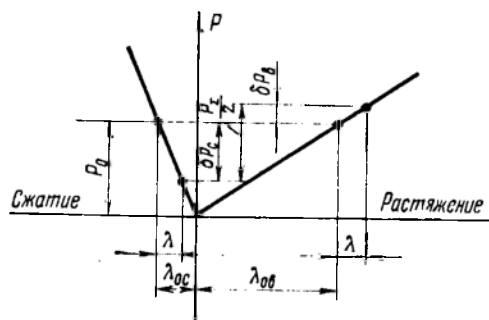


Рис. 14-14

ствительно, представим, что для плотности стыка на поверхности разъема проложена эластичная прокладка 2 (рис. 14-13, а). Шаг винтов равен t , поэтому на каждый из них приходится часть прокладки площадью $t \times B$ и толщиной h . При завинчивании гайки винт сжимает прокладку с силой, равной силе начального натяжения P_0 . При этом гайка перемещается относительно винта, так как в период затягивания винт с гайкой образуют винтовой механизм. Поэтому по окончании завинчивания деформация винта $\lambda_{ов}$ не равна деформации прокладки $\lambda_{ос}$. Величина деформации прокладки $\lambda_{ос}$ (рис. 14-14) зависит от сжимающей ее силы P_0 , размеров прокладки t , B , h и модуля упругости. Под действием давления затянутого винта и противодействия сжатой прокладки фланец 1 остается в равновесии (см. рис. 14-13, б).

После приложения внешней нагрузки P_{Σ} (см. рис. 14-13, а) винт 4 получит дополнительное удлинение λ и на эту же величину (теперь гайка не навинчивается — механизм не работает) уменьшится деформация сжатой ранее прокладки, как это иллюстрирует схема сил и деформаций на рис. 14-14. Тогда сила, нагружающая винт, станет $P_0 + \delta P_v$ (см. рис. 14-13, в), а сила, сжимающая соответствующую часть прокладки, $P_0 - \delta P_c$. Под действием этих новых сил и нагрузки P_{Σ} фланец останется в равновесии. Таким образом, при числе z винтов

$$P_{\Sigma} + (P_0 - \delta P_c) z = (P_0 + \delta P_v) z.$$

С другой стороны, из равенства деформаций λ для винта и прокладки следует:

$$\frac{\delta P_c}{\delta P_v} = \frac{c_v}{c_c},$$

где c_c — жесткость прокладки; c_v — жесткость винта; $c_c = tBE/h$, где E — модуль упругости.

Из этих двух соотношений найдем:

$$\delta P_v = \frac{P_{\Sigma}}{z} \frac{c_v}{c_v + c_c}.$$

Это и есть та часть общей силы, которая будет нагружать каждый из винтов. Соответственно

$$\delta P_c = \frac{P_{\Sigma}}{z} \frac{c_c}{c_v + c_c}.$$

Эта часть силы P_{Σ}/z вызывает уменьшение предварительного сжатия части прокладки, приходящейся на один винт. Таким образом, окончательно полная нагрузка наиболее нагруженного винта будет:

$$P_v = P_0 + \frac{c_v}{c_v + c_c} \cdot \frac{P_{\Sigma}}{z}, \quad (14.11)$$

а остаточная нагрузка соответствующей части прокладки

$$P_c = P_0 - \frac{c_c}{c_v + c_c} \cdot \frac{P_{\Sigma}}{z}. \quad (14.12)$$

Если прокладки нет, то деформацию испытывает сам фланец вблизи отверстия для винта. Кроме того, происходит упругая деформация микронеровностей на поверхности разъема (сглаживание шероховатости). В результате весь процесс протекает так же, как было описано при наличии прокладки. Меняется только величина коэффициента c_c , который в этих случаях чаще всего определяют опытным путем. Если фланец имеет две оси симметрии x и y , а нагрузка приводится

к P_{Σ} , $M_{\Sigma x}$, $M_{\Sigma y}$, то, повторяя рассуждения, связанные с выводом формулы (14.10), получим

$$P_b = P_0 + \frac{c_b}{c_b + c_c} \left(\frac{P_{\Sigma}}{z} + \frac{x_1 M_{\Sigma y}}{z \sum_1 x_j^2} + \frac{y_1 M_{\Sigma x}}{z \sum_1 y_j^2} \right), \quad (14.13)$$

$$P_c = P_0 - \frac{c_c}{c_b + c_c} \left(\frac{P_{\Sigma}}{z} + \frac{x_1 M_{\Sigma y}}{z \sum_1 x_j^2} + \frac{y_1 M_{\Sigma x}}{z \sum_1 y_j^2} \right), \quad (14.14)$$

где P_c — нагрузка части площади стыка, соответствующей наиболее нагруженному винту, положение которого задано координатами x_1 и y_1 .

Из формул (14.11) и (14.12) видно, что если $c_b \gg c_c$, то практически вся сила P_{Σ}/z нагружает винт. В то же время сохраняются начальное давление на поверхности разъема и герметичность соединения. Этим обосновывается целесообразность применения эластичных прокладок там, где требуется герметичность, и когда температура или высокая точность относительного положения деталей в узле не делают их применение невозможным.

С другой стороны, если $c_b \ll c_c$, то дополнительная нагрузка P_{Σ} приводит к изменению давления на поверхности разъема, но нагрузка на винт остается прежней. Это очень важно в тех случаях, когда P_{Σ} меняется во времени, т. е. имеет вибрационный характер. Дело в том, что эффективный коэффициент концентрации в нарезанной части винта очень высок (3,5—4,5) и поэтому винт может выдерживать вибрационную нагрузку лишь при очень низких напряжениях. Если же $c_b \ll c_c$, то главную часть его нагрузки составляет постоянное статически действующее начальное натяжение, а амплитуда переменной части его общей нагрузки будет мала. Кроме того, при значительной вибрационной нагрузке легче происходит самоотвинчивание. Чтобы уменьшить c_b , применяют винты увеличенной длины, уменьшают сечение ненарезанной части, а также предусматривают специальные упругие шайбы.

Н а п р а в л я ю щ и е в ы с т у п ы . Р а з г р у з о ч н ы е у с т р о й с т в а. Перейдем теперь ко второму случаю нагружения соединения на винтах, когда нагрузка действует в плоскости разъема. Часто для облегчения сборки на одной из соединяемых деталей делают центрирующий выступ, а на другой — соответствующее углубление (см. рис. 14-9, б, в). Если посадка центрирующего выступа по боковой цилиндрической поверхности будет достаточно плотной (С или П), то он воспримет сдвигающую силу P_{Σ} . Если, кроме того, предусмотрены эксцентрично расположенные штифты или заменяющие их втулки, то и момент M_{Σ} также будет восприниматься реакцией этих штифтов. В этом случае нагрузка, действующая в плоскости разъема, не оказывает влияния на винты, так как она передается зацеплением соответствующих тел. Поэтому центрирующие выступы, буртики, штифты и втулки называют *разгрузочными устройствами*.

По характеру нагружения и способу расчета эти разгрузочные устройства не отличаются от шпонок. Иногда они и конструктивно выполняются как призматические врезные шпонки, устанавливаемые на плоских поверхностях разъема. Если узел предназначен для передачи вращения, то такие шпонки называют *торцовыми*.

В тех случаях, когда разгрузочные устройства отсутствуют или имеется только центральный цилиндрический выступ, который один не может передавать крутящий момент, нагрузку от M_{Σ} должно нести само соединение на винтах. При этом возможны два разных конструктивных решения:

1. Использовать гладкую (не нарезанную) часть винта в качестве штифта (рис. 14-15, а) (*винты поставлены под развертку*).

2. Выполнить соединение как фрикционное (рис. 14-15, б) (*винты поставлены с зазором*), т. е. затягивая винты, можно создать настолько большое давление, а следовательно, и силу трения на поверхности разъема, что внешняя нагрузка P_{Σ} и момент M_{Σ} не смогут преодолеть

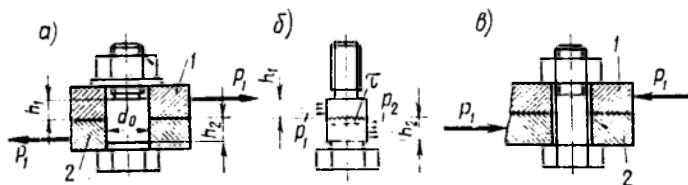


Рис. 14-15

эту силу трения и вызвать скольжение соединяемых деталей по поверхности разъема. В том и другом случае прежде всего нужно решить вопрос о распределении реактивных сил. Заметим, что при отсутствии разгрузочных устройств в случае нагрузки, действующей в плоскости разъема, нельзя предусматривать на этой плоскости упругие прокладки. Деформация среза в таких прокладках может быть слишком большой, что привело бы к перекосу и неправильной работе винтов.

Распределение нагрузки, действующей в плоскости разъема, между отдельными винтами. Чтобы найти распределение нагрузки между отдельными винтами, будем снова исходить из предположения, что при малом упругом относительном перемещении соединяемых деталей сами эти детали практически не деформируются, а вся деформация локализуется в материале винтов и в том тонком шероховатом поверхностном слое основных деталей, который непосредственно примыкает к поверхности разъема. Из этого предположения следует, что деформация при поступательном относительном смещении соединяемых деталей будет для всех точек одинакова. Тогда, аналогично ранее рассмотренному случаю, можно сразу заключить, что сила P_{Σ} одинаково нагружает каждый из винтов и на любой винт приходится сила $P'_1 = P_{\Sigma} : z$.

Если винты расположены по окружности (рис. 14-16, а), то благодаря осевой симметрии нагрузка на каждый винт от действия момента M_{Σ} также будет одинаковой и поэтому и в данном случае $P'_1 = 2M_{\Sigma} : zD$.

Если же винты имеют различные расстояния до центра поворота (рис. 14-16, б), то при малом относительном повороте деформация каждого из них будет пропорциональна расстоянию от центра поворота, а следовательно, пропорциональна этому расстоянию будет и нагрузка на каждый винт.

Поэтому $P'_i/P''_i = R_j/R_1$, где индексом один отмечен наиболее удаленный винт. Тогда

$$M_{\Sigma} = \sum_1^z R_j P'_j = \frac{P''_1}{R_1} \sum_1^z R_j^2.$$

Теперь можно найти полную нагрузку, приходящуюся на наиболее нагруженный винт, как векторную сумму:

$$\bar{P}_1 = P'_1 + \bar{P}''_1 = \frac{P_{\Sigma}}{z} = \frac{\overline{R_1 M_{\Sigma}}}{\sum_1^z R_j^2}. \quad (14.15)$$

Здесь черточки над P'_1 и P''_1 означают, что подразумевается векторное суммирование (по правилу параллелограмма), так как в общем случае направления сил P'_j и P''_j не совпадают (см. рис. 14-16, б).

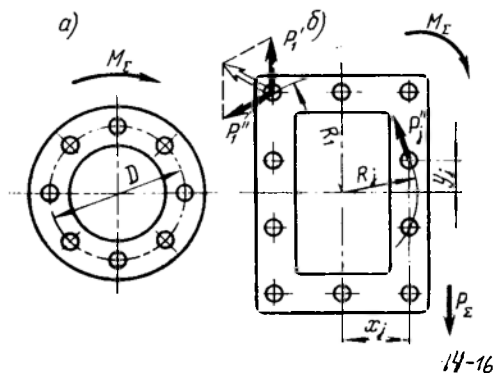


Рис. 14-16

к вопросу о расчете того винта, на долю которого приходится сила P_1 . Если соединение выполнено так, как показано на рис. 14-15, а, то предполагают, что вся внешняя нагрузка передается одними только винтами, т. е. что $P_{в\Sigma} = P_{\Sigma}$, $M_{в\Sigma} = M_{\Sigma}$. При этом предположении условия нагружения винта не отличаются от условий нагружения штифта или шпонки. Винт испытывает средние поверхностные давления (см. рис. 14-15, б)

$$p_1 = \frac{P_1}{h_1 d_0} \text{ и } p_2 = \frac{P_1}{h_2 d_0}, \quad (14.16)$$

где d_0 — диаметр посадочной поверхности; h_1 и h_2 — высота цилиндрических поверхностей соприкосновения винта с деталями 1 и 2 соответственно.

Критерием прочности является совокупность условий

$$p_1 \leq [p_1], \quad p_2 \leq [p_2], \quad (14.16')$$

так как $[p_1]$ и $[p_2]$ могут быть различны при разных материалах деталей 1 и 2. (В рассматриваемом случае величины $[p_1]$ и $[p_2]$ берут несколько ниже, чем для шпоночного соединения, выполненного из тех же материалов, вследствие неравномерного распределения нормального давления по цилиндрической поверхности.)

Кроме того, винт должен быть проверен на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4P_1}{\pi d_0^2} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (14.17)$$

Расчет винтов, поставленных с зазором. Если соединение выполнено так, как показано на рис. 14-15, в, то вся внешняя нагрузка передается с детали 1 на деталь 2 только посредством трения на плоскости разъема. Поэтому в выражении (14.15) снова $P_{\text{в}\Sigma} = P_{\Sigma}$, а $M_{\text{в}\Sigma} = M_{\Sigma}$, но теперь P_1 нагружает не винт, а соответствующую часть площади стыка. При этом сила трения должна быть больше P_1 , т. е. $P_1^{(F)} = n_c P_1$, где n_c — коэффициент запаса. Так как $P_1^{(F)} = f_0 P_0$, где f_0 — коэффициент трения, а P_0 — сила начальной затяжки винта, то

$$P_0 = \frac{P_1^{(F)}}{f_0} = n_c \frac{P_1}{f_0}. \quad (14.18)$$

Это соотношение определяет ту силу начальной затяжки P_0 , с которой должен быть затянут винт, чтобы на наиболее нагруженной части поверхности разъема под действием нагрузки P_1 не возникло скольжение. По величине силы P_0 может быть выбран винт необходимого размера. Нужно заметить, что при статическом нагружении соединения формула (14.18) дает несколько преувеличенное значение силы начальной затяжки P_0 , так как в этом случае скольжение на части (а не на всей) плоскости разъема еще не представляет опасности.

Для конструкции, показанной на рис. 14-15, а, винты получают меньшего диаметра, а все соединения легче и компактнее, чем при исполнении, изображенном на рис. 14-15, в. Однако при этом необходимо разворачивать отверстия совместно в обоих фланцах. Взаимозаменяемость фланцев на различных экземплярах детали отсутствует и стоимость соединения возрастает. Поэтому в не очень ответственных соединениях чаще применяют тип соединения, показанный на рис. 14-15, в. В справочной литературе и в приложениях указаны значения допускаемых усилий начальной затяжки винтов с крупной метрической резьбой в зависимости от их диаметра и материала. Предполагается, что эти усилия создаются путем контролируемой затяжки динамометрическими ключами, в результате чего σ_s достигает предела текучести σ_T . При неконтролируемой затяжке берут более низкие значения допускаемых усилий $[P_0] = [P_A]$ (по столбцу Б табл. XIV.4).

Если винты при работе машины получают дополнительную нагрузку, то начальная затяжка P_0 должна быть уменьшена по сравнению с $[P_A]$, указанным в справочнике.

В процессе начальной затяжки в стержне винта появляется напряжение растяжения $\sigma_1 = \frac{4P_A}{\pi d_1^2}$ и напряжение кручения $\tau_1 = \frac{M_p}{W_p}$. При последующем нагружении растягивающей силой δP_B возникает дополнительное напряжение растяжения $\sigma_2 = \frac{4\delta P_B}{\pi d_1^2}$ (дополнительного напряжения кручения нет). Поэтому $\sigma_3 = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + 3\tau_1^2}$. Если потребовать, чтобы $\sigma_3 = \sigma_{0\beta}$, где $\sigma_{0\beta}$ — эквивалентное напряжение, которое считают допускаемым при определении $[P_A]$, то можно получить формулу для подсчета величины допускаемой дополнительной нагрузки винта $[\delta P_B]$:

$$[\delta P_B] = [P_A] \sqrt{\frac{(1+\beta) \kappa^2}{(1+\kappa)^2 + \beta}}, \quad (14.19)$$

где

$$\beta = 12 (d_2/d_1)^2 \operatorname{tg}^2 (\lambda + \rho) \approx 0,7, \text{ а } \kappa = \delta P_B/P_0.$$

При проверочном расчете известны δP_B , β , а согласно размеру винта и $[P_A]$. Поэтому из формулы (14.19) определяется κ и затем P_0 .

При проектном расчете из формулы (14.19) следует найти $[P_A]$, а по нему размер винта. Для этого следует предварительно выбрать κ в пределах от 0,1 до 0,3.

Пример 1. Пусть сила Q (см. рис. 14-10) равна 50 000 н, расстояние между болтами равно $L = 500$ мм, число болтов $z = 4$ (по два с каждой стороны), $c_B/(c_B + c_c) = 0,3$. Определить необходимый диаметр болтов.

Решение. По формуле (14.10) имеем:

$$P_1 = \frac{50\,000}{4} + \frac{250(50\,000 \cdot 500)}{4 \cdot 250^2} = 12\,500 + 25\,000 = 37\,500 \text{ н.}$$

Согласно формулам (14.11) и (14.12)

$$P_B = P_0 + 0,3 \cdot 37\,500 = P_0 + 11\,200 \text{ н;}$$

$$P_c = P_0 - (1 - 0,3) \cdot 37\,500 = P_0 - 26\,300 \text{ н.}$$

В тех случаях, когда требуется обеспечить герметичность соединения, величина остаточной силы P_c определяется величиной минимально необходимого для этого напряжения p на поверхности разреза. В нашем примере это требование не поставлено. Поэтому нужно только, чтобы P_c было больше нуля, иначе между опорной плоскостью кронштейна и поверхностью плиты образуется просвет. Примем $\kappa = 0,3$, тогда

$$\begin{aligned} [P_A] &= [\delta P_B] : \sqrt{\frac{(1+0,7) \kappa^2}{(1+\kappa)^2 + 0,7}} = 11\,200 : \sqrt{\frac{1,7 \cdot 0,3^2}{1,3^2 + 0,7}} = \\ &= \frac{11\,200}{\sqrt{\frac{0,153}{2,39}}} = \frac{11\,200}{\sqrt{0,064}} = 44\,300 \text{ н.} \end{aligned}$$

По этой силе и следует подобрать диаметр винта. При неконтролируемой силе затяжки (при затяжке обычным, а не динамометриче-

ским ключом) и болтах из стали Ст. 3 подходящий размер равен МЗО ($[P_A] = 44\ 200\ \text{н}$).

Диаметр винта получился довольно большим, такие винты трудно затягивать вручную. Поэтому теперь видно, что лучше было бы увеличить число винтов до шести или до восьми.

Определим силу P_c , которая еще будет прижимать плоскости разъема соединения в зоне наиболее растянутого болта после нагружения кронштейна силой Q :

$$P_c = P_0 - \frac{c_c}{c_b + c_c} P_1 = 44\ 300 - 0,7 \cdot 37\ 500 = 44\ 300 - 26\ 300 = 18\ 000\ \text{н}.$$

При сборке соединения винт должен быть затянут так, чтобы растягивающая его сила (в отсутствие нагрузки Q)

$$P_0 = \frac{\delta P_b}{\kappa} = \frac{11\ 200}{0,3} = 37\ 300\ \text{н}.$$

Пример 2. Для соединения по типу рис. 14-16, *a* требуется определить $[M_\Sigma]$, если $z = 6$. Винты М22 из стали Ст. 3 поставлены с зазором, материал фланцев чугуи, $D = 220\ \text{мм}$, затяжка винтов не контролируемая.

Решение. При затяжке одного винта М22 из стали Ст. 3 возникает сила $[P_A] = P_0 = 18\ 700\ \text{н}$. Следовательно, по соотношению (14.18)

$$P_1 = \frac{f_0 P_0}{n_c} = \frac{0,1 \cdot 18\ 700}{2} = 935\ \text{н}.$$

Здесь принято $f_0 = 0,1$ и коэффициент запаса $n_c = 2$. Теперь по формуле (14.15)

$$[M_\Sigma] = \frac{P_1 \sum_1^z R_i^3}{R_1} = 6 P_1 \frac{D}{2} = 6 \cdot 935 \cdot 0,11 = 620\ \text{н} \cdot \text{м}.$$

§ 6. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ И СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклепочные соединения. Появление заклепочных соединений исторически предшествовало появлению сварных. В прошлом заклепочные соединения широко применялись в строительных конструкциях и при изготовлении котлов и резервуаров, т. е. в тех случаях, когда требовалось соединить металлические пластины, листы или полки прокатных профилей. В настоящее время клепка вытеснена сваркой и применяется только тогда, когда материал соединяемых изделий не пригоден для электросварки. На рис. 14-17 изображено заклепочное соединение однорядным швом встык с двумя накладками и с параллельным расположением заклепок. Такое соединение — неразъемное, так как для его разборки требуется срубить заклепки. Как правило, на заклепочное соединение действуют силы (реже моменты) в плоскости соединяемых пластин. В этом случае заклепочное соединение работает как соединение на винтах без разгрузочных

приспособлений, которое было рассмотрено в конце предыдущего параграфа.

Расклепывание головок заклепок больших диаметров производится в горячем состоянии, малых — в холодном. После этой операции в теле заклепки возникают остаточные напряжения, создающие начальное натяжение и соответствующее ему давление на поверхности соприкосновения соединяемых деталей. Если сила трения, соответствующая этому давлению, достаточна, чтобы противодействовать силе, стремящейся вызвать сдвиг соединяемых листов, то дополнительной нагрузки на тело заклепки не возникнет. При этом заклепки работают как винты, поставленные с зазором (хотя в случае заклепок зазора, конечно, нет; речь идет только об аналогии в напряженном состоянии стержня

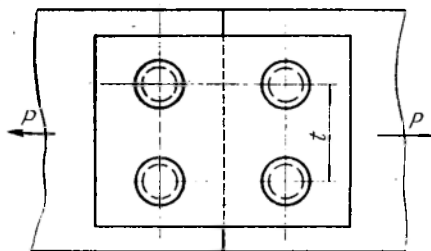
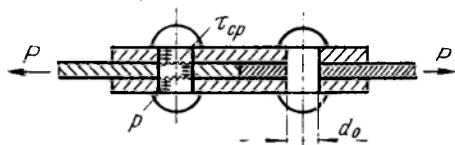


Рис. 14-17

заклепки и винта). В этом случае заклепочные соединения называют *плотными*.

При большом шаге заклепок сила трения недостаточна, чтобы уравновесить внешнюю нагрузку, и заклепки начинают работать, как торцовые шпонки или как винты, установленные без зазора. Характер нагружения тела заклепки в этом случае поясняет рис. 14-17. В этом случае заклепочные соединения называют *прочными*.

Расчетом должно быть проверено напряжение смятия p на поверхности касания заклепки с отверстием и напряжение сдвига $\tau_{ср}$ в сечениях, по-

меченных волнистой линией. Расчет можно выполнять по формулам (14.16), (14.16') и (14.17), где под h_1 и h_2 следует понимать толщины склепываемых листов, а под d_0 — диаметр заклепки. Допускаемое напряжение $[\tau_{ср}]$ берут равным $0,4\sigma_t$. При расчете нужно принимать во внимание число склепываемых пластин. Например, при двух накладках через каждую из них передается только половина силы $P/2$, что нужно учитывать при пользовании формулой (14.17).

Отверстия для заклепок уменьшают площадь рабочего сечения листа в отношении $(t - d_0)/t$, где t — шаг заклепочного шва. Это приводит к неравнопрочности листа по месту, не ослабленному заклепочным швом, и по заклепочному шву. Так как толщина листа определяется достаточной прочностью наиболее слабого места (т. е. зоны заклепочного шва), то по целому месту лист оказывается недоиспользованным, что приводит к непроизводительной затрате материала. По этой причине, а также вследствие технологических преимуществ в стальных металлоконструкциях сварные соединения вытеснили заклепочные.

Электросварные соединения. Электросварными называют соединения, выполненные *электродуговой* или *контактной* сваркой. Первая является весьма универсальной, вторая имеет более специальное применение. На рис. 14-18 изображены наиболее типичные соединения электродуговой сваркой: *стыковое* (а), *внахлестку* (б) и *тавровое* (в). Сварные соединения по возможности следует конструировать с длинными и хорошо доступными швами, удобными для автоматической электросварки под слоем флюса. Ручная сварка дает менее однородный и менее прочный шов. Всегда следует избегать вертикальных и особенно потолочных швов, которые неудобны для наложения.

Наиболее совершенным сварным соединением является стыковое (см. рис. 14-18, а), при котором эффективный коэффициент концентрации получается наименьшим. При правильном подборе материала электрода, флюса и метода наложения шва может быть обеспечена равнопрочность сварного соединения с основным металлом элементов конструкции. Никакого специального расчета такого шва не требуется.

Соединения, представленные на рис. 14-18, б, в, удобны в технологическом отношении, так как здесь

не требуется специальной подготовки кромок (разделки фасок) и оно может неплохо работать при передаче статической силы, действующей вдоль шва. Если предположить, что эта сила вызывает равномерное напряжение среза в материале шва, то его легко подсчитать по соотношению

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{0,7K \sum l}, \quad (14.20)$$

где P — срезающая сила; $\sum l$ — суммарная длина швов; K — катет шва, который чаще всего берут равным толщине свариваемых пластин.

Коэффициент 0,7 введен в формулу потому, что высота сечения, в котором подсчитывается $\tau_{\text{ср}}$ (рис. 14-18, г), равна $K \cos 45^\circ = 0,7 K$.

Такие соединения удобны для образования двутавровых и коробчатых профилей сварных балок и отдельных стержней рамных конструкций. Они плохо работают на отрыв вследствие большой концентрации напряжений в местах перехода от наплавленного валика к основному металлу.

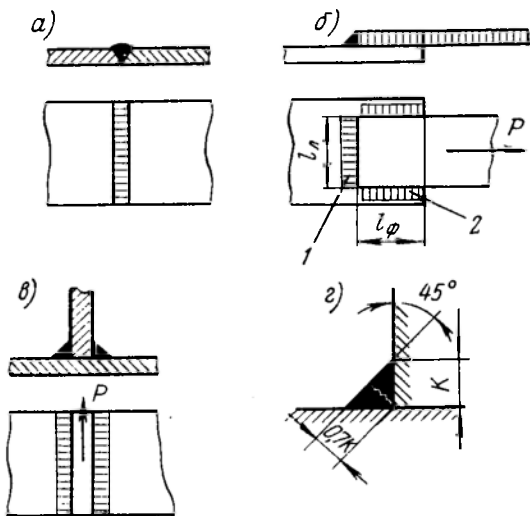


Рис. 14-18

Соединение, показанное на рис. 14-18, б, появилось в результате подражания клепаным конструкциям. Такое соединение наименее целесообразно из-за большой неравномерности распределения напряжений по длине *фланговых* (2) швов и большой концентрации их при переходе от валика *лобового* (1) шва к основному металлу. Хотя характер нагружения фланговых и лобовых швов в действительности различен, принято для обоих швов вести расчет напряжений по одним и тем же формулам. Поэтому применительно к рис. 14-18, б имеем

$$\tau_{cp} = \frac{P}{0,7K(l_a + 2l_{\phi})}. \quad (14.21)$$

При вибрационной нагрузке могут применяться только стыковые соединения (см. рис. 14-18, а). Если вибрационная нагрузка составляет лишь небольшую часть от общей и направлена вдоль шва, допустимы тавровые соединения (см. рис. 14-18, в). Соединения внахлестку (см. рис. 14-18, б) применяют для неответственных конструкций при статической нагрузке.

Допускаемое напряжение для материала сварного шва $[\tau_{cp}]$ берут в пределах

$$[\tau_{cp}] = (0,6 \div 0,65) [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для основного металла.

Более подробные сведения о выполнении сварных соединений даются обычно в курсе технологии.

Ознакомившись с основными видами соединений, перейдем теперь к изучению самых распространенных в машиностроении и самых ответственных деталей — валов.

ВАЛЫ И МУФТЫ

[устройства для передачи вращения вдоль прямой молинейной оси]

§ 1. ВАЛЫ И ОСИ

Общие сведения. *Валами* называют детали, передающие крутящий момент вдоль своей оси вращения. Они бывают *прямыми* и *коленчатыми* (рис. 15-1, а, з). Валы несут на себе жестко скрепленные с ними зубчатые колеса, шкивы, маховики, муфты, рабочие органы, инструмент и т. п. Они покоятся на опорах, которые удерживают их от смещения и воспринимают поперечные и осевые нагрузки. Эти нагрузки передаются на них со стороны соседних деталей и звеньев (например, шатунов). Поэтому материал валов, кроме напряжения кручения, испытывает также и напряжения изгиба. Коленчатые валы имеют ряд П-образных изгибов, образующих смещенные относительно друг друга кривошипы параллельно работающим кривошипно-ползунным механизмам. Иногда применяют *полые* (трубчатые) валы, материал которых используется лучше, чем материал сплошных. Кроме того, существуют проволочные *гибкие валы*, которые не могут воспринимать поперечные к их оси силы и предназначаются только для передачи вращения, как и подвижные муфты.

Детали, которые служат для поддержания вращающихся частей и фиксации их оси вращения и которые не передают крутящего момента, называют *осями*. Однако деление на валы и оси является в значительной мере условным.

Опорные части валов и осей называют *цапфами*. Причем различают промежуточные цапфы — *шейки* Ш (см. рис. 15-1, з) и концевые цапфы, или *шипы*, Ц (рис. 15-1, в). На рис. 15-2 показаны типовые формы цапф для подшипников скольжения (а, б, в) и для подшипников качения (з, д).

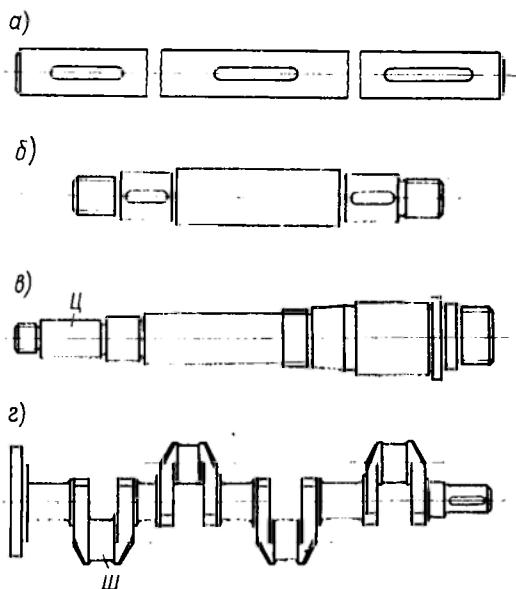


Рис. 15-1

Чтобы было удобнее надевать детали на вал и снимать с него, вал часто делают ступенчатым (рис. 15-1, б). Такая форма удобна также для передачи осевых усилий с деталей, распространенных на валу, непосредственно на вал, так как съемная деталь упирается в *запечик* вала. Кроме того, запечик облегчает при сборке точную установку детали на валу. Наконец, ступенчатая форма вала оказывается более благоприятной и с точки зрения использования его материала: большее сечение соответствует зоне действия максимального изгибающего момента.

Однако ступенчатая конструкция имеет и свои недостатки. Если заготовкой является прокат, а не поковка, то увеличивается объем токарной обработки и отходов в стружку. Резкие переходы диаметра вызывают большую концентрацию напряжений, сильно снижающую прочность вала, так как обычно его материал работает при знакопеременном напряжении изгиба. При этом не всегда возможно уменьшить

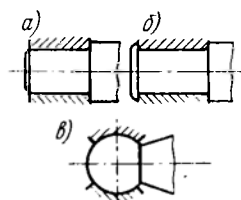


Рис. 15-2

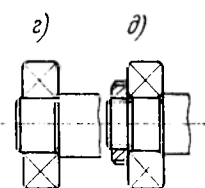


Рис. 15-3

концентрацию напряжений с помощью плавного переходного участка, так как для выхода шлифовального круга приходится предусматривать канавку. На рис. 15-3 показаны целесообразные формы переходных частей ступенчатых валов.

Валы обычно изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей (Ст. 5, 45, 40Х). В последнем случае часто применяют улучшение. Поверхность валов должна быть сплошь обработанной (а не только в местах посадки других деталей), так как чистая обработка поверхности повышает выносливость. Валы рассчитывают на прочность, деформацию (прогиб) и вибрацию.

Порядок расчета вала. При составлении расчетной схемы вала подшипники заменяют идеальными шарнирами, размещенными в средней плоскости опоры (иногда, учитывая форму упругой линии вала, расчетную опору смещают на $\frac{2}{3}$ длины подшипника, считая от его внешнего края). Затем, в случае статически определимых валов, находят реакции шарнирных опор, рассматривая звено, образованное валом с укрепленными на нем деталями, как твердое тело, находящееся под действием сил, возникающих в кинематических парах. Далее строят эпюры крутящих и изгибающих моментов.

Так как нагрузка имеет пространственный характер, следует сначала определить изгибающие моменты, действующие в двух взаимно

перпендикулярных плоскостях, для каждой плоскости отдельно. Построив суммарные эпюры изгибающих моментов от всех нагрузок для каждой плоскости, необходимо векторно сложить моменты, действующие в перпендикулярных плоскостях, но в одном поперечном сечении вала. Затем с помощью найденных таким образом полных изгибающих и крутящих моментов находят нормальные и касательные напряжения в предполагаемых опасных сечениях и, наконец, определяют для них коэффициенты запаса.

Пример. На валу (рис. 15-4) на расстоянии $l_1 = l_2 = l$ от опор укреплено косозубое колесо. Пусть вращающий момент M_k на выходном конце вала передается так, чтобы поперечные к оси вала силы на этом конце не возникают. В полюсе зацепления колес O действует сила с компонентами P_k , P_R и P_A .

Рассмотрим действие каждого компонента отдельно. Как видно из рис. 15-5, а, окружная сила, действующая в полюсе зацепления O ,

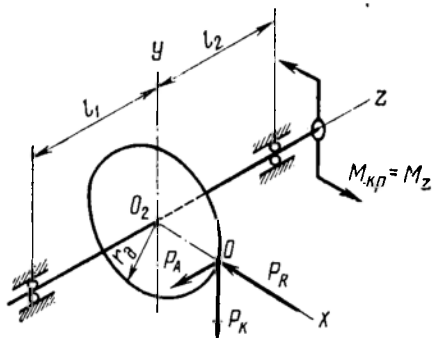


Рис. 15-4

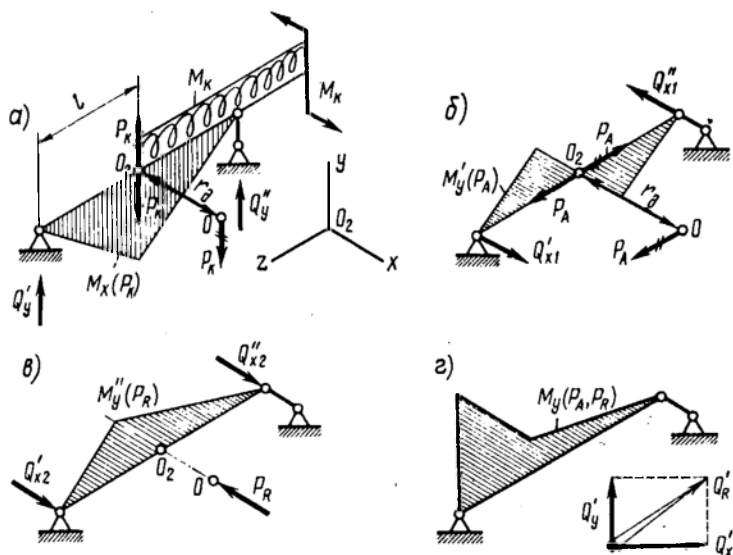


Рис. 15-5

может быть заменена статически эквивалентным комплексом: силой P_k , приложенной на оси вала в точке O_2 , и крутящим моментом, приложенным в среднем сечении вала, равным $M_k = P_k r_2$; так как $l_1 = l_2$, то реакции обеих опор одинаковы и равны $P_k/2$. Эпюры изгибающих

моментов $M_x(P_K)$ треугольная, с максимальным моментом $(M_x)_{02}$ в среднем сечении вала, равным $lP_K/2$.

Аналогично заменяем силу P_A , приложенную в полюсе, силой P_A , направленной по оси вала, и изгибающим моментом, приложенным в среднем сечении вала, равным $P_A r_\partial$ (рис. 15-5, б). Этот момент вызывает равные по модулю, но противоположно направленные (поперечные к оси вала) реакции $Q'_{x1} = Q''_{x1} = P_A r_\partial / (l_1 + l_2)$. Эпюра $M'_y(P_A)$ представлена на рис. 15-5, б. Поскольку $l_1 = l_2$, то изгибающий момент в среднем сечении вала равен $(M_y)_{02} = P_A r_\partial / 2$.

На рис. 15-5, в изображена эпюра моментов от компонента P_R . В этом случае реакции опор равны $Q'_{x2} = Q''_{x2} = P_R/2$, а максимальный изгибающий момент $(M_y)''_{02} = P_R l / 2$.

На рис. 15-5, г представлена суммарная эпюра изгибающих моментов в плоскости xO_2z , т. е.

$$M_y(P_A, P_R) = M'_y(P_A) + M''_y(P_R).$$

Максимальный момент действует в среднем сечении вала и равен

$$(M_y)_{02} = (P_R l + P_A r_\partial) / 2.$$

Соответственно полные или суммарные горизонтальные реакции опор будут:

$$Q'_x = Q'_{x1} + Q'_{x2} = \frac{P_A r_\partial}{2l} + \frac{P_R}{2}; \quad Q''_x = Q''_{x2} - Q''_{x1} = \frac{P_R}{2} - \frac{P_A r_\partial}{2l}.$$

Теперь могут быть найдены полные радиальные, т. е. поперечные к оси вала реакции опор:

$$Q'_R = \sqrt{(Q'_x)^2 + (Q'_y)^2}; \quad Q''_R = \sqrt{(Q''_x)^2 + (Q''_y)^2}. \quad (15.1)$$

Они численно равны тем радиальным нагрузкам Q_R на соответствующие опоры, которые необходимо знать для правильного конструирования опорных узлов и подбора подшипников качения или расчета подшипников скольжения. Кроме того, одна из опор будет нагружена дополнительно осевой силой P_A .

Для расчета вала необходимо найти изгибающий момент в каждом сечении, которое может оказаться опасным. В нашем примере таким сечением является среднее. В нем изгибающий момент

$$(M_y)_{02} = \sqrt{(M_x)_{02}^2 + (M_y)_{02}^2}. \quad (15.2)$$

Нужно, однако, помнить, что приведенные в этом примере соотношения справедливы только при $l_1 = l_2$.

Определение коэффициента запаса прочности. Для оценки прочности вала необходимо принимать во внимание как изгибающий M_y , так и крутящий M_K моменты. При этом нужно помнить, что при ступенчатой форме вала и наличии концентраторов (таких, как переходы сечения с галтелями, напрессованные детали, шпоночные пазы, шлицы или зубья, отверстия, канавки, резьба и т. п.) опасным не обязательно будет то сечение, где момент имеет наибольшую величину. Опасным является сечение с наименьшим

значением коэффициента запаса прочности. Поэтому, наметив вызывающие сомнение сечения, в каждом из них находят фактический коэффициент запаса прочности следующим образом.

Подсчитывают $\sigma_n = \frac{M_n}{W}$, где W — момент сопротивления изгибу, который определяется с учетом местных ослаблений (например, шпоночным пазом; для круглого сечения $W = 0,1 d^3$). Напряжения сжатия или растяжения ($\sigma_{сж} = P_A/F$) для валов обычно пренебрежимо малы. Вообще говоря, нормальное напряжение σ может состоять из постоянной σ_m и переменной σ_a частей. Так как в большинстве случаев для вращающихся валов внешняя нагрузка неподвижна в пространстве, то $\sigma_a = \sigma_n$ (а $\sigma_m = 0$, поскольку $\sigma_{сж} \approx 0$).

Далее, $\tau_k = M_k/W_p$, где W_p — момент сопротивления кручению подсчитывается с учетом фактических ослаблений (для круглого вала $W_p = 0,2 d^3$). τ_k также состоит из постоянной τ_m и переменной τ_a частей. При неререверсивной нагрузке и очень редких пусках можно положить $\tau_m = \tau_k$. Вообще же для повышения запаса прочности принято считать $\tau_a = \tau_k$, а $\tau_m = 0$. При этом напряжением среза обычно пренебрегают. Далее определяют величину запаса прочности отдельно по нормальным n_σ и по касательным n_τ напряжениям.

Существующий для данного вала фактический коэффициент запаса прочности находят из соотношения

$$\frac{1}{n_\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}, \quad (15.3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{n_\sigma} &= \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{нч}}, \quad (a) \\ \frac{1}{n_\tau} &= \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau} \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{нч}}, \quad (б) \end{aligned} \right\} \quad (15.4)$$

есть величины, обратные коэффициентам запаса прочности по нормальным и по касательным напряжениям соответственно.

Соотношения (15.4) легко могут быть получены из диаграммы предельных циклов (см. рис. 1-4), где σ_a , σ_m — переменная и постоянная составляющие действующих напряжений, σ_{-1} — предел выносливости при знакопеременном цикле, $\sigma_{нч}$ — предел прочности, K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений и ϵ_σ — масштабный фактор. Величины, входящие в соотношение (15.2, б), имеют тот же смысл, но относятся к напряжениям кручения.

Масштабным фактором ϵ_σ в формулах (15.4) учитывают снижение вибрационной прочности при увеличении абсолютных размеров вала, установленное экспериментально. Такое снижение объясняется неоднородностью структуры поверхностного слоя и сердцевины. С уменьшением размеров упрочняющее влияние поверхностного слоя возрастает.

Нагрузочная способность вала по его выносливости считается достаточной, если в результате расчета коэффициент запаса прочности n_Σ , подсчитанный по соотношению (15.3), окажется не менее

чем 1,5—2,5. Описанный расчет вала является проверочным. Для его выполнения нужно иметь значения диаметра вала в опасных сечениях, т. е. нужно располагать чертежом вала. При проектировании поступают по одному из двух способов:

1. Вычерчивают вал, руководствуясь конструктивными соображениями и оценивая его прочность «на глаз».

2. Определяют диаметр в опасном сечении с помощью грубого прикидочного расчета, принимая увеличенное значение коэффициента запаса прочности (например, $4 \div 5$).

Проверка жесткости вала. Во многих случаях достаточно прочные валы оказываются совершенно непригодными для работы вследствие большой деформации (большой стрелы прогиба или большого искривления оси вала). На рис. 15-6, а штрих-пунктирными линиями показано, как изогнется вал с консольно расположенным коническим колесом под действием окружного усилия, а на рис. 15-6, б

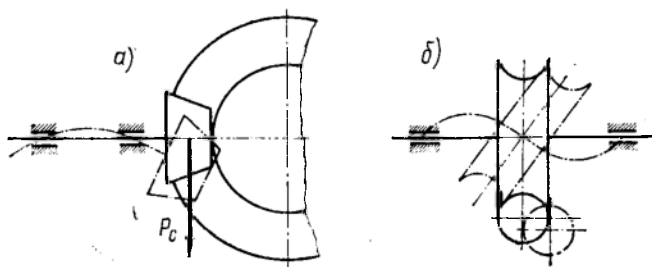


Рис. 15-6

положение червячного колеса и червяка, которое они займут в результате деформации валов под действием сил, возникающих в червячном зацеплении. Очевидно, в обоих случаях, чтобы правильность зацепления не была нарушена, нужно ограничить величину деформации валов. Чаще всего для валов зубчатых и червячных передач считают, что допустимый прогиб должен быть меньше 0,01—0,02 от модуля зацепления. Можно привести и другие примеры, когда деформация вала должна быть ограничена. Например, разница в углах поворота деталей, находящихся на противоположных концах вала, приводит к некоторой ошибке в функционировании всего устройства.

При проверке жесткости величину деформации подсчитывают по общим методам курса «Сопротивление материалов» и сравнивают с величиной деформации, допускаемой для данного объекта. В большинстве случаев размеры сечения валов зубчатых и червячных передач выбирают не по условиям обеспечения выносливости, а по условиям необходимой жесткости (ограниченности деформации).

К р и т и ч е с к а я с к о р о с т ь в р а щ е н и я в а л а. Перейдем к расчету *критической скорости* вращения валов. Звенья работающих машин, кроме движения, определяемого кинематикой механизма (номинального движения), совершают малые колебания как упругие тела. И хотя дополнительные перемещения при этом незначительны,

силы инерции могут во много раз превосходить те, которые находят в результате динамического анализа работы идеализованного механизма.

Следует отметить, что колебательные процессы в работающих машинах и механизмах могут возникать и под действием постоянных по величине, а иногда и по направлению сил.

В результате довольно сложных расчетов, методы которых разрабатываются теорией колебаний, редко удается с достаточной точностью найти величину самих дополнительных сил инерции, нагружающих детали при колебаниях. Чаще всего их влияние оценивают с помощью соответствующего поправочного коэффициента K_d , на который умножают силу, найденную для идеализованного механизма. Задача же расчета на колебания обычно состоит в определении тех граничных скоростей, между которыми лежит зона интенсивной вибрации. При этом рабочие скорости машины должны располагаться на достаточном удалении от этих опасных границ.

Типичным примером расчета на вибрацию является определение критической скорости вращения вала, т. е. такой угловой скорости, при которой возникают интенсивные поперечные колебания. Покажем, что такая скорость существует.

Пусть имеется вертикальный вал (рис. 15-7, а), несущий в средней части диск весом G . Предположим, что в результате ошибок производства центр тяжести диска не лежит на оси вала и величина смещения есть e . Вследствие упругого прогиба вала y центр тяжести диска будет двигаться по кругу радиуса $y + e$. При этом центробежная сила $P = \omega^2 (y + e) G/g$ (где ω — угловая скорость, g — ускорение земного притяжения) уравновешивается внутренними силами упругости. Можно представить восстанавливающую упругую силу изогнутого вала как Gy/y_0 , где y_0 — прогиб вала от действия воображаемой силы, равной силе веса G . Следовательно,

$$\frac{G}{g} \omega^2 (y + e) = G \frac{y}{y_0},$$

откуда

$$\frac{y}{e} + 1 = \frac{g}{\omega^2 y_0} \cdot \frac{y}{e},$$

или

$$\frac{y}{e} = \frac{1}{\frac{g}{y_0 \omega^2} - 1}. \quad (15.5)$$

Такое же соотношение получилось бы и для горизонтального вала.

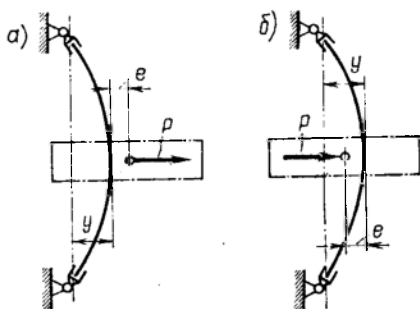


Рис. 15-7

Из формулы (15.5) видно, что величина упругого прогиба y зависит от ω и от e . Чем точнее выполнено уравнивание, тем меньше e и тем меньше будет y при той же скорости ω . Однако существует такая скорость, когда при сколь угодно малом e поперечный прогиб y опасно увеличивается. Эта скорость, обращающая знаменатель выражения (15.5) в нуль, называется *критической* и равна

$$\omega_k = \sqrt{g/y_0}. \quad (15.6)$$

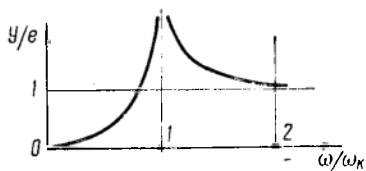


Рис. 15-8

Характер изменения отношения y/e в зависимости от ω/ω_k иллюстрирует рис. 15-8.

Жесткие и гибкие валы. В зоне, где ω становится больше ω_k , фаза колебания меняется на обратную, а амплитуда упругого прогиба y с беспредельным повышением скорости стремится к e . Характер деформации для такого случая показан на рис. 15-7, б. Валы, работающие при $\omega < \omega_k$ (см. рис. 15-7, а), называют *жесткими*. Валы могут работать и при $\omega > \omega_k$ (см. рис. 15-7, б), но разгон их до нормальной скорости должен происходить достаточно быстро, чтобы при проходе через опасную зону (вблизи $\omega = \omega_k$) не успели развиваться опасные колебания. Такие валы называют *гибкими*.

При расчете на вибрацию для жестких валов должно быть

$$\omega_k/\omega_{\max} > n_k,$$

где $\omega_{\max}$ — максимальная рабочая скорость вала, а n_k — коэффициент безопасности.

Для гибких валов

$$\omega_{\min}/\omega_k > n_k,$$

где $\omega_{\min}$ — минимальная рабочая скорость вала. Значения n_k колеблются для разных машин в пределах от 1,2 до 1,6.

Во многих случаях величина ω_k определяется не так просто, как это было описано выше. Если принять во внимание распределенную массу и упругость опор, получается несколько критических скоростей ω_{k1} , ω_{k2} и т. д.

Виды неуравновешенности валов. На рис. 15-9 изображен тот частный случай неуравновешенности (*дебаланса*), при котором центр тяжести ротора лежит на геометрической оси вала, но вибрация все же возникает, как это ясно из рисунка. Соответствующая критическая скорость при этом будет выше, чем в случае, показанном на рис. 15-7. Неуравновешенность самого общего типа можно представить как результат наложения частных случаев, изображенных на рис. 15-7 и 15-9, так как распределенные силы инерции всегда можно

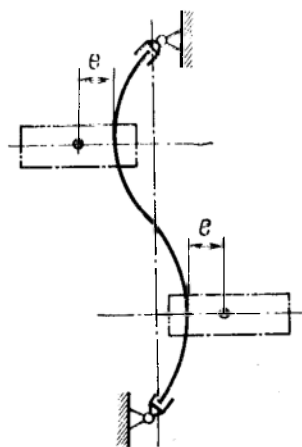


Рис. 15-9

заменить главным вектором и главным моментом. Для устранения неуравновешенности такого вида производят динамическую балансировку вращающихся роторов на специальных балансировочных станках, так как обнаружить дебаланс того типа, который показан на рис. 15-9, при статической балансировке на призмах нельзя.

§ 2. МУФТЫ ПОСТОЯННО ЗАМКНУТЫЕ

Не всегда можно выполнить вал в виде одной детали. Иногда приходится соединять несколько отдельно изготовленных валов в один общий вал машины с помощью постоянно замкнутых муфт. По своему назначению такие муфты подразделяются на *глухие* и *компенсирующие*. Первые применяют в тех случаях, когда по условиям производства и сборки может быть обеспечена строгая соосность соединяемых валов. Сборный вал, составленный из более коротких цельных валов, соединенных глухими муфтами, предназначен для тех же целей, что и цельный вал равной длины. Такую конструкцию применяют потому, что во многих случаях без разъемов сборного вала не выполним монтаж или транспортировка. Кроме того, упрощаются регулировка нагрузки на опоры многоопорных валов и само изготовление более коротких цельных валов.

Нужно помнить, что опоры многоопорных валов следует размещать так, чтобы каждый из соединяемых цельных валов покоился не менее чем на двух опорах.

Глухие муфты. Одним из наиболее распространенных типов глухих муфт является *фланцевая*, изображенная на рис. 15-10, из которого видно, что для соединения полумуфт при сборке необходимо осуществить небольшое продольное перемещение валов. При правильном расчете и монтаже сборного вала в плоскости разреза полумуфт изгибающий момент отсутствует и во время работы машины действует только рабочий крутящий момент, на передачу которого и должны быть рассчитаны винты (болты) муфты. При этом могут применяться как винты, устанавливаемые в отверстия без зазора (работающие на смятие и срез), так и устанавливаемые с зазором. В последнем случае их предварительная затяжка должна быть достаточной для передачи крутящего момента трением на плоскости разреза.

Компенсирующие муфты. Компенсирующие муфты применяют в тех случаях, когда соединяемые валы при работе машины могут иметь небольшие относительные перемещения, которые не должны мешать передаче вращения сборным валом. Иногда их применяют и тогда, когда нет возможности обеспечить при монтаже строгую соосность валов. Таким образом, их назначение всегда состоит в том, чтобы компенсировать вредное влияние неправильного относительного положения соединяемых валов на передачу вращения.

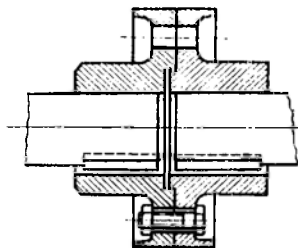


Рис. 15-10

В соответствии со способом компенсации различают *подвижные (механические)* и *упругие (деформируемые)* компенсирующие муфты. Виды относительных смещений концов соединяемых валов (*продольное смещение, несоосность, непараллельность*) показаны на рис. 15-11. Некоторые конструкции муфт предназначены для компенсации какой-либо одной из неправильностей относительного положения, другие — всех вместе.

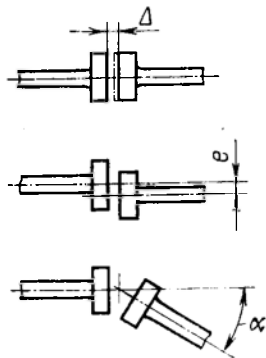


Рис. 15-11

Муфта с «плавающим» вкладышем. В качестве примера универсальной компенсирующей подвижной муфты на рис. 15-12, а изображена муфта с плавающим вкладышем, соединяющая несоосные валы. На рис. 15-12, б представлена ее структурная схема. Поскольку соединение кулисы 2 с кривошипами 1 и 3 выполнено поступательными парами, их относительный угол поворота не может изменяться. Поэтому угловые скорости всех трех звеньев одинаковы ($\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$) независимо от величины несоосности (эксцентриситета) e . Полная величина перемещения в поступательных парах за оборот вала равна

$2e$ и поэтому скорости скольжения v_{12} и v_{32} возрастают с увеличением несоосности. Муфта сильнее нагревается и быстрее изнашивается.

На рис. 15-12, а показано конструктивное оформление муфты, и можно заметить, как мало оно похоже на структурную схему (рис. 15-12, б).

Моменты M_{12} и M_{32} , уравновешенные на среднем звене — кулисе, передаются с помощью поступательных пар. Чтобы определить необ-

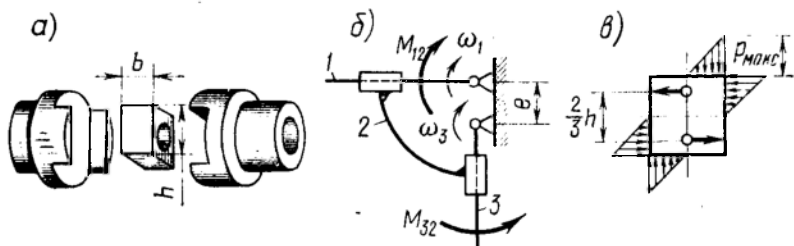


Рис. 15-12

ходимую площадь контактной поверхности поступательных пар, заменим неизвестный действительный закон распределения поверхностных напряжений приближенным линейным законом (рис. 15-12, в). Тогда равнодействующая каждой треугольной эпюры поверхностных напряжений, равная $\frac{bh}{4} p_{\max}$, будет приложена в центре тяжести эпюры. Поэтому

$$M_{12} = \frac{2}{3} h \frac{bh}{4} p_{\max},$$

откуда, полагая $p_{\max} \leq [p]$, где $[p]$ определено из опыта, можно найти необходимые размеры b и h .

Описанная муфта может передавать вращение также и при непараллельности валов благодаря повороту сухаря относительно полу-муфт в плоскостях скольжения поступательных пар, а также компенсировать продольное смещение. Однако вследствие использования поступательных пар поверхности скольжения этой муфты быстро изнашиваются, а при большой несоосности или непараллельности валов муфта нагревается.

Ш а р н и р Г у к а (к а р д а н). Муфту этого типа широко применяют для соединения непараллельных валов. Схема ее изображена

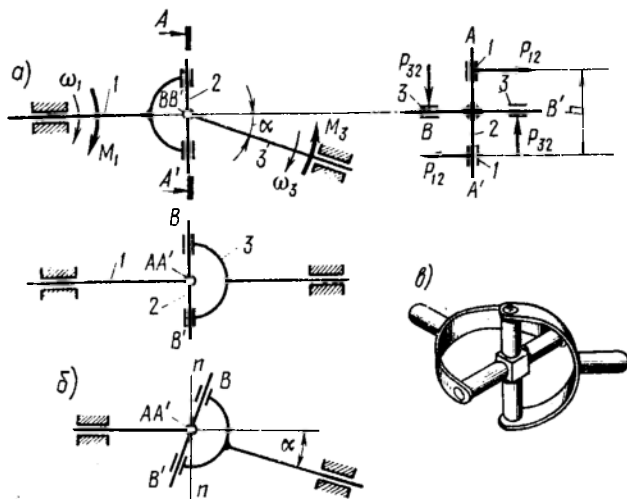


Рис. 15-13

на рис. 15-13. Вал 1 заканчивается вилкой, шарнирно соединенной с крестовиной 2. Вторая переключина BB' крестовины также шарнирно соединена с вилкой ведомого вала 3. На рис. 15-13, а показаны главный вид, вид сверху и сбоку для одного и того же момента времени. После поворота вала на 90° муфта займет положение, показанное на рис. 15-13, б. Пространственное изображение муфты дано на рис. 15-13, в.

Чтобы привести механизм из положения полной соосности в положение, показанное на рис. 15-13, а, необходимо повернуть вал 3 на угол α вокруг шарниров BB' , а чтобы осуществить это в положении по рис. 15-13, б — повернуть вал 3 на угол α уже с помощью шарниров AA' . Таким образом, при вращении валов 1 и 3 крестовина 2 непрерывно покачивается на шарнирах AA' и BB' на величину угла α , образованного осями валов. Вследствие этого покачивания полная мгновенная скорость вращения крестовины периодически изменяется за каждый оборот вала. По этой причине при равномерном вращении вала 1 ведомый вал 3 вращается несколько неравномерно.

Величина колебания скорости ω_3 тем значительнее, чем больше угол α . Этот недостаток устранен в так называемых *синхронных* карданах, имеющих несколько иное устройство.

Моменты, действующие со стороны ведущего и ведомого валов, уравниваются на крестовине, находящейся под действием двух

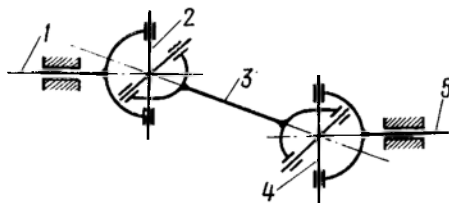


Рис. 15-14

пар: $M_1 = hP_{12} = hP_{32} = M_3$, откуда определяют величины сил, нагружающих шарниры A , B и т. д., а по этим силам рассчитывают размеры сечений крестовины, диаметры цапф и определяют условия для проектирования подшипников A , B , A' , B' .

Для соединения непараллельных и несоосных валов применяют сдвоенные карданы, как показано на рис. 15-14. Если валы 1 и 5 параллельны или образуют равные углы с промежуточным карданным валом 3, то их мгновенные угловые скорости оказываются равными, т. е. при равномерном вращении ведущего вала ведомый вал тоже вращается равномерно.

В шарнирах AA' и BB' (см. рис. 15-13) происходит некоторый износ и потеря механической энергии, вызывающая нагревание. Однако благодаря малому углу поворота в шарнирах муфты удовлетворительно работают при углах α до 15° , а иногда и более. В автостроении широко применяют такие карданы.

Зубчатые муфты. При весьма малых углах ($\alpha < 3^\circ$) вместо шарнира Гука можно применять зубчатую муфту (рис. 15-15), которая представляет собой трубу с поперечным разъемом. На двух концах трубы с внутренней стороны нарезаны эвольвентные зубья. На соединяемых валах закрепляют полумуфты с наружными эвольвентными зубьями. Числа внутренних и внешних зубьев одинаковы. После сборки муфты зубчатые зацепления с каждой ее стороны работают как *зубчатые (шлицевые) соединения*, а достаточные боковые зазоры в зацеплении и *бочкообразная* форма зубьев позволяют передавать вращение и при небольшой непараллельности валов. Таким образом, кинематически муфта работает как сдвоенный кардан, но только со значительно меньшим предельным углом между осями соединяемых валов. Эти муфты стандартизованы. Они удобны для передачи больших крутящих моментов. Каждому типоразмеру зубчатой муфты соответствует определенная величина предельного передаваемого крутящего момента.

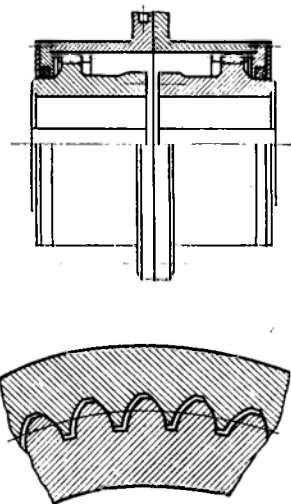


Рис. 15-15

Заметим, что обычное зубчатое (шлицевое) соединение может выполнять функции *продольно-компенсирующей* муфты, так как допускает относительное осевое перемещение соединяемых валов. Поэтому подвижные зубчатые (шлицевые) соединения применяют совместно с шарнирами Гука в автомобильных карданных валах, а также в коробках скоростей.

Упруго-компенсирующие муфты. Если крестовину шарнира Гука заменить упругой мембраной (или кольцом), жестко связанной с вилками обоих валов, то получится *мягкий кардан* — упруго-компенсирующая муфта. В этом случае при вращении валов

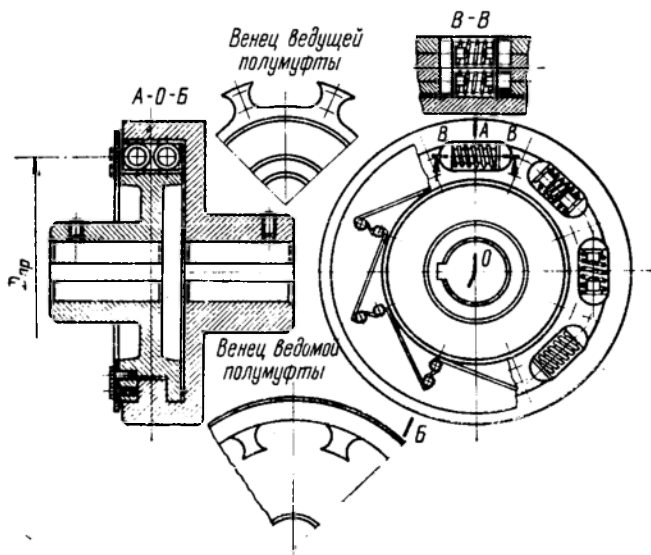


Рис. 15-16

вместо покачивания в шарнирах происходит упругая волнообразная деформация мембраны, которая и осуществляет необходимую компенсацию.

Упругие муфты. Подвижные и упруго-компенсирующие муфты по отношению к номинальному движению (вращению вокруг оси вала) ведут себя как жесткие тела. В некоторых случаях возникает необходимость понизить жесткость вала на кручение. Например, это может быть, когда нужно снизить резонансную скорость крутильных колебаний, чтобы защитить одну из машин агрегата от высокочастотных колебаний, возникающих во второй машине. Тогда применяют упругие муфты.

Главной частью конструкции упругой муфты является упругий элемент. По характеру его использования упругие муфты подразделяют на: 1) муфты, предназначенные для упругого закручивания (например, для увеличения угла закручивания ведомого вала с целью уменьшения неравномерности его вращения) и 2) муфты, допускающие помимо закручивания и другие небольшие относительные смещения

концов соединяемых валов (поперечные e , угловые α , продольные Δ и их комбинации), т. е. способные выполнять функции упруго-компенсирующих муфт.

На рис. 15-16 представлена упругая муфта с цилиндрическими пружинами, работающая по первому способу. На рис. 15-17 изображена муфта с упругой резиновой прослойкой, приклеенной к дискам обеих полумуфт, закрепляемых на концах соединяемых валов. Эта муфта работает по второму способу.

Основную часть нагрузки упругого элемента составляет окружное усилие, соответствующее передаваемому моменту. Например,

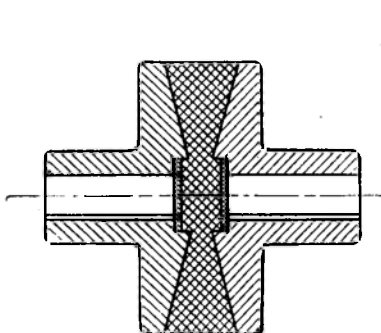


Рис. 15-17

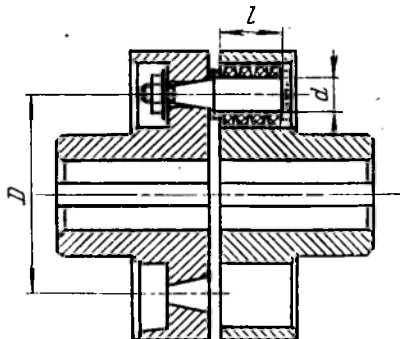


Рис. 15-18

для муфты, показанной на рис. 15-16, нагрузка на одну пружину, очевидно, равна

$$Q = \frac{2M_k}{zD_{пр}},$$

где M_k — максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой; z — число пружин; $D_{пр}$ — диаметр окружности, на которой расположены пружины.

Если под нагрузкой Q пружина получает осадку λ , то муфта допускает закручивание на угол $\varphi = \frac{2\lambda}{D_{пр}}$. Чем больше этот угол, тем ниже частота крутильных колебаний ведомого вала и тем меньше проявляется неравномерность вращения.

Резиновый слой муфты, изображенной на рис. 15-17, под действием передаваемого момента M_k испытывает касательные напряжения кручения τ_k , величина которых пропорциональна величине M_k . С другой стороны, при несоосности валов в резиновом слое возникнут дополнительные напряжения сдвига $\tau_{ср}$, пропорциональные величине несоосности e и тем больше, чем больше жесткость резинового слоя на срез. Таким образом, максимальное напряжение в слое

$$\tau = \tau_k + \tau_{ср} = \tau(M) + \tau(e).$$

Чем эластичнее слой, тем меньше дополнительное напряжение, которое вызовет в нем одна и та же деформация от несоосности e .

Прочность упругого элемента ставит предел допускаемой величине этой несобности.

Муфты упругие втулочно-пальцевые. Для соединения вала электродвигателя с валом редуктора обычно применяют муфты, подобные муфте типа МУВП, представленной на рис. 15-18, относящейся к группе упругих муфт. Деформируемым элементом здесь являются резиновые шайбы трапецеидального профиля, надеваемые на стальные пальцы. Они же являются *наиболее слабым элементом, определяющим размеры муфты*. Допускаемое поверхностное давление для резины принимают: $[p] = 2 \text{ Мн/м}^2 = 20 \text{ кгс/см}^2$. Согласно рис. 15-18 на поверхности соприкосновения шайбы с пальцем возникает давление, равное

$$p = \frac{2M_k}{zDld},$$

где z — число пальцев; M_k — крутящий момент; D , l , d — размеры, указанные на рисунке.

Допускаемый момент определяется из равенства $p = [p]$. Из-за большой жесткости резиновых шайб эти муфты плохо работают в качестве компенсирующих и допускают очень небольшие отклонения от соосности и параллельности соединяемых валов.

§ 3. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Как видно на примере упругих муфт, в машинах и механизмах наряду с жесткими звеньями и деталями находят применение упругие элементы, которые в процессе работы конструкции получают деформации, соизмеримые с их начальными размерами. Эти элементы используют как аккумуляторы механической энергии, как демпферы вибрации, как компенсаторы производственных ошибок в размерах деталей и сопряжениях узлов и т. п. и не только в упругих муфтах.

Главной характеристикой упругого элемента, определяющей его основные конструктивные свойства, является его *жесткость* c , равная отношению приращения силы dQ к деформации $d\lambda$, вызванной этой силой:

$$c = \frac{dQ}{d\lambda}. \quad (15.7)$$

В общем случае жесткость c является функцией величины деформации λ :

$$c = c(\lambda). \quad (15.8)$$

Вид этой функции зависит от свойств материала и типа конструкции упругого элемента. Весьма часто применяют элементы с $c = \text{const}$.

Другой важной характеристикой упругого элемента является его *внутреннее трение*, т. е. способность преобразовывать часть энергии колебаний в тепло, рассеиваемое в пространстве.

По конструкции упругие элементы делятся на предназначенные для одноосной деформации, плоскостной и пространственной. При этом

материал упругих элементов различной конструкции при одном и том же характере их деформации может находиться в совершенно различном напряженном состоянии. Например, в одном случае он может испыты-

вать напряжение кручения, а в другом — напряжение изгиба.

Упругие элементы могут быть металлическими (стальные пружины и рессоры), неметаллическими (чаще всего резиновые) и пневматическими с гибкой оболочкой (шины и др.), теория которых составляет особую область и здесь не рассматривается.

Наиболее распространены стальные цилиндри-

ческие пружины (рис. 15-19), а также листовые рессоры (рис. 15-20). Основные размеры цилиндрической пружины: d — диаметр прутка или проволоки, D — расчетный диаметр пружины (внутренний

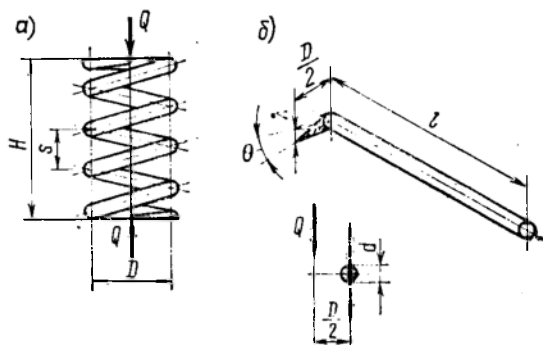


Рис. 15-19

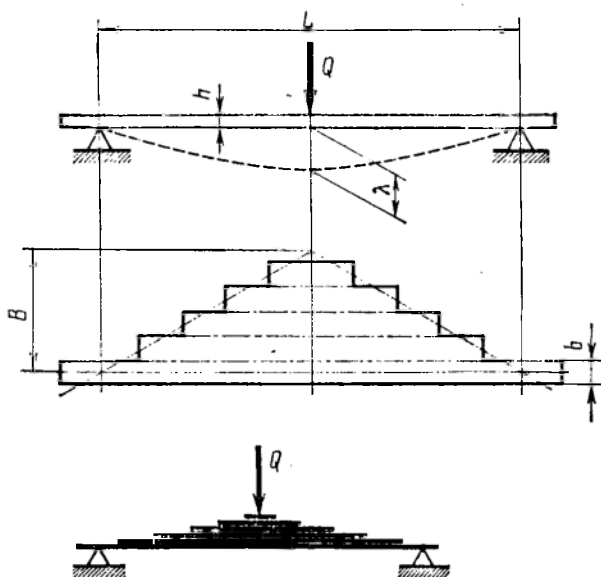


Рис. 15-20

диаметр $D-d$ определяет размер оправки), s — шаг, равный подъему винтовой линии на одном витке, z — число рабочих витков и H — полная фабричная высота (высота без нагрузки) пружины. Из рис. 15-19, а видно, что $H = zs + d$.

Чаще всего цилиндрические пружины нагружают силой, действующей вдоль их оси. При этом напряжение кручения в поперечном сечении витка (рис. 15-19, б)

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{QD}{2} : \frac{\pi d^3}{16} = \frac{8QD}{\pi d^3}. \quad (15.9)$$

Прогиб на конце рычага длиной $D/2$, вызванный закручиванием стержня (см. рис. 15-19, б),

$$\lambda = \theta D/2,$$

где θ — полный угол закручивания стержня, длина которого l равна длине развернутого прутка (проволоки), из которого намотана пружина ($l \approx \pi D z$);

$$\theta = \frac{M_k l}{GI_p},$$

где G — модуль упругости второго рода; I_p — момент инерции сечения прутка при кручении.

Таким образом,

$$\lambda = \frac{8QD^3}{Gd^4} z. \quad (15.10)$$

При выводе выражений (15.7) и (15.8) не принимались во внимание напряжения среза и изгиба, зависящие от величины угла подъема винтовой линии. Эти напряжения при $D/d \geq 8$ невелики.

Цилиндрические пружины дают значительную деформацию и под нагрузкой, перпендикулярной к их оси.

На рис. 15-20 представлена листовая рессора. Так как после нагружения изогнутые листы рессоры имеют примерно одну и ту же кривизну, их можно мысленно поместить в одной плоскости и рассматривать как один лист, имеющий ступенчато-меняющуюся ширину. Приближенно заменяя его треугольным листом равного сопротивления, получим

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W} = \frac{QL}{4} : \frac{zbh^2}{6} = \frac{3}{2} \frac{QL}{bh^2 z}, \quad (15.11)$$

где L — хорда рессоры; b и h — ширина и толщина листа; z — число листов; Q — нагрузка на хомут рессоры.

Прогиб рессоры λ , очевидно, равен прогибу консольного бруса равного сопротивления с вылетом $L/2$ и нагрузкой на конце, равной $Q/2$. Прогиб такого бруса

$$\lambda = \frac{Q}{2} \left(\frac{L}{2} \right)^3 : 2EI_{\max} = \frac{3}{8} \frac{QL^3}{Ebh^3 z}, \quad (15.12)$$

где E — модуль упругости первого рода.

По отношению к силам, действующим в плоскости размеров L , b , рессора ведет себя как жесткое тело.

На рис. 15-21 изображен резиновый амортизатор. Слой резины приклеивается к металлическим пластинам и работает на срез. При этом

$$\tau_{\text{ср}} = Q/2ab, \quad (15.13)$$

где a — высота слоя; b — его ширина (размер, перпендикулярный к плоскости чертежа).

Прогиб амортизатора

$$\lambda = h \frac{\tau_{\text{ср}}}{G}. \quad (15.14)$$

Деформация сжатия под действием силы, перпендикулярной к плоскости резинового слоя, значительно меньше деформации среза.

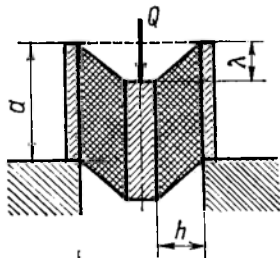


Рис. 15-21

Напряжение в упругих элементах в процессе работы машины или сравнительно слабо пульсирует (рессоры автомобилей и железнодорожного подвижного состава), или изменяется по симметричному циклу (резиновые прокладки колес бесшумного трамвая). В зависимости от этого выбирают величину допускаемого напряжения. Для пружин и рессор применяют высокоуглеродистую сталь, с содержанием углерода $0,55 \div 0,65\%$, легированную марганцем или кремнием. Для этих материалов в зависимости от размеров сечения

для слабо пульсирующего напряжения $[\tau] = 400 \div 600 \text{ Мн/м}^2 = 40 \div 60 \text{ кгс/мм}^2$, а $[\sigma] = 500 \div 800 \text{ Мн/м}^2 = 50 \div 80 \text{ кгс/мм}^2$. Для резиновых рессор $[\tau] = 0,40 \div 0,9 \text{ Мн/м}^2 = 4 \div 9 \text{ кгс/см}^2$.

Размеры упругого элемента зависят от произведения $Q\lambda$, где Q — нагрузка элемента, λ — соответствующая деформация (так как работа деформации пропорциональна $Q\lambda$, а от величины этой работы как раз и зависит необходимый объем упругого элемента).

Например, для цилиндрической пружины из формулы (15.9)

$$Q = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_{\text{к}}.$$

Тогда, учитывая выражение (15.10), имеем

$$Q\lambda = \frac{8D^3 z}{Gd^4} Q^2 = \frac{\pi d^2}{4} \pi D z \frac{\tau_{\text{к}}^2}{2G} = V \frac{\tau_{\text{к}}^2}{2G}. \quad (15.15)$$

Здесь V — объем активной части прутка. Объем, занимаемый всей пружиной, приблизительно пропорционален объему V .

§ 4. МУФТЫ СЦЕПНЫЕ

Большую группу образуют муфты, которые служат для присоединения (отсоединения) ведомого вала к вращающемуся ведущему, т. е. для изменения структурной схемы кинематической цепи. Если замыкание и размыкание (расцепление) такой муфты производится вручную,

то она называется *сцепной*. Если оно происходит в зависимости от скорости вращения или от величины крутящего момента, то муфта называется *автоматической*. Сцепные муфты подразделяются на муфты *зацеплением* — *кулачковые* и *зубчатые* и муфты *фрикционные*. Применение сцепных муфт необходимо при пуске в ход и реверсировании машины во всех тех случаях, когда двигатель должен разогнаться вхолостую (двигатели внутреннего сгорания, турбины) при полной нагрузке (автомобиль, грузовая лебедка и т. п.).

Кулачковые и зубчатые муфты. Устройство и принцип действия кулачковой муфты поясняет рис. 15-22. Левая полумуфта укреплена неподвижно на ведущем валу, правая с помощью хомутика (на рисунке не показан) и отводки может перемещаться по шпонке или зубцам вдоль ведомого вала. В крайнем правом положении подвижной полумуфты зацепление отсутствует и кинематическая цепь разомкнута. В крайнем левом положении торцовые выступы одной

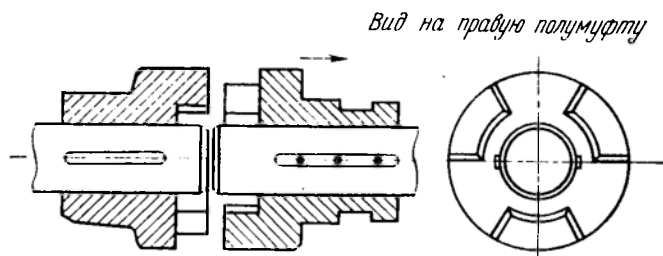


Рис. 15-22

полумуфты входят в промежутки между выступами второй, образуя жесткую связь. Для облегчения входа в зацепление выступы (кулачки) снабжены направляющими скосами.

Сходны с кулачковыми по принципу действия и зубчатые сцепные муфты, которые в замкнутом положении подобны зубчатому (шлицевому) соединению. Одна из зубчатых полумуфт остается неподвижной, в то время как другая перемещается при замыкании по шпонке или шлицам. Кулачковые и зубчатые муфты требуют хорошего центрирования, достигаемого в большинстве случаев тем, что одна из полумуфт свободно сидит на валу, с которым жестко скреплена вторая полумуфта.

Недостатком сцепных муфт зацеплением является жесткий удар, в результате замыкания муфты, сопровождающий мгновенное изменение структурной схемы механизма. Величина сил на кулачках муфты, возникающих при этом ударе, зависит от массы деталей, связанных с валами, и крутильной жесткости самих валов. Но при всех условиях во избежание чрезмерных динамических перегрузок разность угловых скоростей соединяемых валов не должна быть значительной.

В некоторых случаях для предварительного выравнивания скоростей соединяемых валов кулачковые или зубчатые сцепные муфты снабжают *синхронизаторами*, представляющими собой фрикционные муфты, встроенные в муфты зацеплением (рис. 15-23). Первой вклю-

чается фрикционная муфта (рис. 15-23, а) и лишь после уменьшения разницы угловых скоростей происходит замыкание зубчатой муфты (рис. 15-23, б).

Фрикционные муфты. Перейдем к фрикционным сцепным муфтам. Если довести передачу трением до состояния буксования, когда

$$P = f P_N, \quad (15.16)$$

то всякая связь между скоростями звеньев механизма исчезнет. На этом основан принцип действия сцепных фрикционных муфт (а также механических тормозов). Эти муфты имеют те же функции, какие присущи кулачковым и зубчатым сцепным муфтам. Однако большая

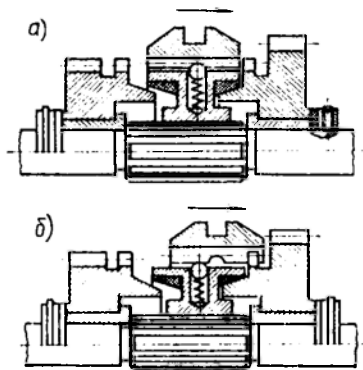


Рис. 15-23

начальная разность угловых скоростей соединяемых валов здесь не приводит к каким-либо ударам и перегрузкам механизма. Поэтому фрикционные сцепные муфты могут использоваться для присоединения (и отсоединения) первоначально неподвижного ведомого вала, находящегося под полной нагрузкой, к соосному с ним и вращающемуся с полной скоростью ведущему валу.

Фрикционные муфты проектируют таким образом, что скольжение на поверхностях трения существует лишь в период разгона присоединяемого вала. По истечении пускового периода скорость обоих валов (ведомого и ведущего) уравнивается и скольжение

муфты прекращается. После этого она начинает работать как прессовое соединение.

Наибольшее распространение получили дисковые фрикционные муфты, устройство которых поясняет рис. 15-24. Корпус полумуфты 1 закреплен на одном из соединяемых валов. На втором валу закреплен корпус второй полумуфты 5. Вдоль ступицы полумуфты 1 скользит по направляющему пазу нажимной диск 2, который давит на пачку фрикционных дисков 3 и 4. Диски 3, как и нажимной диск 2, имеют выступы на внутренней стороне, которые входят в направляющие пазы полумуфты 1. Благодаря этим пазам диски 3 и 2 вращаются вместе с полумуфтой 1. Диски 4 имеют выступы на внешней стороне. Они входят в пазы полумуфты 5, так что диски 4 могут вращаться только вместе с этой полумуфтой. Если сила давления на диск 2 равна P_N , то момент, вызывающий скольжение на поверхностях соприкосновения дисков 3 и 4 и называемый *моментом скольжения* муфты, равен

$$M_F = \frac{D_c}{2} f P_N z, \quad (15.17)$$

где D_c — средний диаметр фрикционного диска, f — коэффициент трения; z — число трущихся поверхностей.

Размеры фрикционной муфты определяются величиной этого момента, так как нормальное давление на поверхностях скольжения должно быть меньше допускаемого:

$$p_N = \frac{P_N}{F} \leq [p_N], \quad (15.18)$$

где F — площадь трения фрикционного диска; $F \approx \pi D_c B$, а B — ширина диска; $B = 0,5 (D_n - D_p)$.

Поэтому из равенства (15.17) получаем

$$M_F = f [p_N] \frac{F D_c z}{2} = f [p_N] C_0 V, \quad (15.19)$$

где V — объем пакета дисков; C_0 — коэффициент пропорциональности (это справедливо, если толщина и ширина диска взяты в определенной пропорции от D_c).

Как видно из последнего соотношения, объем, а значит и размеры муфты зависят не только от величины передаваемого момента M_F , но и от f и $[p_N]$.

Величина $[p_N]$ определяется интенсивностью износа поверхностей трения и нагреванием. С повышением p_N сверх некоторого значения интенсивность износа начинает резко увеличиваться, меняется и сам характер износа (например, на стальных дисках могут появиться царапины и т. п.). При конструировании фрикционных муфт, как и в случае фрикционных передач, стремятся подобрать материалы так, чтобы или обеспечить высокое допускаемое поверхностное давление $[p_N]$, или высокий коэффициент трения f . В первом случае применяют фрикционную пару: стальные диски по стальным, при обильной смазке поверхностей трения; во втором используют пару: сталь по накладке из фрикционного материала, например, из ферродо (или другого прессованного материала на основе асбеста), работающую насухо.

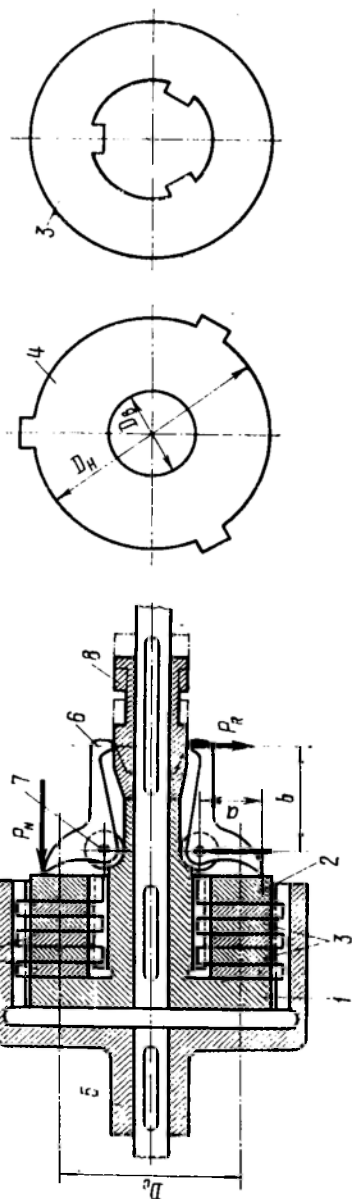


Рис. 15-24

Опытом установлено, что $[p_N]$ и f в известной мере зависят от начальной скорости скольжения. Соответствующие данные приводятся в справочниках. Примерные значения для пары сталь по стали при обильной смазке: $f = 0,08$; $[p_N] = 0,6 + 0,8 \text{ Мн/м}^2 = 6 + 8 \text{ кгс/см}^2$; для пары прессованный материал на основе асбеста по стали насухо: $f = 0,35$; $[p_N] = 0,15 + 0,25 \text{ Мн/м}^2 = 1,5 + 2,5 \text{ кгс/см}^2$.

Число дисков в пакете не рекомендуется принимать более 20, так как чем больше их число, тем значительнее разница в величине давления на поверхностях крайних дисков. Это является следствием трения выступов сжимаемых дисков о стенки направляющих пазов.

В описанных муфтах для создания силы P_N применяется ручное, пневматическое, гидравлическое и электромагнитное нажатие. При ручном замыкании (включении) муфты (см. рис. 15-24) механизм, передающий давление руки на диски, должен быть *самотормозящимся*, чтобы при снятии давления с рукоятки включающего рычага муфта оставалась в замкнутом положении. При этом сила нажатия P_N продолжает создаваться силой упругости звеньев механизма замыкания (например, силой, связанной с деформацией рычагов 6 и валиков 7) и пакета дисков. При размыкании муфты отводка перемещает втулку 8 в крайнее правое положение. Рычаги 6, скользя по конусу втулки, освобождаются от деформации и снимают давление с нажимного диска, чему способствует вспомогательная пружина (на рисунке не показана). Сила P_N связана с силой давления P_R , действующей со стороны втулки 8, соотношением

$$P_N = \frac{b}{a} P_R.$$

Другие виды сцепных муфт. Наряду с описанными дисковыми фрикционными муфтами применяются другие виды сцепных муфт: *шинно-пневматические, порошковые*, а также нефрикционные *гидравлические и электромагнитные* муфты. Последние иногда называют *муфтами скольжения*, так как у них угловая скорость ведомого вала и по окончании пуска машины при ее установившейся скорости меньше угловой скорости ведущего. Их не следует смешивать с фрикционными муфтами, имеющими гидравлическое или электромагнитное нажатие.

Процесс замыкания фрикционной муфты. Чтобы лучше понять характер работы сцепной фрикционной муфты, обратимся к рис. 15-25, изображающему процесс присоединения рабочей машины к двигателю с помощью этой муфты. Из предыдущего ясно, что момент, развиваемый муфтой в период скольжения,

$$M_F = C f P_N, \quad (15.20)$$

где C — коэффициент пропорциональности; f — коэффициент трения; P_N — нормальное давление на поверхностях трения.

Пусть за счет упругой деформации деталей муфты сила нажатия P_N в процессе замыкания постепенно увеличивается в течение времени τ_2 до полной своей величины. Тогда зависимость момента M_F , переда-

ваемого муфтой на ведомый вал, от времени τ изобразится графиком, представленным на рис. 15-25, а.

На рис. 15-25, б показана зависимость скорости вращения ведомого вала ω_2 от времени; ω_1 — скорость ведущего вала 1. В течение времени τ_1 момент M_F , развиваемый муфтой, меньше момента M_2 полезных сопротивлений на ведомом валу 2. Поэтому вал 2 остается в покое. В течение времени τ_2 — τ_1 момент муфты больше момента нагрузки, т. е. $M_F > M_2$. Этот избыток уравнивается моментом сил инерции масс, связанных с валом 2, а скорость ω_2 ведомого вала увеличивается. Начиная с τ_2 , процесс замыкания заканчивается и в дальнейшем разность $M_F - M_2$ остается постоянной. Однако скорости ω_2 и ω_1 еще различны и скольжение продолжается. В момент времени $\tau = \tau_p$ скорости обоих валов уравниваются, скольжение муфты прекращается

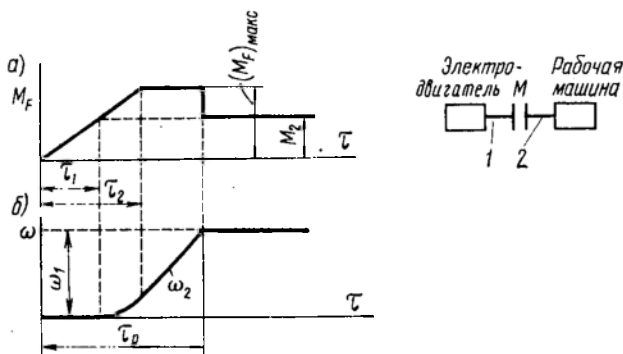


Рис. 15-25

и момент муфты, как и момент, передаваемый прессовой посадкой, становится равным моменту нагрузки (так как теперь величина силы трения покоя, как всякой реактивной силы, определяется величиной активных сил: $P_F < i_0 P_N$).

Из сказанного ясно, что максимальный момент муфты $M_F = C \cdot [P_N]$, т. е. момент скольжения должен быть больше момента нагрузки. Обычно его выбирают равным $K M_2$, где $K = 1,3 - 2,0$, а M_2 — номинальный момент нагрузки. При меньшем K период разгона τ_p чрезмерно затягивается и увеличивается потеря энергии на нагревание в результате длительного скольжения муфты; при большем K увеличивается расчетная нагрузка вала 2, которая равна моменту скольжения муфты и которая определяет размеры его сечения, необходимые для обеспечения прочности.

Механические тормоза. По принципу действия весьма сходны с фрикционными муфтами механические тормоза. Их задача состоит в том, чтобы остановить и удержать в покое вал, находящийся под действием сил инерции, а иногда и движущих его сил (т. е. начальная скорость $\omega_2 \neq 0$, а конечная $\omega_1 = 0$). Например, необходимо удержать от падения груз, подвешенный на тросе, который наматывается на барабан лебедки, или остановить движущийся по инерции

автомобиль. Это подобно присоединению вращающегося вала через фрикционную муфту к стойке.

Тормоз преобразует в тепло всю кинетическую энергию останавливаемой машины. Поэтому нагревание и теплоотвод для него имеют еще большее значение, чем для фрикционных муфт. Дисковые тормоза, устройство которых не отличается от устройства дисковых фрикционных муфт, применяют сравнительно редко. Более широко распространены барабанные колодочные тормоза с наружным (рельсовый транспорт) и внутренним (автомобили) расположением колодок, которые имеют хорошо развитую поверхность охлаждения.

Предохранительные муфты. Кроме сцепных муфт, управляемых персоналом, обслуживающим машину, находят применение автоматически размыкаемые (замыкаемые) муфты. К этой же группе относятся *предохранительные* и *обгонные* муфты. Предохранительные муфты расцепляются, если передаваемый крутящий момент

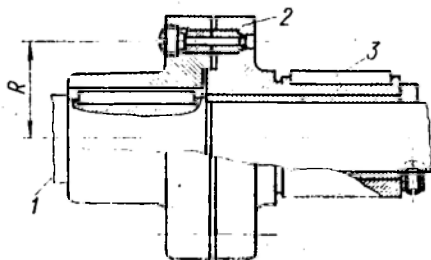


Рис. 15-26

достигает предельной величины, на которую отрегулирована муфта. Их назначение — предохранить вал от перегрузки. По конструкции предохранительные муфты могут быть *фрикционными*, *кулачковыми* и с *ломающимся элементом*.

Фрикционные предохранительные муфты устроены так же, как сцепные, только нажатие осуществляется не отводкой, а сжатой пружиной. Если кру-

тящий момент достигает величины момента скольжения, на который отрегулирована муфта, начинается проскальзывание и дальнейшее увеличение крутящего момента невозможно. Заметим, что *свойством автоматически предохранять вал от случайных перегрузок за счет появления буксования обладают все передачи трением* (фрикционные и ременные).

В кулачковых предохранительных муфтах специальная пружина удерживает полумуфты в зацеплении, пока окружное усилие не достигнет предельной величины, после чего муфта расцепляется.

На рис. 15-26 показана предохранительная муфта со срезным штифтом. Момент с вала 1 передается через срезной штифт на полумуфту 2 и далее через шпонку 3 на деталь, не показанную на рисунке. Сила, срезающая штифт,

$$P = M_k / R. \quad (15.21)$$

Штифт помещен в закаленные гильзы, которые предохраняют его от изгиба. Эти муфты обеспечивают наибольшую точность величины момента срабатывания. Однако для восстановления работоспособности вала после среза штифта требуется остановка всей машины.

Обгонные муфты. Обгонные муфты применяют в тех случаях, когда нужно исключить возможность изменения знака крутящего

момента, нагружающего присоединяемый вал. Применяемые конструкции действуют по принципу самозатягивающихся фрикционных муфт (рис. 15-27, а). Если ω_1 становится чуть больше ω_2 , то тела качения (ролики) вкатываются в узкую часть клиновидного гнезда (рис. 15-27, б). При этом условия равновесия ролика определяют угол α , на который отклоняется равнодействующая поверхностных давлений от нормали. Так как этот угол выбирают при конструировании муфты меньшим угла трения ρ , то ролик не может выскользнуть обратно в широкую часть гнезда. Происходит *самозаклинивание* (самоторможение) механизма и валы 1 и 2 при указанном направлении действия момента M_1 сохраняют относительную неподвижность (движутся как одно жесткое тело). Момент M_1 сам создает необходимую силу нормального давления ролика на обод второй полумуфты и передается на этот обод силами трения роликов. В этом и состоит принцип самозатягивания фрикционного механизма.

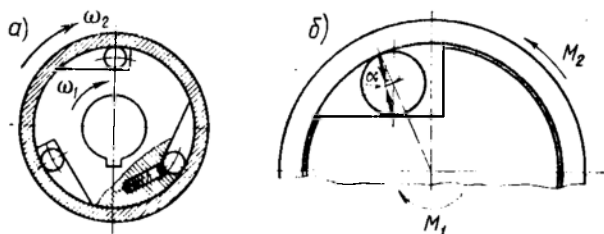


Рис. 15-27

Если изменить знак момента M_1 на обратный, то изменится и знак силы трения. Условия равновесия ролика нарушатся и он выкатится из узкой части клиновидного гнезда, после чего сцепление полумуфт прекратится и валы будут вращаться независимо. В этом случае скорость ω_1 уменьшится сравнительно с ω_2 . Из сказанного следует, что при указанном на рис. 15-27, а направлении вращения справедливо неравенство $\omega_2 \geq \omega_1$, т. е. второй вал может обгонять первый, но не может отставать от него. Постоянство направления крутящего момента, передаваемого обгонной муфтой, непосредственно связано с этим кинематическим неравенством. Обгонная муфта, в частности, находит применение в устройстве велосипедной передачи, позволяя велосипедисту ехать по инерции, не вращая педали.

Общая классификация муфт для соединения валов. В заключение этой главы для систематизации приведем краткий перечень наиболее распространенных типов муфт для соединения валов.

1. *Постоянно замкнутые глухие муфты* используют для жесткого соединения валов, которые по условиям производства и сборки должны быть изготовлены отдельно, но в собранной машине должны образовать один жесткий вал. Наиболее часто применяют *втулочные*, *продольно-свертные* и особенно *фланцевые* (*поперечно-свертные*) муфты.

2. *Постоянно замкнутые подвижные муфты* применяют для соединения несоосных и непараллельных валов, причем эта непараллель-

ность и несоосность могут меняться в процессе работы машины. Возникающие в этих муфтах трение, износ и потеря энергии, вызывающая нагревание, тем больше, чем значительнее несоосность и непараллельность соединяемых валов.

3. *Постоянно замкнутые упругие муфты* служат для уменьшения неравномерности вращения, а также для соединения несоосных и непараллельных валов. Они дают возможность увеличивать податливость ведомого вала на кручение.

4. *Сцепные кулачковые и зубчатые муфты* используют для периодического присоединения (отсоединения) ведомого вала к вращающемуся ведущему путем мгновенного наложения жесткой связи. Во избежание больших ударных нагрузок их применяют только при небольшой разности угловых скоростей соединяемых валов.

5. *Сцепные фрикционные муфты* служат для тех же целей, что и муфты п. 4, однако работают без ударов. Они пригодны при любой начальной разности угловых скоростей и автоматически предохраняют вал от перегрузки моментом, большим момента скольжения.

6. *Сцепные автоматические муфты* замыкаются или размыкаются под действием центробежной силы специальных грузов, которая создает необходимое нажатие на поверхностях трения по достижении ведущим валом заданной угловой скорости. Это дает возможность пускать двигатель вхолостую (без нагрузки).

7. *Предохранительные муфты* — фрикционные, кулачковые и с ломающимся элементом — служат для автоматической защиты вала от перегрузки.

8. *Обгонные муфты* позволяют одному валу обгонять другой, но не дают возможности отставать.

Глава XVI

ПРОЕКТИРОВАНИЕ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

До сих пор предметом изучения были уже спроектированные устройства. Выполнялся анализ их работы и проверочный расчет. Можно сказать, что если курс инженерного черчения учил «видеть» машину по ее чертежу, то курс теории механизмов и деталей машин учит «понимать» ее устройство и действие.

Заглянем теперь в «творческую лабораторию» проектировщика или конструктора. Процесс проектирования требует разносторонних знаний, творческой фантазии и изобретательности. Он *никогда не приводит к однозначным результатам*, и проектировщику постоянно приходится делать выбор между различными почти равноценными решениями. Вот почему проектирование и конструирование машин хотя и опирается на точные науки, все же является скорее искусством.

Проектирование машины или крупного ее узла начинается с выдачи технического задания, согласно которому выполняют работу, необходимую для выбора кинематической схемы, определения ее параметров и главных размеров звеньев. Для этого параллельно проводят предварительное проектирование двух или трех конкурентоспособных вариантов. Путем сравнения делают обоснованный выбор того из них, который будет принят для последующей детальной разработки. Этот этап называют *эскизным проектированием*. Сравнение вариантов делается по многим показателям: по надежности, экономичности, массе, габаритам, ремонтпригодности и т. д. В некоторых случаях какое-либо из этих многих качеств становится особо важным. Например, для транспортных машин это масса и габариты, для стационарных — экономичность и т. п.

Выполняя эскизное проектирование, нужно предвидеть те конструктивные решения, которые будут приняты при рабочем проектировании. Иначе выбор варианта, сделанный при эскизном проектировании, может оказаться ошибочным.

Поясним сказанное применительно к простейшей механической машине — редуктору.

§ 2. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕДУКТОРА

Проектирование редуктора выполняют по той же общей схеме, которая описана выше. Для каждого варианта кинематической схемы должны быть определены передаточные отношения отдельных ступеней, т. е. сделана *разбивка по ступеням общего передаточного отношения* редуктора, указанного в техническом задании. Для каждой ступени должны быть определены A , B , d_1 и d_2 . На этой стадии диаметры валов колес можно определять ориентировочно, как 1 : 3 от межцеп-

трового расстояния. Эта рекомендация не относится к валам, выходной конец которых нагружен окружной силой или силой начального натяжения ремня или цепи, когда на этом выходном конце предусмотрена шестерня открытой зубчатой передачи, звездочка или шкив. Во всех этих случаях опасное сечение находится на середине ширины цапфы вала, опирающейся на ближайшую к выходному концу опору, и при выборе диаметра вала следует исходить из величины изгибающего и крутящего моментов в этом сечении.

Для удобства монтажа зубчатых колес, подшипников и т. п. вал следует делать ступенчатым с постепенным уменьшением диаметра от середины к концам. Руководствуясь этим, намечают диаметры цапф (шеек) вала, предназначенных для посадки внутренних колец подшипников. Продольные (по валу) размеры выясняют на упрощенном, но строго масштабном (лучше 1 : 1) чертеже редуктора-компоновке. На нем намечают положение опор, после чего находят опорные реакции и производят подбор подшипников и проверку прочности валов. Эта последняя фаза не всегда должна выполняться уже на стадии эскизного проектирования. Иногда, однако, размещение подшипников может быть связано с трудностями (например, подшипников сателлитов, подшипников глобоидных червяков и в некоторых других случаях), и тогда их выбор и размещение уже при эскизном проектировании обязательны.

На стадии эскизного проектирования должна быть также сделана увязка с соседними узлами общей кинематической цепи, с валами, муфтами и т. п., а также с общей рамой (высота валов от основания) агрегата. Это отражается на габаритах и форме примыкающих частей, а иногда оказывает очень большое влияние на выбор самих вариантов.

При дальнейшей конструктивной разработке в процессе рабочего проектирования, кроме чисто конструктивных и технологических вопросов, следует обращать внимание на *увязку сопряженных размеров* разных деталей. Ошибки в этом отношении совершенно недопустимы, так как при производстве приводят к браку.

§ 3. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕДУКТОРА

Техническое задание. Спроектировать редуктор с горизонтальным выходным валом и передаточным отношением $i = 10$ к электродвигателю мощностью 4,5 кВт с числом оборотов 730 в минуту, имеющему корпус фланцевого типа; нагрузка постоянная, срок службы неограничен. Электродвигатель с редуктором соединены постоянно и образуют мотор-редуктор. Предусмотреть возможность его использования при изменении направления вращения. Корпус редуктора должен служить опорой для электродвигателя, а сам должен иметь горизонтальную опорную плоскость. Мотор-редуктор предназначен для агрегатов, выпускаемых серийно. Эти агрегаты имеют *правое* и *левое* исполнение (левое — зеркальное отражение правого), поэтому мотор-редуктор должен быть симметричным относительно продольной вертикальной плоскости. Зубошлифовальным оборудова-

нием завод не располагает. Имеются термический, литейный и кузнечный цехи. Выходной вал редуктора будет присоединен к соосному с ним валу рабочей машины с помощью муфты или зубчатого (шлицевого) соединения. Диаметр этого соосного вала будет запроектирован одинаковым с диаметром выходного вала редуктора.

Эскизное проектирование. При эскизной проработке прежде всего необходимо решить следующие вопросы:

1. Сочленять ли вал двигателя с быстроходным валом редуктора с помощью переходной муфты или использовать вал двигателя непосредственно в качестве быстроходного вала редуктора?

2. Сколько ступеней следует иметь в редукторе (одну или две)?

3. Если предпочтителен вариант с двумя ступенями, то делать ли редуктор соосным?

Первый вариант — автономный одноступенчатый редуктор. Если редуктор соединяется с двигателем муфтой, то размеры колес определяются только нагрузочной способностью боковых поверхностей зубьев. Так как зубошлифовальных станков завод не имеет и нет особых требований к уменьшению габаритов, то следует ограничиться улучшением заготовок. Выберем для шестерни сталь 40X, улучшенную до твердости $HВ\ 257 \div 285$, а для колеса сталь 35, улучшенную до твердости $HВ\ 207 \div 236$ и примем для расчета ради надежности меньшие значения допускаемых коэффициентов контактных напряжений:

$$[C_K]_1 = (HВ - 100) \cdot 0,01 = 2,57 - 1,0 = 1,57 \text{ Мн/м}^2;$$

$$[C_K]_2 = (207 - 100) \cdot 0,01 = 1,07 \text{ Мн/м}^2.$$

При установке валов редуктора в автономном корпусе ничто не мешает предусматривать шевронные колеса. Тогда расчетный коэффициент контактных напряжений будет равен

$$[C_K] = 0,5 ([C_K]_1 + [C_K]_2) = 0,5 (1,57 + 1,07) = 1,32 \text{ Мн/м}^2.$$

Момент на быстроходном валу

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 730}{30} = 76,5, \quad M_1 = \frac{1000N}{\omega} = \frac{1000 \cdot 4,5}{76,5} = 60 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Так как опоры расположены симметрично, нагрузка постоянна и окружная скорость мала, можно принять сравнительно малую величину коэффициента нагрузки K . Положим $K = K_{нр} K_{\sigma} = 1,1$.

При симметричном положении опор и шевронных колесах можно пойти на большую величину коэффициента ширины зуба. Примем $\psi_d = 2,2$, тогда

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2KM_1}{1,25 [C_K] \psi_d} \cdot \frac{i+1}{i}},$$

т. е.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 60}{1,25 (1,32 \cdot 10^6) \cdot 2,2} \cdot \frac{10+1}{10}} = \sqrt[3]{40 \cdot 10^{-6}} = 0,0342 \text{ м} = 34,2 \text{ мм};$$

$$d_2 = id_1 = 10 \cdot 34,2 = 342 \text{ мм};$$

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{34,2 + 342}{2} = 188 \approx 190 \text{ мм};$$

$$B = \psi_a d_1 = 2,2 \cdot 34,2 \approx 75 \text{ мм}.$$

Осевые размеры корпуса редуктора определяются шириной колес, шириной колец подшипников и длиной ступицы соединительной муфты. Для выходного вала электродвигателя диаметром 45 мм подходит

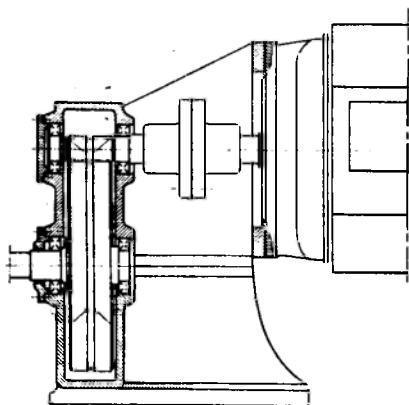


Рис. 16-1

муфта упругая втулочно-пальцевая для электродвигателей единой серии, имеющая наружный диаметр 160 мм и длину в собранном виде тоже 160 мм. Эта муфта допускает соединение вала диаметром 45 мм с валами диаметром 40, 45 или 50 мм.

Так как наружный диаметр шестерни будет около $34,2 + 2 \text{ м} = 35 \div 38 \text{ мм}$, то отверстие внутреннего кольца подшипника не должно быть меньше 40 мм, иначе оно не сможет быть надето на внутреннюю шейку ни с одного, ни с другого конца вала. Чтобы не делать второго разреза корпуса, удобно предусматривать монтаж быстроходного вала

через отверстия для подшипников. Тогда подходящим типом будет роликподшипник № 2208 ($d = 40 \text{ мм}$, $D = 80 \text{ мм}$, $B = 18 \text{ мм}$, $C = 50 \text{ 000}$).

Нагрузка распределяется по обеим опорам поровну. Поэтому на каждый подшипник приходится

$$Q_R = \frac{0,5P}{\cos \alpha_s} \approx \frac{0,5P}{\cos 20^\circ} = 0,5 \frac{2M_1}{d_{01} \cdot 0,94} = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 60}{0,0342 \cdot 0,94} = 1870 \text{ н} = 190 \text{ кгс}.$$

Если даже принять коэффициент безопасности равным 2, то приведенная нагрузка $Q = K_6 Q_R = 2 \cdot 190 = 380 \text{ кгс}$. Тогда

$$(nh)^{0,3} = \frac{50 \text{ 000}}{380} = 132.$$

Этому значению при $n = 730 \text{ об/мин}$ соответствует гарантированный срок службы $h = 20 \text{ 000 ч}$. Таким образом, подшипники недоиспользованы и диаметр их определяется конструктивными соображениями.

Теперь можно набросать габаритный эскиз первого варианта (рис. 16-1). Быстроходный вал может быть установлен на место через отверстия для подшипников, а для монтажа тихоходного вала следует

предусмотреть горизонтальный разъем корпуса. Для выхода инструмента, нарезающего шевронные зубья, необходима широкая проточка между полушевронами. Поэтому должна быть увеличена длина средней части вала и, следовательно, расстояние между опорами (т. е. осевой размер редуктора), а это ведет к возрастанию деформации быстрого вала, коэффициента неравномерности $K_{нр}$ и напряжения изгиба в теле вала. Таким образом, те преимущества, которые проистекают от свободного выбора параметров зацепления, в некоторой мере обесцениваются плохой увязкой оптимального размера вала редуктора с валом электродвигателя.

Очевидным недостатком этого варианта является наличие громоздкого литого корпуса с большой плоскостью разреза. Наличие муфты потребовало увеличения осевого размера отливки. Объем под корпусом двигателя не используется.

Второй вариант — одноступенчатый пристроенный редуктор. Для сокращения осевого размера корпуса редуктора следует рассмотреть вариант, в котором шестерня монтируется непосредственно на выходном валу электродвигателя. При этом наименьший диаметр шестерни определяется диаметром выходного вала, равным 45 мм. Принимая во внимание ослабление сечения шестерни шпоночным пазом, возьмем $D_{i1} = 1,6d_b = 1,6 \cdot 45 = 72$ мм.

Так как $D_{i1} = d_{n1} - 2,5 m = (z_1 - 2,5) m$, то принимая $z_1 = 23$, получим $m = 72 / (23 - 2,5) \approx 3,5$. Тогда

$$d_{d1} = z_1 m = 23 \cdot 3,5 = 80,5 \text{ мм.}$$

Поэтому $d_{d2} = id_{d1} = 10 \cdot 80,5 = 805$ мм, а

$$A = \frac{d_{d1} + d_{d2}}{2} = \frac{80,5 + 805}{2} = 443 \text{ мм,}$$

что много больше, чем в первом варианте.

При консольном расположении шестерни следует принять большее значение для коэффициента нагрузки; положим $K = 1,2$. Кроме того, следует уменьшить ψ_d ; примем $\psi_d = 0,9$. Если же отказаться от горизонтального разреза корпуса редуктора и перейти к монтажу через торцовую крышку, то шевронные колеса не могут быть установлены на место. Поскольку неизвестен тип подшипников электродвигателя, рискованно применять косозубую передачу с неуравновешенной осевой нагрузкой. Поэтому, учитывая также невысокую окружную скорость колес в этом варианте, следует предпочесть прямозубые колеса. Тогда расчетное

$$[C_k] = [C_k]_2 = 1,07 \text{ Мн.}$$

Проверим теперь, не потребуется ли дальнейшего увеличения диаметра шестерни по условиям прочности боковых поверхностей зубьев. Имеем

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2KM_1}{[C_k]\psi_d} \cdot \frac{i+1}{i}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,2 \cdot 60}{(1,07 \cdot 10^6) \cdot 0,9} \cdot \frac{10+1}{10}} = \sqrt[3]{165 \cdot 10^{-6}} = 0,055 \text{ м} = 55 \text{ мм,}$$

т. е. меньше конструктивно необходимого $d_1 = 80$ мм. При этом

$$B = \psi_d d_1 = 0,9 \cdot 5,5 \approx 5,0 \text{ см.}$$

Эскиз этого варианта представлен на рис. 16-2. Этот вариант приводит к большому недоиспользованию нагрузочной способности зубчатой передачи; не удастся также уменьшить размеры корпуса редуктора, так как если и возможно сократить его продольные раз-

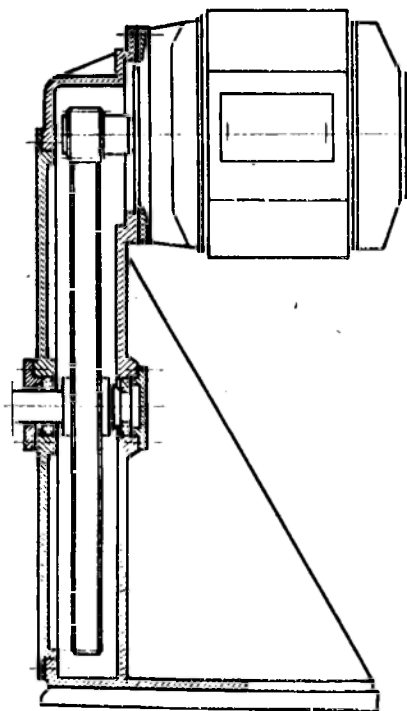


Рис. 16-2

меры, то это достигается за счет неоправданного увеличения поперечных. К тому же бросается в глаза диспропорция продольных и поперечных размеров корпуса. По этим причинам второй вариант должен быть сразу отброшен.

Третий вариант — двухступенчатый встроенный редуктор. Перейдем теперь к оценке варианта с двумя ступенями. Пусть сначала $A_T \neq A_B$, так как никаких требований относительно соосности в техническом задании не содержится. Очевидно, двухступенчатый редуктор с муфтой будет иметь чрезмерно большой продольный размер, поэтому рассмотрим только вариант с шестерней на валу двигателя. Уже известно, что диаметр этой шестерни $d_{1B} = 80$ мм и что зацепление первой ступени будет недоиспользовано. Поэтому нет смысла при разбивке общего передаточного отношения $i = 10$ на i_B и i_T выбирать i_B большим. Вместе с тем, если бы $i_B = 1$, то первая ступень стала бы полностью паразит-

ной. Учитывая это, примем $i_B = 2,5$, $i_T = 4$. Тогда $d_{2B} = i_B d_{1B} = 2,5 \cdot 80 = 200$ мм, а

$$A_B = d_{1B} \frac{i_B + 1}{2} = 80 \frac{2,5 + 1}{2} = 140 \text{ мм.}$$

Посмотрим, какие размеры имела бы передача первой ступени, если исходить только из условий ее прочности.

Примем прямозубую передачу с $\psi_{dB} = 0,6$. Необходимая величина

$$\begin{aligned} d_{1B} &= \sqrt[3]{\frac{2KM_{1B}}{[C_K]\psi_{dB}} \cdot \frac{i_B + 1}{i_B}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,2 \cdot 60}{(1,07 \cdot 10^9) \cdot 0,6} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} = \\ &= \sqrt[3]{315 \cdot 10^{-6}} = 0,068 \text{ м} = 68 \text{ мм;} \\ B_B &= \psi_{dB} d_{1B} = 0,6 \cdot 68,0 \approx 41,0 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Так как мы вынуждены брать $d_{1Б} = 80$ мм, то первая ступень как и следовало ожидать, будет значительно недоиспользована.

Для тихоходной ступени имеем

$$M_{1T} = i_B M_{1Б} = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Так как опоры для тихоходной ступени расположены симметрично, то можно принять коэффициент нагрузки $K = 1,1$, и коэффициент ширины $\psi_{dT} = 1,5$. Тогда

$$d_{1T} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 150}{(1,07 \cdot 10^6) \cdot 1,5} \cdot \frac{4+1}{4}} = \sqrt[3]{257 \cdot 10^{-6}} = 0,064 \text{ м} = 64 \text{ мм};$$

$$d_{2T} = i_T d_{1T} = 4 \cdot 64 = 256 \text{ мм};$$

$$A = \frac{d_{1T} + d_{2T}}{2} = \frac{64 + 256}{2} = 160 \text{ мм};$$

$$B_T = \psi_{dT} d_{1T} = 1,5 \cdot 64 = 96 \text{ мм}.$$

Из двух возможных вариантов расположения ступеней, представленных на рис. 16-3 и 16-4, при первом получается больший осевой

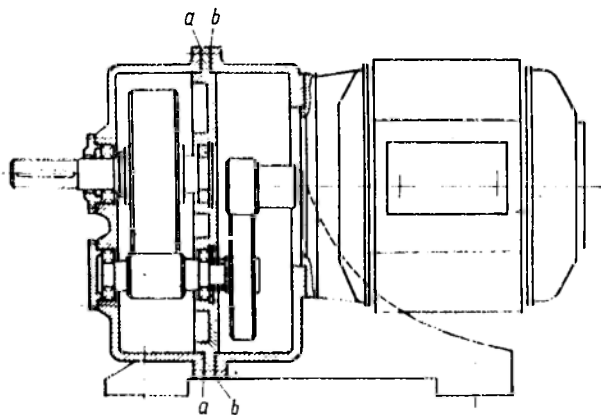


Рис. 16-3

размер, так как подшипники располагаются между колесами первой и второй ступени. Кроме того, нужно иметь двойной поперечный разъем aa и bb .

При втором варианте расположения увеличивается высота редуктора. В этом случае или должны быть два горизонтальных разреза (aa и bb), или увеличенный поперечный размер, иначе крышка не будет иметь удобного в технологическом отношении и надежного при эксплуатации направляющего цилиндрического выступа C .

В случае установки во второй ступени косозубой передачи (шевронная потребовала бы горизонтального разреза корпуса, что возможно для варианта, представленного на рис. 16-4, но осевая сборка, предусмотренная на рис. 16-3, была бы неосуществима) возможно даль-

нейшее уменьшение размеров тихоходных колес. Принимая для косозубых колес $[C_k] = 1,32 \text{ МН/м}^2$, а $\psi = 1,2$ (учитывая несимметричное положение опор), получим

$$\begin{aligned} d_{1T} &= \sqrt[3]{\frac{2KM_{1T}}{1,25[C_k]\psi_{dT}} \cdot \frac{i+1}{i}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 150}{1,25(1,32 \cdot 10^6) \cdot 1,2} \cdot \frac{4+1}{4}} = \\ &= \sqrt[3]{208 \cdot 10^{-6}} = 0,059 \text{ м} = 60 \text{ мм}; \\ d_{2T} &= i_T d_{1T} = 4 \cdot 60 = 240 \text{ мм}; \\ A_T &= \frac{d_{1T} + d_{2T}}{2} = \frac{60 + 240}{2} = 150 \text{ мм}; \\ B_T &= \psi_{dT} d_{1T} = 1,2 \cdot 60 = 70 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Четвертый вариант — соосный редуктор. Для быстроходной ступени было получено $A_B = 140 \text{ мм}$. Ввиду незначительной

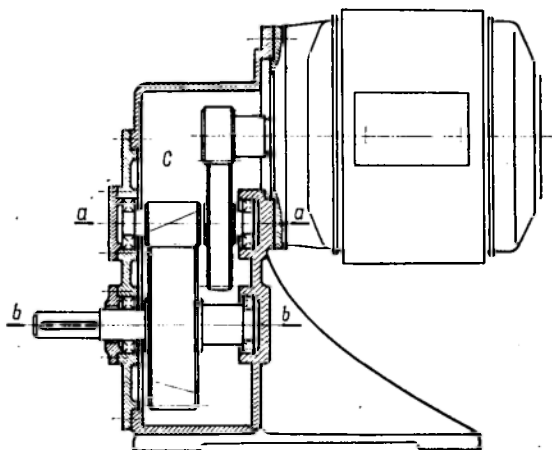


Рис. 16-4

разницы межцентровых расстояний обеих ступеней с технологической точки зрения целесообразно взять $A_B = A_T = 150 \text{ мм}$. Это приведет к некоторому увеличению диаметра съемной шестерни быстроходной ступени, что сделает ее прочнее, а увеличение общего габарита редуктора будет весьма незначительным.

В этом варианте тихоходную ступень оставим без изменения. Теперь предварительные размеры быстроходной ступени будут

$$\begin{aligned} d_{1B} &= \frac{2A}{i_B + 1} = \frac{2 \cdot 150}{2,5 + 1} = 85,8 \text{ мм}; \\ d_{2B} &= \frac{2A i_B}{i_B + 1} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 2,5}{2,5 + 1} = 214,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

На рис. 16-5 изображен возможный вариант компоновки такого редуктора. Этот вариант отличается тем, что тихоходный вал с коле-

сом, а потом и промежуточный вал, вынимаются через торцовое отверстие, закрываемое крышкой. Уровень масла в редукторе ниже этой крышки, что облегчает герметизацию. Торцовое отверстие лишь немного больше диаметра тихоходного колеса, поэтому при этой конструкции не увеличиваются поперечные размеры корпуса, что видно на второй проекции, где для упрощения чертежа валы и колеса не показаны.

Так как во второй ступени запроектированы косозубые колеса, то целесообразно предусмотреть копические или радиально упорные подшипники. Этот тип подшипников хорошо сочетается с принятым способом сборки-разборки (путем осевого перемещения). Соосность редуктора обеспечивает возможность обработки фланца, обращенного к электродвигателю, и расточки подшипниковых отверстий тихоходного вала с одной установки.

Окружная скорость колес первой ступени

$$V_B = \frac{\pi n_1 d_{1B}}{60} = \frac{\pi \cdot 730 \cdot 0,0858}{60} = 3,28 \text{ м/сек},$$

а колес второй ступени

$$V_T = V_B \frac{d_{1T}}{d_{2B}} = 3,28 \frac{60}{214,2} = 0,92 \text{ м/сек}.$$

Поскольку скорость недостаточна, для лучшей

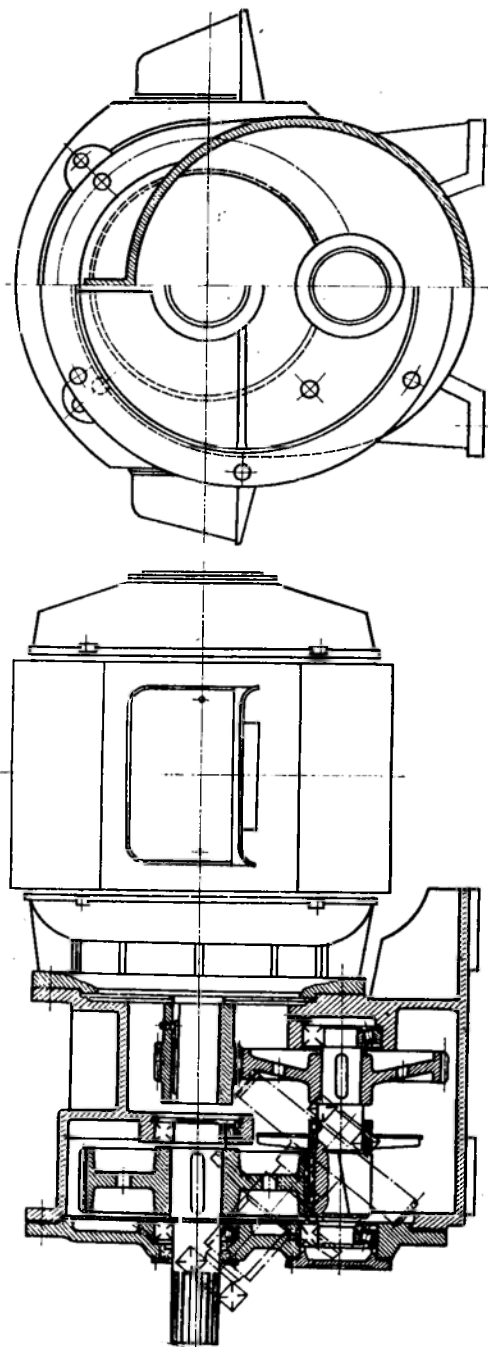


Рис. 16-5

смазки подшипников тихоходной ступени на промежуточном валу следует предусмотреть специальное *разбрызгивающее кольцо*.

Этот вариант (см. рис. 16-5) по габариту и технологичности лучше других вариантов двухступенчатого редуктора. Однако не так просто сравнить его с первым вариантом. По результатам эскизного проектирования можно считать, что последний вариант по массе и габариту предпочтительнее первого. Однако в отношении технологичности вопрос не так ясен (двойное количество зубчатых колес). По этой причине окончательный выбор между первым и последним вариантами не может быть сделан совершенно точно без рабочего проекта. Иногда в таких сомнительных случаях те или иные особенности оборудования или применения изделия оказывают решающее влияние на окончательный выбор.

Расчеты при рабочем проектировании. Предположим, что был выбран последний вариант. При рабочем проектировании необходимо окончательно уточнить размеры колес, валов и подшипников. Для этого нужно выполнить более подробный компоновочный эскиз (см. рис. 16-5).

Следует обратить внимание на то, что вычерчивание эскиза почти всегда предшествует подробным расчетам. До вычерчивания определяют лишь несколько основных размеров (например, d_1 , d_2 , B), да и то делают это довольно грубо.

Выполним расчеты в следующем порядке:

1. Уточним *размеры тихоходной ступени*.

При $A = 150$ мм выбираем: $m_n = 2$ мм, $z_c = 148$ ($z_c = z_1 + z_2$), где должно быть $z_c = 100 \div 200$, и $\beta_d = 9^\circ 22'$. Тогда

$$z_1 = \frac{z_c}{i+1} = \frac{148}{4+1} = 29,6.$$

Принимаем $z_1 = 29$, $z_2 = z_c - z_1 = 148 - 29 = 119$.

Уточненное $i_T = z_2/z_1 = 119/29 = 4,1$. Определяем все размеры:

$$m_s = m_n / \cos \beta_d = 2 \cos 9^\circ 22' = 2,027 \text{ мм}$$

(или $m_s = 2A/z_c$ и отсюда $\cos \beta_d = m_n/m_s$, откуда находим β_d);

$$d_{1T} = z_1 m_s = 29 \cdot 2,027 = 58,783 \text{ мм};$$

$$D_{c1} = d_{1T} + 2m_n = 58,783 + 2 \cdot 2 = 62,783 \text{ мм};$$

$$D_{i1} = d_{1T} - 2,5m_n = 58,783 - 2,5 \cdot 2 = 53,783 \text{ мм};$$

$$d_{2T} = z_2 m_s = 119 \cdot 2,027 = 241,217 \text{ мм};$$

$$D_{c2} = d_{2T} + 2m_n = 245,217 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = d_{2T} - 2,5m_n = 236,217 \text{ мм}.$$

$B_{2T} = B_{1T} = 70$ мм (иногда ширину шестерни, учитывая возможный осевой сдвиг ее относительно колеса, берут на $3 \div 5$ мм больше ширины колеса. Тогда следовало бы взять: $B_{2T} = 70$ мм, а $B_{1T} = 75$ мм).

2. Проверим *напряжения изгиба*. Для *зуба колеса*

$$\sigma_{и} = \frac{KP \cos^2 \beta_d}{B m_n y_{\beta} \epsilon_s},$$

$$P = P_T = \frac{2M_{2T}}{d_{2T}} = \frac{2iM_{B1}}{d_{2T}} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 60}{0,2412} \approx 5000 \text{ н.}$$

Проверим принятое в расчете значение коэффициента нагрузки $K = K_{\text{нр}} K_{\sigma}$. При $HV < 350$ и при постоянной нагрузке $K_{\text{нр}} = 1$. При $v_T = 0,92$ м/сек и 7-й степени точности $K_{\sigma} \approx 1,1$.

Эквивалентное число зубьев колеса $z_{\beta 2} = z_2 / \cos^3 \beta_0 = 119 / \cos^3 9^\circ 22' = 119 / 0,955 = 125$.

Соответствующее $y_{\beta 2} = 0,545$. Принимая $\epsilon_s = 1,76$, согласно графическому расчету или по справочным данным в приложении, имеем

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{1,1 \cdot 5000}{(70 \cdot 2 \cdot 10^{-3}) 0,545} \frac{0,986^2}{1,76} = 39,5 \approx 40 \text{ МН/м}^2.$$

Для шестерни $z_{\beta 1} = 29 / 0,955 = 30,5$, при этом $y_{\beta 1} = 0,470$, следовательно,

$$\sigma_{\text{из}} = \sigma_{\text{из}} \frac{y_{\beta 2}}{y_{\beta 1}} = 40 \frac{0,545}{0,470} = 47 \text{ МН/м}^2.$$

Допускаемое напряжение для материала колеса $[\sigma_{\text{из}}] = \frac{1,4 \sigma_{-1}}{n_{\sigma} K_{\sigma}}$, где n_{σ} и K_{σ} выбирают по справочным данным (см. приложения):

$$\sigma_{-1} \sim 0,43 \sigma_{\text{из}} = 0,43 \cdot 686 = 295 \text{ МН/м}^2;$$

$$[\sigma_{\text{из}}] = \frac{1,4 \cdot 295}{2 \cdot 1,6} = 129 > 40 \text{ МН/м}^2.$$

Для легированной стали $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_{\text{из}} + 120 \text{ МН/м}^2$, поэтому для шестерни $\sigma_{-1} \approx 0,35 \cdot 883 + 120 = 430 \text{ МН/м}^2$;

$$[\sigma_{\text{из}}] = \frac{1,4 \cdot 430}{1,8 \cdot 1,6} = 210 > 47 \text{ МН/м}^2.$$

3. Уточним основные размеры быстроходной ступени. Из условия соосности $A_B = A_T = 150 \text{ мм}$. Для сокращения сортамента режущего инструмента принимаем для быстроходной ступени тот же нормальный модуль, что и для тихоходной, т. е. $m_n = 2 \text{ мм}$.

Определяем z_c , z_1 и z_2 :

$$z_c = \frac{2A}{m_s} = \frac{2 \cdot 150}{2} = 150;$$

$$z_1 = \frac{z_c}{i+1} = \frac{150}{2,5+1} \approx 43, \quad z_2 = \frac{iz_c}{i+1} = \frac{2,5 \cdot 150}{2,5+1} \approx 107.$$

При этом $i_B = z_2 : z_1 = 107 : 43 = 2,49$.

Общее передаточное отношение $i = i_B i_T = 2,49 \cdot 4,1 = 10,2$. Следовательно, отклонение от заданного составляет 2%, что допустимо.

Размеры зубчатых колес:

$$d_{1B} = z_1 m_n = 43 \cdot 2 = 86 \text{ мм};$$

$$D_{e1} = d_{1B} + 2m_n = 86 + 2 \cdot 2 = 90 \text{ мм};$$

$$D_{i1} = d_{1B} - 2,5m_n = 86 - 2,5 \cdot 2 = 81 \text{ мм};$$

$$d_{2B} = z_2 m_n = 107 \cdot 2 = 214 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = d_{2B} + 2m_n = 214 + 2 \cdot 2 = 218 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = d_{2B} - 2,5m_n = 214 - 2,5 \cdot 2 = 209 \text{ мм}.$$

Принимая $\psi_d = 0,35$, получим для колеса $B_{2Б} = 0,35 \cdot 86 = 30$ мм, а учитывая возможность осевого сдвига шестерни относительно колеса, принимаем $B_{1Б} = B_{2Б} + 5 = 30 + 5 = 35$ мм.

4. Проверим *напряжения изгиба*. Для зуба колеса оно равно

$$\sigma_{из} = \frac{K_P}{m_n B y} = \frac{1,2 \cdot 1400}{(2 \cdot 30 \cdot 10^{-6}) 0,513} = 47 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 47 \text{ Мн/м}^2,$$

так как $K_{пр} = 1$, а при $v = 3,1$ м/сек и 7-й степени точности $K_\theta = 1, 2$;
 $P_B = \frac{2M_{1Б}}{d_{1Б}} = \frac{2 \cdot 60}{0,086} = 1400$ н, а коэффициент формы зуба при $z_2 = 107$ равен $y = 0,513$.

Для шестерни при $z_1 = 43$ коэффициент формы зуба $y = 0,475$;

$$\sigma_{из} = \sigma_{из} \frac{y_2}{y_1} = 47 \frac{0,513}{0,475} = 51 \text{ Мн/м}^2.$$

Материал колес обеих ступеней для сокращения сортамента удобно выбрать одинаковым, следовательно, $[\sigma_{из}] = 129 > 47 \text{ Мн/м}^2$, $[\sigma_{из}] = 210 > 51 \text{ Мн/м}^2$.

Перейдем к расчету валов и подбору подшипников.

5. Определим *компоненты силы, действующей в зацеплении*. Для первой ступени ранее было найдено окружное усилие $P_B = 1400$ н, поэтому радиальное усилие $P_R = P_B \operatorname{tg} \alpha = 1400 \operatorname{tg} 20^\circ = 1400 \times 0,364 = 510$ н, $P_A = 0$.

Для второй ступени ранее было найдено окружное усилие $P_T = 5000$ н. Найдем теперь радиальное усилие

$$P_R = P \operatorname{tg} \alpha_s = P \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_d} = 5000 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9^\circ 22'} = 500 \frac{0,364}{0,987} = 1850 \text{ н}$$

и осевое усилие

$$P_A = P \operatorname{tg} \beta_d = 5000 \operatorname{tg} 9^\circ 22' = 5000 \cdot 0,165 = 825 \text{ н.}$$

6. Определим *размеры валов редуктора*. Ведущим валом является вал двигателя диаметром $d = 45$ мм с длиной посадочной части (под шестерню) $l = 110$ мм.

Промежуточный вал следует делать как вал-шестерню, так как внутренний диаметр зацепления шестерни второй ступени равен 53,783 мм и съёмная шестерня не может иметь посадочного отверстия более $28 \div 30$ мм. При такой съёмной шестерне промежуточный вал оказался бы слишком тонким. Кроме того, так как материал вала и шестерни одинаков, то применение конструкции типа вал-шестерня имеет и технологические преимущества (уменьшается объем обработки). Чтобы не иметь больших отходов при обточке вала, диаметр вала в средней части целесообразно принять приблизительно одинаковым с наружным диаметром шестерни второй ступени, т. е. 63 мм. Это не создаст каких-либо затруднений при фрезеровании зубьев.

Для *тихоходного вала* предварительно примем диаметр средней части (под ступицей колеса) равным

$$d = A : 3 = 150 : 3 = 50 \text{ мм.}$$

По чертежу расчетное расстояние между средними точками опор приблизительно равно $l = B_2 + B_{\text{подш}} + (10 \text{ до } 20) \text{ мм} = 70 + 20 + 10 = 100 \text{ мм}$.

Изгибающий момент в среднем сечении под ступицей колеса согласно § 1 гл. XV равен

$$M_n = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{\left(\frac{P_A}{2} \cdot \frac{d_d}{2} + \frac{P_R}{2} \cdot \frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2}\right)^2} = \\ = \frac{Pl}{4} \sqrt{1 + \left(\frac{P_A}{P} \cdot \frac{d_d}{l} + \frac{P_R}{P}\right)^2} = \frac{5000 \cdot 0,1}{4} \sqrt{1 + \left(\frac{825}{5000} \cdot \frac{241,2}{100} + \frac{1850}{5000}\right)^2} = \\ = 125 \sqrt{1 + (0,4 + 0,37)^2} = 125 \sqrt{1,6} = 158 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Тогда

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W} = \frac{158}{10,65 \cdot 10^{-6}} = 14,7 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 14,7 \text{ Мн/м}^2;$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{10 \cdot 60}{22,9 \cdot 10^{-6}} = 26,2 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 26,2 \text{ Мн/м}^2$$

(здесь моменты сопротивления W и W_p определены с учетом ослабления шпоночным пазом).

Предельное напряжение на изгиб для нормализованной стали 35

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_{\text{пч}}, \text{ т. е. } \sigma_{-1} = 0,43 \cdot 530 = 227 \text{ Мн/м}^2.$$

Хотя касательное напряжение во время работы редуктора остается постоянным, но, учитывая последовательные пуски и возможность реверсирования, осторожнее принять в качестве предельного напряжения и в этом случае не τ_r , а τ_{-1} . Тогда, считая, что $\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}$, получим $\tau_{-1} = 0,6 \cdot 227 = 136 \text{ Мн/м}^2$.

Эффективный коэффициент концентрации для вала, ослабленного шпоночной канавкой, приблизительно равен $K_\sigma \approx K_\tau \approx 1,8$; масштабный фактор $\epsilon_\sigma \rightarrow \epsilon_\tau = 0,8$ (см. приложения). Тогда

$$\frac{1}{n_\sigma} = \frac{K_\sigma \sigma_a}{\epsilon \sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{\text{пч}}} = \frac{1,8 \cdot 14,7}{0,8 \cdot 227} + 0 = \frac{33}{227} = \frac{1}{7,3},$$

$$\frac{1}{n_\tau} = \frac{1,8 \cdot 26,2}{0,8 \cdot 136} = \frac{59}{136} = \frac{1}{2,45}.$$

Следовательно,

$$\left(\frac{1}{n}\right)^2 = \left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2 = \left(\frac{1}{7,3}\right)^2 + \left(\frac{1}{2,45}\right)^2 = \frac{1}{53} + \frac{1}{6} = 0,019 + 0,167 = 0,186,$$

$$\frac{1}{n} = 0,43, \text{ а } n = 2,3.$$

Таким образом, диаметр 50 мм вполне достаточен.

Перейдем к проверке выходного конца вала. Так как на выходном конце нормальные к оси вала силы по техническому заданию не действуют, расчет следует вести только на кручение. Чтобы обеспечить минимальные размеры, примем шлицевой вал и предварительно наметим номинальный размер соединения $d10 \times 36 \times 45$. Для этого сечения $W_p = 9,56 \text{ см}^3$, а эффективный коэффициент концентрации $K_\tau \approx 2,36$, тогда

$$\tau_k = \frac{M_{2T}}{W_p} = \frac{iM_{1E}}{W_D} = \frac{10 \cdot 60}{9,56 \cdot 10^{-6}} = 63 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 63 \text{ Мн/м}^2;$$

$$n_\tau = \frac{\varepsilon \tau_1}{K_\tau \tau_a} = \frac{0,8 \cdot 144 \cdot 10^6}{2,36 \cdot 63 \cdot 10^6} = 0,77.$$

Такой запас прочности не достаточен.

Приходится выполнить шлицевой выходной конец по размерам $d8 \times 46 \times 50$, чему соответствует $W_p = 19,84 \text{ см}^3$. Тогда

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{(10 \cdot 60)}{19,84 \cdot 10^{-6}} = 30,2 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 30,2 \text{ Мн/м}^2.$$

Соответственно

$$n_\tau = \frac{\varepsilon \tau_1}{K_\tau \tau_a} = \frac{0,8 \cdot 144 \cdot 10^6}{2,36 \cdot 30,2 \cdot 10^6} = 1,62.$$

Длина выходного конца определяется величиной поверхностного напряжения:

$$p = \frac{2M}{d_z h l \psi} = \frac{2(10 \cdot 60)}{\left(\frac{50+46}{2} 10^{-3}\right) \cdot 8 \cdot \left(\frac{50-46}{2} 10^{-3}\right) l \cdot 0,8} =$$

$$= \frac{600 \cdot 10^4}{3,07 l} = \frac{1,95 \cdot 10^6}{l} \text{ н/м}^2 = \frac{1,95}{l} \text{ Мн/м}^2$$

Принимая $[p] = 60 \text{ Мн/м}^2$, получим

$$l = \frac{1,95}{[p]} = \frac{1,95}{60} \simeq 0,0325 \text{ м} = 32,5 \text{ мм}.$$

- Назначим окончательно рабочую длину шлицев 60 мм и канавку для выхода инструмента 10 мм. Остальные продольные размеры тихоходного вала при выполнении чертежа определяются условиями установки подшипников, креплением их колец, установкой уплотнений и т. д.

Так как центрирование в шлицевом соединении предусмотрено по внутреннему диаметру, посадочный диаметр внутренних колец подшипников может быть принят тоже 50 мм, а диаметр вала под ступицей зубчатого колеса следует назначить больше 50 мм, например 55 мм.

7. Перейдем к подбору подшипников выходного вала. Нагрузка более нагруженного подшипника

$$Q'_R = \sqrt{\left(\frac{P}{2}\right)^2 + \left(\frac{P_R}{2} + \frac{P_A}{2} \cdot \frac{d_\partial}{l}\right)^2} = \frac{P}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{P_A}{P} \cdot \frac{d_\partial}{l} + \frac{P_R}{P}\right)^2} = \\ = \frac{5000}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{825}{5000} \cdot \frac{241,2}{100} + \frac{1850}{5000}\right)^2} = \frac{5000}{2} \sqrt{1,6} = 3150 \text{ н} \approx 315 \text{ кгс.}$$

Ранее были намечены к установке конические подшипники. Выберем подшипник № 7210 ($d = 50 \text{ мм}$, $D = 90 \text{ мм}$, $B = 22 \text{ мм}$, $C = 82\ 000$), тогда:

$$Q_M = 1,3 Q'_R \operatorname{tg} 14^\circ = 1,3 \cdot 315 \cdot 0,25 = 105 \text{ кгс};$$

$$Q''_R = \frac{P}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{P_R}{P} - \frac{P_A}{P} \cdot \frac{d_\partial}{l}\right)^2} = \frac{5000}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{1850}{5000} - \frac{825}{5000} \cdot \frac{241,2}{100}\right)^2} = \\ = \frac{5000}{2} \sqrt{1 + (0,37 - 0,4)^2} = 2500 \text{ н} \approx 250 \text{ кгс.}$$

$$Q'_M = 1,3 Q''_R \operatorname{tg} 14^\circ = 1,3 \cdot 250 \cdot 0,25 = 81 \text{ кгс.}$$

Приведенная нагрузка более нагруженного подшипника

$$Q = [K_K Q_R + m (P_A + Q'_M - Q'_M)] K_T K_6.$$

Принимая для средних условий $K_6 = 1,5$, $K_K = 1$ (внутреннее кольцо вращается), $K_T = 1$ (температура 50°), имеем

$$Q = [1 \cdot 315 + 1,5 (82,5 + 81 - 105)] \cdot 1 \cdot 1,5 = \\ = [315 + 1,5 \cdot 59] \cdot 1,5 = 404 \cdot 1,5 = 605 \text{ кгс,}$$

откуда

$$(nh)^{0,3} = C : Q = 82000 : 605 = 135$$

При $n = 730 : 10 = 73 \text{ об/мин}$ этому значению $(nh)^{0,3}$ соответствует гарантированный срок службы $h = 80\ 000 \text{ ч}$. Это больше, чем нужно, но меньший подшипник не может быть надет на вал.

Таким же способом выполняются проверка прочности промежуточного вала и подбор его подшипников. По соображениям унификации было бы удобно взять для промежуточного вала те же подшипники, что и для тихоходного. Однако это приводит к увеличению диаметра отверстий для наружных подшипниковых колец. Вместе с этими отверстиями должно увеличиться отверстие, которое закрывает крышка корпуса, а следовательно, и поперечные размеры корпуса. По этой причине более разумно принять для цапфы промежуточного вала сравнительно небольшой диаметр — 35 мм и предусмотреть подшипники № 7607, обеспечивающие достаточный срок службы.

8. Большие колеса обеих ступеней должны быть штампованными, так как производство массовое и затраты на изготовление штампа быстро

окупятся. При выполнении сборочного чертежа должна быть проверена возможность демонтажа промежуточного вала через торцовое отверстие. Именно условиями этого демонтажа определяется диаметр отверстия крышки корпуса. По технологическим соображениям подшипниковые отверстия удобно делать сквозными и поэтому они должны быть закрыты подшипниковыми крышками. Для регулировки осевого люфта конических подшипников на подшипниковых крышках должны быть предусмотрены регулировочные прокладки или кольца.

Далее следует перейти к разработке рабочих чертежей всех деталей, обращая особое внимание на увязку посадочных и вообще зависящих размеров и соблюдение технологических требований.

ДОПОЛНЕНИЕ

ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО НОВОМУ КАТАЛОГУ

Уже во время первой корректуры этой книги вышел из печати новый каталог-справочник подшипников качения, согласно которому способ подбора подшипников отличается от принятого ранее.

1. Вместо коэффициента работоспособности в каталоге дается, кроме статической C_0 , также и динамическая нагрузка C , при которой с вероятностью 90% подшипник проработает до одного миллиона оборотов.

Если приведенная нагрузка подшипника равна Q , то срок службы L подшипника в миллионах оборотов определяется по формуле:

$$L = (C/Q)^\alpha,$$

где показатель степени α для шарикоподшипников равен $\alpha = 3$ и для роликоподшипников $\alpha = 3,33$. В каталоге приводится таблица, пользуясь которой можно найти L и продолжительность работы в часах по величине отношения C/Q и по числу оборотов.

При переменном режиме работы:

$$Q = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^n Q_i^3 L_i}{\sum_1^n L_i}}.$$

Если же нагрузка меняется по линейному закону, то

$$Q = \frac{Q_{\min} + 2Q_{\max}}{3}.$$

2. Приведенная нагрузка определяется по нагрузкам Q_R и Q_A . Во всех случаях эта нагрузка подсчитывается по формуле:

$$Q = (XK_K Q_R + YQ_A) K_1 K_G,$$

где корректирующие коэффициенты K_K , K_T , K_G имеют прежний смысл. При приведении статической нагрузки факторы X , Y заменяются на X_0 , Y_0 . Значения всех этих факторов зависят от параметра e , характеризующего ту часть Q_m общей осевой силы, которая сопутствует радиальной нагрузке Q_R в подшипниках, имеющих $\beta \neq 0$. В подшипниках $\beta = 0$, смысл параметра e иной.

Для радиально-упорных подшипников

$$Q_m = eQ_R,$$

для конических роликоподшипников

$$Q_m = 0,83eQ_R.$$

Значения параметра e для шарикоподшипников с $\beta = 12^\circ$ вычисляются по формуле

$$\lg e = \frac{\lg (Q_R/C_0) - 1,144}{4,729},$$

а с углом $\beta = 15^\circ$ по формуле

$$\lg e = \frac{\lg(Q_R/C_0) - 1,766}{7,363}.$$

Для подшипников с большим углом β и для подшипников других типов значения параметра e приводятся в каталоге или в зависимости от отношения Q_A/C_0 , или в зависимости от размера подшипника.

Параметр e является аргументом при выборе значений факторов X и Y . Если $Q_A/Q_R \leq e$, то следует пользоваться одной парой значений факторов: $X = X_1$, $Y = Y_1$. Если же $Q_A/Q_R > e$, то другой парой: $X = X_2$, $Y = Y_2$. Обе пары значений факторов X , Y , X_0 , Y_0 , а в ряде случаев и само e приводятся в каталоге для каждого типоразмера наряду с нагрузками C , C_0 и предельным числом оборотов $n_{\text{макс}}$.

Для некоторых типов подшипников факторы e , Y не зависят от размера подшипника и указываются одинаковыми для всех размеров, но в зависимости от отношения Q_A/C_0 . В других случаях один из факторов (X , Y) принимается равным единице или же, напротив, нулю.

3. Иначе выбирается положение точки приложения силы Q_R на оси вала. Для радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников эта точка совпадает с вершиной конуса, образованного нормальными, проведенными из точек контакта тел качения с беговой дорожкой внешнего кольца. Расстояние a этой точки от дальнего торца можно подсчитывать по выражению: для радиально-упорных подшипников

$$a = \frac{B}{2} + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \beta,$$

для конических подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{d+D}{3} e.$$

Для лучшего уяснения процедуры подбора подшипников по новому каталогу-справочнику ниже приведено несколько примеров подбора, заимствованных из этого каталога.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ

(Во всех примерах принято $K_K = K_\delta = K_T = 1$)

Пример 1. Определить номинальную долговечность подшипника 308, выраженную в часах, при $Q_R = 280$ кгс и $n = 800$ об/мин, если $C = 3190$ кгс.

Подшипник не подвергается действию осевой нагрузки, поэтому приведенная нагрузка $Q = Q_R = 280$ кгс и номинальная долговечность

$$L = (C/Q)^3 = (3190/280)^3 = 1478,8 \text{ млн. об.}$$

или

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = 30808 \text{ ч.}$$

Приблизительная величина номинальной долговечности может быть определена по величине отношения C/Q . В этом случае $L_h \approx 32\,000 \text{ ч.}$

Пример 2. На подшипник 308 в дополнение к радиальной нагрузке $Q_R = 280 \text{ кгс}$ действует осевая нагрузка $Q_A = 170 \text{ кгс}$. Определить номинальную долговечность подшипника, если $n = 800 \text{ об/мин.}$

$Q_A/C_0 = 170/2270 = 0,075$. В таблице этой величине соответствует значение $e = 0,28$. Поскольку $Q_A/Q_R = 170/280 = 0,61$ больше $e = 0,28$, то приведенная нагрузка

$$Q = XQ_R + YQ_A = 0,56 \cdot 280 + 1,60 \cdot 170 = 429 \text{ кгс}$$

и номинальная долговечность

$$L = (C/Q)^3 = (3190/429)^3 = 411,1 \text{ млн. об.}$$

Пример 3. Определить величину требуемой динамической грузоподъемности шарикоподшипника, воспринимающего радиальную нагрузку $Q_R = 525 \text{ кгс}$ при $n = 1000 \text{ об/мин.}$ Номинальная долговечность подшипника должна равняться $20\,000 \text{ ч.}$

Поскольку осевая нагрузка отсутствует, приведенная нагрузка $Q = Q_R$. Требуемая величина отношения $C/Q_R = 10,6$, следовательно, динамическая грузоподъемность

$$C = 10,6 \cdot Q_R = 10,6 \cdot 525 = 5565 \text{ кгс.}$$

Пример 4. Определить необходимую динамическую грузоподъемность радиального шарикоподшипника, воспринимающего радиальную нагрузку $Q_R = 220 \text{ кгс}$ и осевую $Q_A = 40 \text{ кгс}$ при скорости вращения $n = 1600 \text{ об/мин.}$ Требуемая номинальная долговечность $10\,000 \text{ ч.}$

$Q_A/Q_R = 40/220 = 0,18$. Это число меньше наименьшей величины коэффициента e в таблице для подшипников данного типа, поэтому приведенная нагрузка $Q = Q_R = 220 \text{ кгс}$. Требуемая величина отношения $C/Q = 9,83$. Следовательно, требуемая динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = Q \cdot 9,83 = 220 \cdot 9,83 = 2163 \text{ кгс.}$$

Пример 5. Подобрать радиальный шарикоподшипник серии 300; радиальная нагрузка $Q_R = 400 \text{ кгс}$, осевая нагрузка $Q_A = 220 \text{ кгс}$; скорость вращения $n = 1000 \text{ об/мин.}$ Требуемая долговечность $L_h = 10\,000 \text{ ч.}$

Величина отношения $Q_A/Q_R = 220/400 = 0,55$ больше любого значения коэффициента e из числа приведенных в таблице для подшипников данного типа.

Принимаем $X = 0,56$ и $Y = 1,99$. Тогда получим:

$$Q = XQ_R + YQ_A = 0,56 \cdot 400 + 1,99 \cdot 220 = 622 \text{ кгс.}$$

Требуемая величина отношения $C/Q = 8,43$, и поэтому необходимая величина динамической грузоподъемности подшипника

$$C = Q \cdot 8,43 = 622 \cdot 8,43 = 5243 \text{ кгс.}$$

Выбираем подшипник 311 с динамической грузоподъемностью $C = 5600$ кгс. Статическая грузоподъемность этого подшипника $C_0 = 4260$ кгс. Проверим правильность выбора коэффициентов X и Y .

Отношение $Q_A/C_0 = 220/4260 = 0,052$, и из таблицы получаем: $X = 0,56$ и $Y = 1,75$. Тогда приведенная нагрузка $Q = 0,56 \cdot 400 + 1,75 \cdot 220 = 609$ кгс, $C/Q = 5600/609 = 9,20$. Эта величина несколько больше требуемой. Ближайший меньший типоразмер подшипника 310 имеет $C = 4850$ кгс, и величина отношения $C/Q = 4850/594 = 8,16$ меньше необходимой. Поэтому сохраняем выбранный подшипник 311.

Пример 6. Определить долговечность пары конических подшипников 1 и 2 при следующих данных: $Q_{R1} = 510$ кгс, $Q_{R2} = 600$ кгс и $P_A = 80$ кгс. Подшипник 1 — конический роликоподшипник 7207 с характеристиками $C = 3520$ кгс, $Y = 1,624$, $e = 0,369$. Подшипник 2 — конический роликоподшипник 7210, у которого $C = 5290$ кгс, $Y = 1,604$, $e = 0,374$.

Для определения осевых нагрузок на каждый подшипник имеем: поскольку $Q_{m1} = 0,83 \cdot e \cdot R = 0,83 \cdot 0,369 \cdot 510 = 156$ кгс меньше, чем $Q_{m2} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 600 = 186$ кгс, а $P_A = 80$ кгс больше, чем $Q_{m2} - Q_{m1} = 186 - 156 = 30$ кгс, то осевые нагрузки на подшипники равны:

$$Q_{A1} = Q_{m1} = 156 \text{ кгс и } Q_{A2} = Q_{m1} + P_A = 156 + 80 = 236 \text{ кгс.}$$

Далее по величинам нагрузок определяем долговечность каждого подшипника. На подшипник 7207 действуют следующие нагрузки: $Q_R = 510$ кгс и $Q_A = 156$ кгс. Отношение $Q_A/Q_R = 156/510 = 0,31$ меньше $e = 0,369$, поэтому приведенная нагрузка для этого подшипника $Q = 510$ кгс и

$$L = (C/Q)^{\frac{10}{3}} = (3520/510)^{\frac{10}{3}} = 626,0 \text{ млн. об.}$$

Для подшипника 7210: $Q_A = 236$ кгс, $Q_R = 600$ кгс, $Q_A/Q_R = 236/600 = 0,39$ больше $e = 0,374$, следовательно, приведенная нагрузка

$$Q = XQ_R + YQ_A = 0,67 \cdot 600 + 1,604 \cdot 236 = 781 \text{ кгс,}$$

а долговечность

$$L = (C/Q)^{\frac{10}{3}} = (5290/781)^{\frac{10}{3}} = 588,0 \text{ млн. об.}$$

Определяем размер a для подшипника 1:

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{3} = \frac{18}{2} + \frac{(35+72) \cdot 0,369}{3} = 22 \text{ мм;}$$

для подшипника 2:

$$a = \frac{22}{2} + \frac{(50+90) \cdot 0,374}{3} = 28 \text{ мм.}$$

ПРИЛОЖЕНИЯ

СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Номер таблицы складывается из двух частей: номера главы, к которой относится данная таблица, и ее порядкового номера в этой главе.

Таблица I.1

Механические свойства отливок из серого чугуна (составлено по ГОСТ 1412—70)

Марка чугуна	Предел прочности $\sigma_{пч}$, не менее						Твердость по Бри- неллю НВ
	при растяжении		при изгибе		при сжатии		
	МН/м ²	кгс/мм ²	МН/м ²	кгс/мм ²	МН/м ²	кгс/мм ²	
СЧ 12-28	117	12	275	28	490	50	143—229
СЧ 15-32	147	15	315	32	590	60	163—229
СЧ 18-36	176	18	355	36	660	67	170—229
СЧ 21-40	205	21	390	40	735	75	170—241
СЧ 24-44	235	24	430	44	815	83	170—241
СЧ 28-48	275	28	470	48	880	90	170—241
СЧ 32-52	315	32	510	52	980	100	187—255
СЧ 35-56	345	35	550	56	1180	120	197—265
СЧ 38-60	370	38	590	60	1270	130	207—269

Таблица I.2

Механические свойства отливок из углеродистой стали
(составлено по ГОСТ 977—65)

Марка стали	Предел прочности $\sigma_{пч}$		Предел текучести $\sigma_{т}$, не менее		Твердость по Бри- неллю НВ	Примерное назначение
	МН/м ²	кгс/мм ²	МН/м ²	кгс/мм ²		
15Л	392	40	196	20	109—136	Станнины, корпуса коробок скоростей
20Л	412	42	216	22	116—144	
25Л	441	45	235	24	124—151	Фасонные детали
30Л	471	48	255	26	131—157	
35Л	490	50	275	28	137—166	
40Л	520	53	294	30	146—173	Зубчатые колеса Ответственные де- тали
45Л	539	55	314	32	153—179	
50Л	569	58	333	34	159—199	
55Л	588	60	343	35	155—217	Зубчатые колеса

Примечание. Механические свойства даны для отливок в нормализованном или отожженном состоянии.

Таблица 1.3

Механические свойства углеродистой стали

Марка стали	Предел прочности $\sigma_{пч}$		Предел текучести $\sigma_{т}$		Относи- тельное удлинение δ , %	Твердость по Бри- неллю <i>HВ</i> (не более)	
	не менее					горяче- катаной стали	отожжен- ной стали
	<i>МН/м²</i>	<i>кгс/мм²</i>	<i>МН/м²</i>	<i>кгс/мм²</i>			
Группа I (сталь с нормальным содержанием марганца)							
08	224	33	196	20	33	131	—
10	333	34	206	21	31	137	—
15	373	38	226	23	27	143	—
20	412	42	245	25	25	156	—
25	451	46	275	28	23	170	—
30	490	50	294	30	21	179	—
35	530	54	314	32	20	187	—
40	569	58	333	34	19	217	187
45	598	61	353	36	16	241	197
50	628	64	373	38	14	241	207
55	647	66	383	39	13	255	217
60	678	69	402	41	12	255	229
65	696	71	412	42	10	255	229
70	716	73	422	43	9	269	229

Группа II (сталь с повышенным содержанием марганца)

15Г	412	42	245	25	26	163	—
20Г	451	46	275	28	24	197	—
25Г	490	50	294	30	22	207	—
30Г	539	55	314	32	20	217	187
35Г	559	57	338	34	18	229	197
40Г	488	60	358	36	17	229	207
45Г	618	63	373	38	15	241	217
50Г	647	66	392	40	13	255	217
60Г	696	71	412	42	11	269	229
65Г	736	75	432	44	9	285	229
70Г	785	80	451	46	8	285	229

Примечание. Пределы прочности и текучести даны для прутков диаметром до 80 мм.

Таблица 1.4

Механические свойства некоторых легированных конструкционных сталей
(составлено по ГОСТ 4543—71)

Марка стали	Твердость отожженной или отпущенной стали $HВ$, не более	Термическая обработка		Свойства термически обработанной стали						
		Температура в °С и охлаждающая среда (в — вода, м — масло)		Предел прочности $\sigma_{пч}$, не менее		Предел текучести $\sigma_{т}$, не менее		Относительное удлинение δ , %	Ударная вязкость $a_{п}$	
		Закалка	Отпуск	МН/мм ²	кгс/мм ²	МН/мм ²	кгс/мм ²			
35Х	197	860 м	500 в или м	932	95	736	75	11	687	7
40Х	217	850 »	500, то же	981	100	785	80	10	588	6
45Х	229	840 »	520 »	1022	105	824	85	9	490	5
50Х	229	830 »	520 »	1079	110	883	90	9	394	4
40ХН	217	820 в или м	500 »	981	100	785	80	11	687	7
45ХН	230	820 то же	530 »	1022	105	834	85	10	687	7
40ХНВА	269	850 м	620 »	1079	110	932	95	12	785	8

Примечание. Размер сечения заготовок для термической обработки (круг или квадрат) 25 мм.

Основные физико-механические свойства некоторых марок бронз и латуней

Наименование сплава	Марка	Предел прочности $\sigma_{лч}$		Предел текучести σ_T		Относительное удлинение δ , %	Твердость по Бринеллю $HВ$	Коэффициент линейного расширения	Теплопроводность κ ккал/см·сек·град
		МН/м ²	кгс/мм ²	МН/м ²	кгс/мм ²				
Бронза оловянно-фосфористая	Бр. ОФ 10-1	196—342	20—35	196	30	3—10	80—120	17	0,08
Бронза оловянно-цинково-свинцовистая	Бр. ОЦС6-6-3	147—174	15—18	78—98	8—10	6—4	60	17	0,22
То же	Бр. ОЦС5-5-5	147—174	15—18	78—98	8—10	6—4	60	17	0,22
»	Бр. ОЦС4-4-17	147	15	78—98	8—10	5	60	17,5	—
Бронза алюминийно-железистая	Бр. АЖ9-4	392—490	40—50	—	—	10—12	100	18	0,14
Латунь кремнисто-свинцовистая	ЛКС80-3-3	245—294	25—30	137	14	7—15	90—100	17	0,1
Латунь марганцово-свинцовистая	ЛМцС58-2-2	245—343	25—35	205	21	8—10	70—90	—	0,11
Латунь алюминийно-железомарганцовистая	ЛАЖМц66-6-3-2	588—637	60—65	—	—	7	160	—	—

Примечание. Первое значение при отливке в землю, второе — в кокиль.

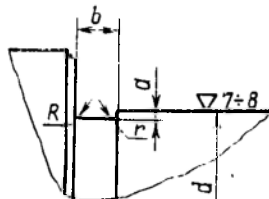
Материалы для зубчатых колес и валов

Вид заготовки	Марка стали	Физико-механические свойства						Размеры, мм, не более		Термическая обработка
		$\sigma_{пч}$		σ_T		HB	HRC	D	S	
		МН/мм ²	кгс/мм ²	МН/мм ²	кгс/мм ²					
Литье Поковка	35Л	490—590	50—60	275	28	140—180	—	Любое	Любое	Отжиг 860—900°С
	35	490—590	50—60	315	32	167—194	—	»	»	Нормализация
	35	686—785	70—80	392	40	207—236	—	90—120	45—60	Улучшение
	45	—	—	—	—	500—570	51—67	30	30	Закалка
	60Г	686—785	70—80	392	40	194—222	—	250	125	Нормализация
	35СГ	686—785	70—80	392	40	200—230	—	Любое	Любое	»
	35СГ	785—883	80—90	540	55	230—257	—	180	90	Улучшение
	35СГ	883—980	90—100	686	70	257—285	—	120	60	»
	40Х	785—883	80—90	540	55	230—257	—	180	90	»
	40Х	883—980	90—100	686	70	257—285	—	120	60	»
40ХН	785—883	80—90	540	55	235—265	—	250	125	»	
40ХН	883—980	90—100	686	70	265—295	—	150	75	»	
20Х	—	—	—	—	600—670	58—63	30	30	Цементация и закалка	
15Х	—	—	—	—	600—670	58—63	60	60	То же	

Примечание. D — диаметр сплошной заготовки;
S — толщина фасонной заготовки.
Определяющим является меньшее из двух значений (D или S).

Таблица II.1

Канавки для выхода шлифовального круга (составлено по ГОСТ 8820—69)

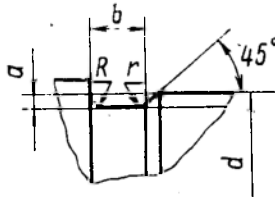


Размеры, мм

Ориентировочный диаметр обработки, d	Канавка		Закругления	
	a	b	R	r
До 10	0,15—0,25	1—2	0,3—0,5	0,3—0,5
10—50	0,25	3	1,0	0,5
50—100	0,5	5	1,5	0,5
Свыше 100	0,5	8	2 ÷ 3	1,0

Таблица II.2

Канавки для выхода наружной метрической резьбы (составлено по ГОСТ 10549—63)



Размеры, мм

Шаг резьбы t	Ширина проточки b		Глубина проточки a	Радиусы закругления	
	нормальной	узкой		R	r
1	3	2	0,75	0,5	0,3
1,25	4	2,5	0,9	1,0	0,5
1,5	4	2,5	1,1	1,0	0,5
1,75	4	2,5	1,25	1,0	0,5
2	5	3	1,5	1,5—1,0	0,5
2,5	6	4	1,75	1,5—1,0	1,0—0,5
3	6	4	2,25	1,5—1,0	1,0—0,5
3,5	8	5	2,5	2,0—1,5	1,0—0,5
4	8	5	3,0	2,0—1,5	1,0—0,5
4,5	10	6	3,25	3,0—1,5	1,0
5	10	6	3,5	3,0—1,5	1,0
5,5	12	8	4,0	3,0—2,0	1,0
6	12	8	4,5	3,0—2,0	1,0

Примечание. Большее значение относится к нормальной проточке, меньшее — к узкой. Узкие проточки для внутренней резьбы незначительно отличаются от таких же проточек для наружной резьбы.

Таблица II.3

Нормальные линейные размеры (диаметры и длины) в машиностроении

Приводятся значения нормальных линейных размеров в мм, взятые из ряда R40 чисел по ГОСТ 6636—69 с сокращениями: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200 и далее через 20 до 500 вкл.

Таблица значений величины

h	n										
	10	20	32	40	50	63	80	100	125	160	200
100	8,0	9,8	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5
125	8,5	10,5	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0
160	9,2	11,2	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4
200	9,8	12,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0
250	10,5	13,0	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7
320	11,2	13,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5
400	12,0	14,8	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5
500	13,0	16,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0
630	13,8	17,0	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0
800	14,8	18,2	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3
1000	16,0	19,5	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0
1250	17,0	21,0	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7
1600	18,2	22,4	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7
2000	19,5	24,0	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0
2500	21,0	25,7	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3
3200	22,4	27,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0
4000	24,0	29,5	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0
5000	25,7	32,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0
6300	27,5	34,0	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6
8000	29,5	36,3	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5
10500	32,0	39,0	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7
12500	34,0	41,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2
16000	36,3	44,7	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0
20000	39,0	48,0	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5
25000	41,7	51,3	55,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102
32000	44,7	55,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110
40000	48,0	59,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117
5000	51,3	63,0	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126
63000	55,0	67,6	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135
80000	59,0	72,5	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145

Таблица VI.1

(n/h)^{0,5} для подшипников

n											
250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7
22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0
24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3
25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0
27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0
29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0
32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6
34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5
36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7
39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2
41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0
44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5
48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102
51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110
55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117
59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126
63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135
67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	136	145
72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155
77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166
83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178
89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191
95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204
102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219
110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235
117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251
126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	279
135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289
145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309
155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331

Значения коэффициента приведения осевой нагрузки к эквивалентной радиальной m

Тип подшипника	Обозначение типа и серии подшипника	Внутренний диаметр подшипника, мм	m
Шарикоподшипники радиальные однорядные	100, 200, 300, 400	Для всех диаметров	1,5
Шарикоподшипники радиальные сферические легкой серии	1 200, 11 200 111 200	До 17 20—40	2,5 3,5
То же, средней серии	1 300, 11 300 111 300	45 и выше До 30	4,5 3
То же, широкой серии	1 500, 1 600, 11 500, 11 600, 111 500, 111 600	35 и выше Для всех диаметров	4 2,5
Роликоподшипники радиальные сферические легкой серии	3 500, 13 500, 113 500	То же	4,5
То же, средней серии	3 600, 13 600, 113 600	»	3,5
Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные	36 000 46 000 66 000	»	1,5 0,7 0,5
Шарикоподшипники магнетные	6000	»	2
Роликоподшипники конические особо легкой и легкой серии	7100, 7200, 7500	»	1,5
То же, средней серии	7300, 7600	»	1,8
То же, с большим углом конуса	27 300	»	0,7

Примечание. Коэффициент m зависит от отношения радиальной Q_R и осевой Q_A нагрузок; при $Q_R/Q_A > 2$ значения берут по таблице; при $Q_R/Q_A \approx 2$ значения m увеличивают на 15%. при $Q_R/Q_A \approx 1$ — на 25%; при чисто осевой нагрузке значения m увеличивают на 35% (это не относится к подшипникам типов 46000, 66000 и 27300). При $Q_R/Q_A > 5$ осевую нагрузку на радиальные однорядные и радиально-упорные шарикоподшипники, а также на конические роликоподшипники можно не учитывать.

Таблица VI.3

Корректирующие коэффициенты для подшипников
Значения K_6

Характер нагрузки на подшипник	K_6
Спокойная нагрузка; толчки отсутствуют	1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от нормальной (расчетной) нагрузки	1—1,2
Умеренные толчки. Вибрация нагрузки. Кратковременная перегрузка до 150% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,3—1,8
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,8—2,5
Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки до 300% от нормальной (расчетной) нагрузки	2,5—3

Значения K_T

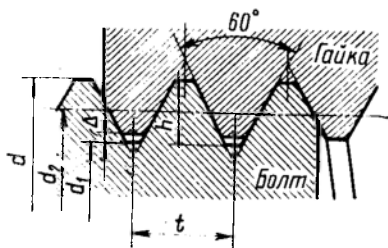
Рабочая температура подшипника, °C	125	150	175	200	225	250
K_T	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Значения K_K

Какое кольцо вращается относительно вектора нагрузки	K_K
Внутреннее кольцо	1
Наружное кольцо для сферических подшипников	1,1
» » » проточных подшипников	1,2

Таблица VII-1

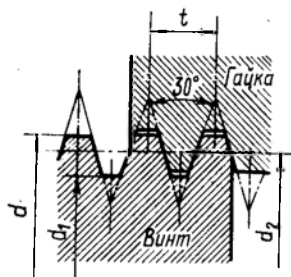
Резьба метрическая крупная для диаметров от 6 до 68 мм
(составлено по ГОСТ 9150—59)



Размеры, мм

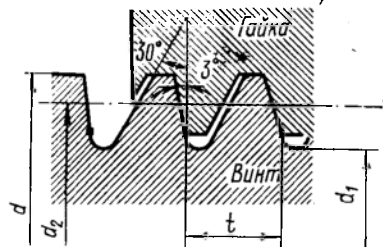
Диаметр резьбы			Шаг резьбы t	Высота профиля h	Площадь сечения, мм ² $F = \pi d_1^2 / 4$
наружный d	средний d_2	внутренний d_1			
6	5,350	4,701	1	0,541	16,7
8	7,188	6,377	1,25	0,676	30,8
10	9,026	8,051	1,5	0,812	49,2
12	10,863	9,727	1,75	0,947	71,8
14	12,701	11,402	2	1,082	98,9
16	14,701	13,402	2	1,082	137
18	16,376	14,753	2,5	1,353	166
20	18,376	16,753	2,5	1,353	215
22	20,376	18,753	2,5	1,353	270
24	22,051	20,103	3	1,624	310
27	25,051	23,103	3	1,624	410
30	27,727	25,454	3,5	1,894	495
36	33,402	30,804	4	2,165	730
42	39,077	36,155	4,5	2,435	1000
48	44,752	41,505	5	2,706	1323
56	52,428	48,855	5,5	2,977	1840
64	60,103	56,206	6	3,247	2430

Резьба трапецеидальная (составлено по ГОСТ 9484—60)



Диаметр резьбы, мм			Площадь сечения, см ²	Шаг резьбы, мм	Диаметр резьбы, мм			Площадь сечения, см ²	Шаг резьбы, мм	Диаметр резьбы, мм			Площадь сечения, см ²	Шаг резьбы, мм
наружный	средний	внутренний			наружный	средний	внутренний			наружный	средний	внутренний		
d	d_2	d_1	F	t	d	d_2	d_1	F	t	d	d_2	d_1	F	t
10	9	7,5	0,44	2	10	8,5	6,5	0,33	3	22	18	13	1,33	8
12	11	9,5	0,71	2	12	10,5	8,5	0,57	3	24	20	15	1,77	8
14	13	11,5	1,04	2	14	12,5	10,5	0,87	3	26	22	17	2,27	8
16	15	13,5	1,43	2	16	14	11,5	1,04	4	28	24	19	2,84	8
18	17	15,5	1,89	2	18	16	13,5	1,43	4	30	25	19	2,84	10
20	19	17,5	2,41	2	20	18	15,5	1,89	4	32	27	21	3,46	10
22	21	19,5	2,99	2	22	19,5	16	2,01	5	36	31	25	4,91	10
24	23	21,5	3,63	2	24	21,5	18	2,54	5	40	35	29	6,61	10
26	25	23,5	4,38	2	26	23,5	20	3,14	5	44	38	31	7,55	12
28	27	26,5	5,11	2	28	25,5	22	3,80	5	48	42	35	9,62	12
30	28,5	26,5	5,52	3	30	27	23	4,16	6	50	44	37	10,75	12
32	30,5	28,5	6,38	3	32	29	25	4,91	6	52	46	39	11,95	12
36	34,5	32,5	8,30	3	36	33	29	6,61	6	55	49	42	13,85	12
40	38,5	36,5	10,46	3	40	37	33	8,55	6	60	54	47	17,35	12
44	42,5	40,5	12,88	3	44	40	35	9,62	8	65	57	47	17,35	16
48	46,5	44,5	15,55	3	48	44	39	11,95	8	70	62	52	21,24	16
50	48,5	46,5	16,98	3	50	46	41	13,20	8	75	67	57	25,52	16
52	50,5	48,5	18,47	3	52	48	43	14,52	8	80	72	62	30,19	16
55	53,5	51,5	20,83	3	55	51	46	16,62	8	85	75	63	31,17	20
60	58,5	56,5	25,03	3	60	56	51	20,43	8	90	80	68	36,32	20
65	63	60,5	28,75	4	65	60	54	22,90	10	95	85	73	41,85	20
70	68	65,5	33,70	4	70	65	59	27,34	10	100	90	78	47,78	20

Примечание. ГОСТ 9484—60 распространяется на диаметры от 10 до 640 мм. Пример обозначения правой одноходовой резьбы: Трап 60×12. Обозначение трехходовой левой резьбы: Трап 90×(3×20) лев.



Диаметр резьбы, мм			Шаг, мм	Площадь сечения стержня, см²	Диаметр резьбы, мм			Шаг, мм	Площадь сечения стержня, см²
наруж-ный	сред-ний	вну-тренний			наруж-ный	средний	вну-тренний		
d	d_2	d_1	t	F	d	d_2	d_1	t	F
—	—	—	—	—	10	8,500	6,528	2	0,335
—	—	—	—	—	12	10,500	8,528	2	0,571
—	—	—	—	—	14	12,500	10,528	2	0,871
—	—	—	—	—	16	14,500	12,528	2	1,23
—	—	—	—	—	18	16,500	14,528	2	1,66
—	—	—	—	—	20	18,500	16,528	2	2,15
24	20,250	15,322	5	1,84	24	22,500	20,528	2	3,31
26	22,250	17,322	5	2,36	26	24,500	22,528	2	3,99
30	25,500	19,586	6	3,01	30	27,750	24,794	3	4,83
34	29,500	23,586	6	4,37	34	31,750	28,794	3	6,51
36	31,500	25,586	6	5,14	36	33,750	30,794	3	7,45
40	35,500	29,586	6	6,87	40	37,750	34,794	3	9,51
44	38,000	30,116	8	7,12	44	41,750	38,794	3	11,82
48	42,000	34,116	8	9,14	48	45,750	42,794	3	14,38
50	44,000	36,116	8	10,24	50	47,750	44,794	3	15,76
60	54,000	46,116	8	16,70	60	57,750	54,794	3	23,58
70	62,500	52,644	10	21,77	70	67,000	63,058	4	31,23
80	72,500	62,644	10	30,82	80	77,000	73,058	4	41,92
90	81,000	69,174	12	37,58	90	86,250	81,322	5	51,94
100	91,000	79,174	12	49,23	100	96,250	91,322	5	65,50

Примечание. Внутренний диаметр указан для наружной резьбы. Обозначение: Уп 80×10.

Таблица IX.1

Средние значения коэффициента неравномерности нагрузки $K_{нр}$ для неприрабатывающихся зубчатых передач

B/d_1	Симметрично относительно опор	Положение шестерни			
		симметрично относительно опор	вблизи одной опоры; вал весьма жесткий	вблизи одной опоры; вал средней жесткости	на консоли
0,2	1	1	1,05	1,1	
0,4	1	1,05	1,15	1,15	
0,8	1,05	1,15	1,3	1,3	
1,2	1,15	1,25	1,4	—	
1,6	1,25	1,35	—	—	
2,0	1,45	—	—	—	

Примечание. Приведенные в табл. XI.1 значения относятся к передачам с закаленными колесами при $v_{окр} < 15$ м/сек. Если хотя бы для одного из колес $HVB < 350$, то при переменной нагрузке $K_{нр} = \frac{K'_{нр} + 1}{2}$, где $K'_{нр}$ значение из табл. IX.1, а при постоянной нагрузке $K_{нр} = 1$.

Значения коэффициента динамичности K_d для зубчатых колес

Степень точности передачи	Твердость рабочей поверхности зубьев HV	K_d при окружной скорости v , м/сек				
		1—3	3—8	8—12	12—18	18—25
6	≤ 350	1—1	1—1,2	1,1—1,3	1,2—	1,3—
	> 350	1—1	1—1,2	1,0—1,3	1,1—	1,2—
7	≤ 350	1—1,2	1—1,4	1,2—1,5	1,3—	1,4—
	> 350	1—1,2	1—1,3	1,1—1,4	1,2—	1,3—
8	≤ 350	1,1—1,3	1,3—1,55	1,4—	—	—
	> 350	1,1—1,3	1,2—1,40	1,3—	—	—

Примечания: 1. Первое значение относится к косозубым колесам, второе — к прямозубым.

2. Если значение для прямозубых колес не указано, применение их при данной скорости не рекомендуется.

Таблица IX.3

Значения коэффициента формы зуба y для нулевых (некорректированных) колес

Число зубьев z или z_2	16	17	20	25	30	40	50	60	80	100
Колесо с внешними зубьями	0,247	0,252	0,263	0,276	0,285	0,293	0,297	0,300	0,302	0,302
Колесо с внутренними зубьями при числе зубьев долбяка $z_d = 20$	—	—	—	—	—	0,315	0,325	0,333	0,342	0,347

Таблица IX.4

Значения коэффициента концентрации напряжений K_σ

Зубчатые колеса	K_σ при числе зубьев				
	≤ 20	30	40	60	≥ 100
Стальные нормализованные, улучшенные или закаленные ($r_i \approx 0,4m$)	1,24	1,34	1,37	1,41	1,45
То же, при $r_i < 0,4m$	—	1,8	—	2	—
Стальные цементированные, азотированные, цианированные чугуны	—	1,2	—	—	—

Примечание. r_i — радиус закругления галтели ножки

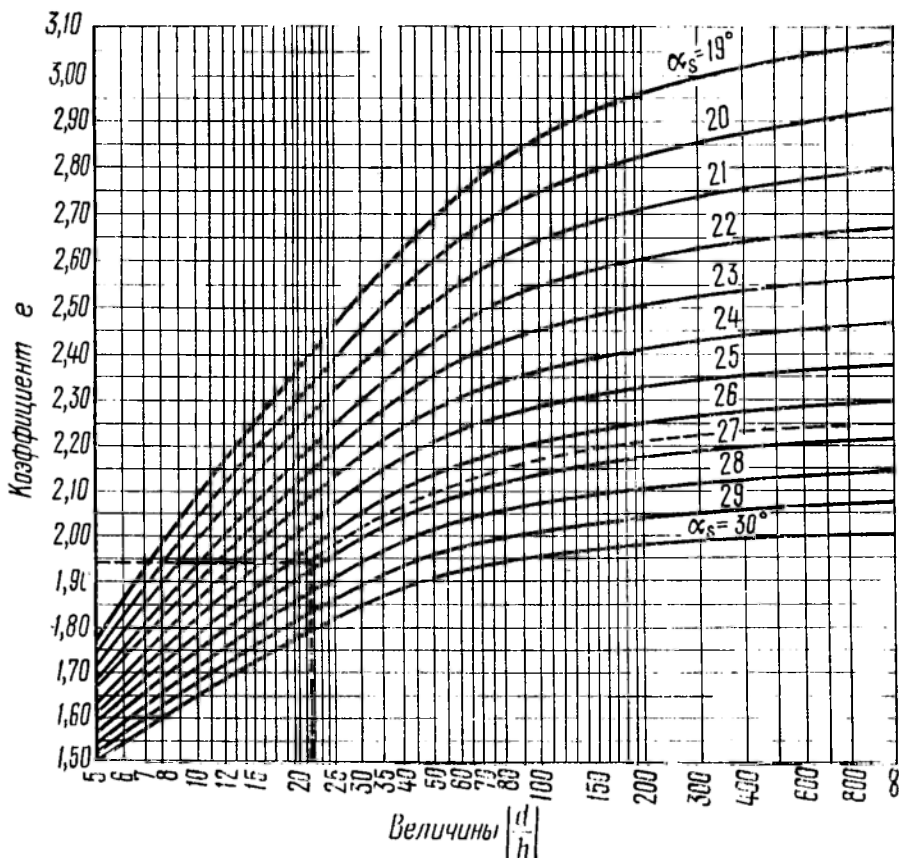
Значения коэффициента запаса прочности n_σ при расчете зубьев стальных колес на изгиб

Род заготовки	Термообработка	n_σ
Отливка	Не обрабатывается	2
Отливка или поковка	Отжиг, нормализация или улучшение	1,8
Поковка	Цементация. Поверхностная закалка	2,5
	Объемная закалка ($HV > 350$)	2,5
	Нормализация или улучшение	1,6

Определение коэффициента перекрытия e_s (к гл. IX)

$h' = \frac{D_e - d_a}{2}$, $e_s = \frac{e_1 h'_1 + e_2 h'_2}{2,95 m_s}$, где e_1 и e_2 берут в зависимости от $d_{1\partial}/h'_1$ и $d_{2\partial}/h'_2$ для каждого из колес по рисунку.

При $\xi = 0$ и $h'_1 = h'_2 = m_n$ $d_{\partial}/h' = z$ и $e_s = \frac{e_1 + e_2}{2,95} \cos \beta_{\partial}$.



Передачи зубчатые цилиндрические (составлено по ГОСТ 2185—66)

Передаточные числа i для редукторов:

одноступенчатых

1,0 1,25 1,6 2,0 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0 10,0 12,5

двухступенчатых

6,3 8,0 10,0 12,5 16,0 20,0 25,0 31,5 40 50 63

трехступенчатых

31,5 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400

Межосевые расстояния A , мм, для редукторов:

одноступенчатых

40 50 63 80 100 125 160 200 250

315 400 500 630 800 1000 1250 1600

двухступенчатых

A_B	40	50	63	80	100	125	160	200	250
A_T	63	80	100	125	160	200	250	315	400
A_B	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	
A_T	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	

Межосевые расстояния трехступенчатых редукторов находят по таблице для двухступенчатых следующим образом: комплекс A_B и A_n , где A_n — межосевое расстояние второй ступени выбирается как A_B и A_T двухступенчатого редуктора; комплекс A_n и A_T тоже выбирается как A_B и A_T .

Коэффициенты ширины зуба $\psi_A = B/A$:

0,1 0,125 0,16 0,2 0,25 0,315 0,4 0,5 0,63 0,8 1,0 1,125

Значения ширины B округляют до ближайшего большего числа из ряда нормальных линейных размеров.

Модули m_n или m_s :

1,0 1,25 1,5 1,75 2,0 2,25 2,5 3,0 3,5 4,0 4,5 5,0 5,5 6,0 (6,5) 7,0 8,0 9,0 10,0 11,0 12,0 14,0 16,0 18,0 20,0.

Таблица X.1

Значения коэффициента трения f и угла трения ρ
в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$
при работе червячного колеса из бронзы
по стальному червяку, а также бронзовой гайки
по стальному винту

$v_{ск}$, м/сек	f	ρ
0,01	0,11—0,12	6°17'—6°51'
0,10	0,08—0,09	4°34'—5°09'
0,25	0,065—0,075	3°43'—4°17'
0,5	0,055—0,065	3°09'—3°43'
1,0	0,045—0,055	2°35'—3°09'
1,5	0,04—0,05	2°17'—2°52'
2,0	0,035—0,045	2°00'—2°35'
2,5	0,03—0,04	1°43'—2°17'
3,0	0,028—0,035	1°36'—2°00'
4,0	0,023—0,03	1°19'—1°43'
7,0	0,018—0,026	1°02'—1°29'
10,0	0,016—0,024	0°55'—1°22'

Допускаемые напряжения изгиба при пульсирующем $\sigma_{0,1}$ и при знакопеременном $[\sigma_{-11}]$ цикле нагружения
и допускаемые контактные напряжения $[\sigma_k]$ при неограниченном сроке службы для материалов червячных колес

Материал червячного колеса	Способ отливки	Механические свойства							Допускаемые напряжения										
									при твердости червяка $HRC < 45$					при твердости червяка $HRC > 45$					
		$\frac{M_H}{M^2}$ $\sigma_{ПЧ II}$	$\frac{M_H}{M^2}$ $\sigma_{ПЧ I}$	$\frac{M_H}{M^2}$ σ_T	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_{0,1}]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_{-11}]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_K]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_{0,1}]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_K]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_{-11}]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_K]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_{0,1}]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_K]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_{-11}]$	$\frac{M_H}{M^2}$ $[\sigma_K]$				
Бронза ОФ10-1	В песок	—	177	18	98	10	39,2	4,0	28,5	2,9	127	13	49,0	5,0	35,3	3,6	157	16,0	
» ОФ10-1	В ко- кль	—	—	255	26	147	15	57,0	5,8	41,0	4,2	186	19	71,0	7,2	51,0	5,2	220	22,5
» ОНФ	Центро- бежная	—	—	285	29	167	17	64,0	6,5	45,0	4,6	206	21	79,5	8,1	56,0	5,7	245	25,0
» АЖ9-4	В песок	—	—	392	40	196	20	—	—	—	—	—	—	78,5	8,0	59,0	6,0	—	—
Чугун СЧ 12-28	То же	275	28	118	12	—	—	33,4	3,4	20,6	2,1	—	—	41,0	4,2	25,5	2,6	—	—
» СЧ 15-32	»	315	32	147	15	—	—	37,3	3,8	23,5	2,4	—	—	47,0	4,8	29,4	3,0	—	—
» СЧ 18-36	»	353	36	177	18	—	—	42,2	4,3	26,5	2,7	—	—	53,0	5,4	33,4	3,4	—	—
» СЧ 21-40	»	392	40	206	21	—	—	47,0	4,8	29,4	3,0	—	—	59,0	6,0	36,3	3,7	—	—

Передачи червячные цилиндрические (составлено по ГОСТ 2144—66)

Межосевые расстояния A (мм)

40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400 500

Передаточные отношения i

8 10 12,5 16 20 25 31,5 40 50 63 80

Число зубьев червячного колеса $z_2 \geq 31$ Значения величины $m\sqrt[3]{q}$

$m_s, \text{ мм}$	q	z_1	$m\sqrt[3]{q}, \text{ см}$	$m_s, \text{ мм}$	q	z_1	$m\sqrt[3]{q}, \text{ см}$			
1,5	14 16	1, 2, 4	0,362 0,378	5	9 12	1, 2, 4	1,04 1,145			
	1,75				14			1, 2, 4	0,422	
2	10 12	1, 2, 4	0,430		6	16	1	1,26		
	16					1	0,458 0,505	7	9 10 12	1, 2, 4
2,5	10 12	1, 2, 4	0,537 0,574		8	16	1		0,630	
	16			1				0,630		10
3	10 12	1, 2, 4	0,646 0,688	8	8 9 10 12	1, 2, 4	1,60 1,665 1,72 1,83			
3,5	12 14	1	0,802 0,845					10	8 10 12	1, 2, 4
4	9 10	1, 2, 4	0,835 0,861	12	1	2,29				
	12 16						1			

Таблица XIII.1

Стандартные длины клиновых ремней (составлено по ГОСТ 1284—68)

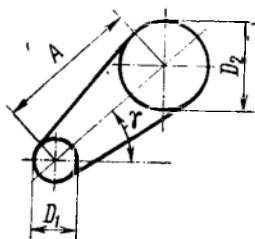
$$L = 0,5\pi(D_1 + D_2) + 2A + (D_2 - D_1)^2 : 4A$$

До размера 1600 мм указаны внутренние длины, свыше 1600 мм расчетные длины: 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200, 11 800, 12 500, 13 200, 14 000.

Разность расчетной и внутренней длин ремней составляет для профилей сечения:

0 A B B Г Д Е
25 33 40 55 76 95 120 (мм)

Корректирующие коэффициенты к расчету ременной передачи

Значения коэффициента C_0 

Передача	C_0 при наклоне к горизонту γ°		
	0—60	60—80	80—90
Открытая с периодическим подтягиванием	1,0	0,9	0,8

Коэффициент C_0 вводится только для плоскоремных передач. Для клиноременных $C_0 = 1$.

Значения коэффициента C_α Угол обхвата на меньшем шкиве: $\alpha_1 = \pi - (D_2 - D_1) : A$.

α_1 , град	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,56	0,62	0,68	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Значение коэффициента C_v

v , м/сек	1	5	10	15	20	25	30
C_v	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60

Примечание. Для самонатяжных передач при любом расположении передачи скорости ремня v принимают произведение $C_0 C_v = 1$.

Значения коэффициента динамичности нагрузки C_β

Спокойная нагрузка	Умеренные колебания нагрузки	Значительные колебания нагрузки	Резко неравномерная нагрузка
1,0	0,9	0,8	0,7—0,6

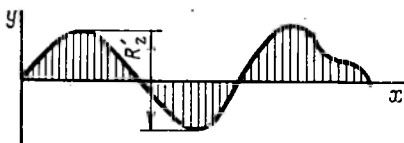
Допускаемая полезная нагрузка $[P_0]$ на клиновые ремни при напряжении от начального натяжения $\sigma_0 = 12 \text{ кгс/см}^2$, $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10 \text{ м/сек}$ и спокойной работе

Сечение ремня $a \times h$	Расчетный диаметр малого шкива, мм	Нагрузка $[P_0]$		Сечение ремня $a \times h$	Расчетный диаметр малого шкива, мм	Нагрузка $[P_0]$	
		н	кгс			н	кгс
0 10×6	63	62	6,3	Г 32×19	315	709	71,9
	71	66,8	6,8		355	805	81,9
	80	72,6	7,4		400	903	92,0
	≥ 90	76,5	7,8		≥ 450	990	101,0
А 13×8	90	107	10,9	Д 38×23,5	500	1025	104,3
	100	120	12,2		560	1170	119,0
	112	127,5	13,0		630	1295	132,0
	≥ 125	135,5	13,8		≥ 710	1395	142,0
Б 17×10,5	125	182,5	18,6	Е 50×30	800	1740	177
	140	204	20,8		900	1980	202
	160	226	23,0		≥ 1000	2200	224
	≥ 180	236	24,0				
В 22×13,5	200	340	34,7				
	224	382	38,9				
	250	415	42,4				
	≥ 280	432	44,0				

Примечание. В графе «сечение ремня» указано условное обозначение профиля ремня и даны произведения наибольшей ширины a на высоту h сечения.

Таблица XIV.1

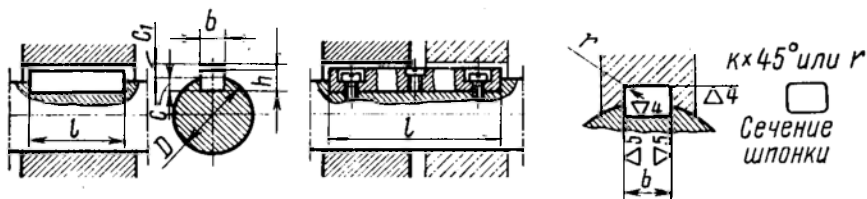
Шероховатость поверхности (составлено по ГОСТ 2789—59)



R_z — среднее значение пяти наибольших величин R'_z , встречающихся в пределах базовой длины l .

Обозначение класса чистоты поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мк	Высота неровностей, R_z , мк	Базовая длина l , мм	Обозначение класса чистоты поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мк	Высота неровностей R_z , мк	Базовая длина l , мм
	не более				не более		
▽ 1	80	320	8	▽ 9	0,32	1,6	0,25
▽ 2	40	160		▽ 10	0,16	0,8	
▽ 3	20	80		▽ 11	0,08	0,4	
▽ 4	10	40	2,5	▽ 12	0,04	0,2	
▽ 5	5	20					
▽ 6	2,5	10	0,8	▽ 13	0,02	0,1	0,08
▽ 7	1,25	6,3		▽ 14	0,01	0,05	
▽ 8	0,63	3,2					

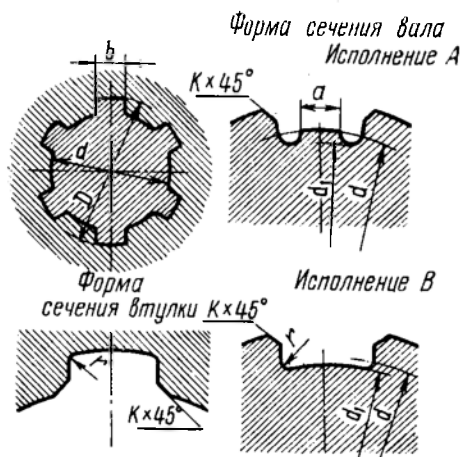
Шпонки призматические, размеры сечений шпонок и пазов
(составлено по ГОСТ 8788—68)



Размеры, мм

Диаметр вала <i>d</i>	Номинальные размеры сечения шпонки		Глубина пазов				Радиусы закруг- лений пазов <i>r</i> не более	<i>k</i> или <i>r</i> для шпонок	<i>l</i>
			исполнение I		исполнение II				
	вал	втулка	вал	втулка					
	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>c</i>	<i>c</i> ₁	<i>c</i>	<i>c</i> ₁			
От 5 до 7	2	2	1,1	1,0	3,2	1,9	0,2	0,25	6—20
Св. 7 » 10	3	3	2,0	1,1	3,2	1,9			6—28
» 10 » 14	4	4	2,5	1,6	3,2	1,9			8—36
» 14 » 18	5	5	3,0	2,1	3,2	1,9			10—45
Св. 18 до 24	6	6	3,5	2,6	3,8	2,3	0,3	0,4	14—56
» 24 » 30	8	7	4,0	3,1	4,5	2,6			18—70
» 30 » 36	10	8	4,5	3,6	5,2	2,9			22—90
» 36 » 42	12	8	4,5	3,6	5,2	2,9			28—110
» 42 » 48	14	9	5,0	4,1	5,8	3,3			36—140
Св. 48 до 55	16	10	5,0	5,1	6,5	3,6	0,5	0,6	45—180
» 55 » 65	18	11	5,5	5,6	7,1	4,0			50—200
» 65 » 75	20	12	6	6,1	7,8	4,3			56—220
» 75 » 90	24	14	7	7,2	9,0	5,2			65—250
Св. 90 до 105	28	16	8	8,2	10,3	5,9	—	—	70—250
» 105 » 120	32	18	9	9,2	11,5	6,7			80—250
Св. 120 до 140	36	20	10	10,2	12,8	7,4	0,8	1,0	90—250
» 140 » 170	40	22	11	11,2	13,5	8,7			100—250
» 170 » 200	45	20	13	12,2	15,3	9,9			180—250

Соединения зубчатые (шлицевые) прямоугольные (составлено по ГОСТ 1139—58)



Легкая серия

Число зубьев z	Номинальный размер, мм			d_1 , мм не менее	a , мм не менее	Номиналь- ный размер r , мм	r , мм не более
	d	D	b				
6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	0,2
6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	0,2
6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	0,2
8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	0,3
8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	0,3
8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	0,3
8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	0,3
8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	0,5
8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	0,5
8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	0,5
10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	0,5
10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	0,5
10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	0,5
10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	0,5
10	112	120	18	108,8	10,72	0,5	0,5

Средняя серия

6	11	14	3	9,9	—	0,3	0,2
6	13	16	3,5	12,0	—	0,3	0,2
6	16	20	4	14,54	—	0,3	0,2
6	18	22	5	16,7	—	0,3	0,2
6	21	25	5	19,5	1,95	0,3	0,2
6	23	28	6	21,3	1,34	0,3	0,2
6	26	32	6	23,4	1,65	0,4	0,3
6	28	34	7	25,9	1,70	0,4	0,3
8	32	38	6	29,4	—	0,4	0,3
8	36	42	7	33,5	1,02	0,4	0,3

Число зубьев z	Номинальный размер, мм			d_1 , мм не менее	a , мм не менее	Номиналь- ный размер k , мм	r , мм не более
	d	D	b				
8	42	48	8	39,5	2,57	0,4	0,3
8	46	54	9	42,7	—	0,5	0,5
8	52	60	10	48,7	2,44	0,5	0,5
8	56	65	10	52,2	2,5	0,5	0,5
8	62	72	12	57,8	2,4	0,5	0,5
10	72	82	12	67,4	—	0,5	0,5
10	82	92	12	77,1	3,0	0,5	0,5
10	92	102	14	87,3	4,5	0,5	0,5
10	102	112	16	97,8	63,3	0,5	0,5
10	112	125	13	106,3	4,4	0,5	0,5

Тяжелая серия

Число зубьев	Номинальный размер, мм			d_1 мм. не менее	Номинальный размер k , мм	r , мм. не более
	d	D	b			
10	16	20	2,5	14,1	0,3	0,2
10	18	23	3	15,6	0,3	0,2
10	21	26	3	18,5	0,3	0,2
10	23	29	4	20,3	0,3	0,2
10	26	32	4	23,0	0,4	0,3
10	28	35	4	24,4	0,4	0,3
10	32	40	5	28,0	0,4	0,3
10	36	45	5	31,3	0,4	0,3
10	42	52	6	36,9	0,4	0,3
10	46	56	7	40,9	0,5	0,5
16	52	60	5	47,0	0,5	0,5
16	56	65	5	50,6	0,5	0,5
16	62	72	6	56,1	0,5	0,5
16	72	82	7	65,9	0,5	0,5
20	82	92	6	75,6	0,5	0,5
20	92	102	7	85,5	0,6	0,5
20	102	115	8	98,7	0,5	0,5
20	112	125	9	104,0	0,5	0,5

Примечание. Для тяжелой серии размер a стандартом не указан.

Таблица XIV.4

Допускаемые статические нагрузки $[P_A]$ и моменты затяжки M_p
для болтов с крупной метрической резьбой

Диаметр резьбы, мм	Ст. 3			Сталь 45			Сталь 10X		
	P_A , н		M_p , н·м	$[P_A]$, н		M_p , н·м	$[P_A]$, н		M_p , н·м
	А	Б		А	Б		А	Б	
6	750	3 400	2,2	1 200	5 000	3,5	1 750	6 800	7
8	1 400	6 200	5,4	2 200	9 000	8,6	3 400	12 000	17,2
10	2 400	10 000	11	3 800	15 000	17	5 600	20 000	34
12	3 600	14 000	19	5 800	21 000	30	8 500	28 000	60
14	5 000	20 000	30	8 500	30 000	48	13 000	40 000	96
16	7 500	27 000	48	12 000	40 000	77	19 000	54 000	150

Диаметр резьбы, мм	Ст. 3			Сталь 45			Сталь 40Х		
	$P_A, н$		$M_p, н \cdot м$	$[P_A], н$		$M_p, н \cdot м$	$[P_A], н$		$M_p, н \cdot м$
	А	Б		А	Б		А	Б	
18	10 000	33 000	66	16 000	50 000	100	25 000	66 000	200
20	14 000	43 000	95	24 000	65 000	150	35 000	86 000	300
22	19 000	54 000	130	32 000	80 000	210	46 000	108 000	420
24	23 000	62 000	160	40 000	95 000	260	50 000	124 000	520
27	33 000	82 000	240	53 000	120 000	380	74 000	164 000	760
30	45 000	100 000	320	74 000	150 000	520	100 000	200 000	1040
36	70 000	146 000	580	110 000	220 000	920	150 000	290 000	1840

Примечания: 1. $[P_A]$ — допускаемая сила начальной затяжки винта при отсутствии дополнительной нагрузки δP_n ; столбец Б — при контролируемом моменте затяжки и столбец А — при неконтролируемом моменте. При указанном в столбце M_p значении момента затяжки винт будет растянут силой, равной половине силы в столбце Б.
2. Сталь 45 и сталь 40Х подвергаются улучшению.

Таблица XV.1

Моменты сопротивления валов с сечением, ослабленным шпоночным пазом

$d, мм$	$b \times h, мм$	$W, см^3$	$W_p, см^3$	$d, мм$	$b \times h, мм$	$W, см^3$	$W_p, см^3$
20	6×6	0,655	1,440	52	16×10	12,10	25,9
21		0,770	1,680	55		14,51	30,8
22		0,897	1,940	58		16,81	36,0
23		1,038	2,23	60	18×11	18,76	40,0
24		1,192	2,55	62		20,9	44,3
25		1,275	2,81	65		24,3	51,2
26		1,453	3,18	68		27,5	58,4
28	8×7	1,855	4,01	70		30,2	63,8
30		2,32	4,97	72	20×12	33,0	69,7
32		2,73	5,94	75		37,6	79,0
34		3,33	7,19	78		42,6	89,2
35	10×8	3,66	7,87	80		44,7	95,0
36		4,01	8,59	82		48,4	102,5
37		4,27	9,24	85	24×14	54,3	114,6
38		4,66	10,04	88		60,6	127,5
40	12×8	5,51	11,79	90		65,1	136,7
		6,45	13,72	92		67,9	114,3
		7,25	15,61	95		75,3	159,4
		7,80	16,74	98	28×16	83,1	175,5
46	14×9	8,38	17,93	100		88,7	186,9
47		8,98	19,17	105		103,7	217
48		9,62	20,5	110		117,4	248
50		10,65	22,9	115	32×18	135,2	285
				120		154,8	342
				125		172,7	364

Примечание. d — диаметр вала, b — ширина, h — высота шпонки.

Таблица XV.2

**Моменты сопротивления изгибу сечений зубчатых (шлицевых) валов
прямоугольного профиля (по ГОСТ 1139—58)**

Момент сопротивления кручению $W_p = 2W$.

z — число зубцов, D — диаметр выступов, d — диаметр впадин, b — толщина зубца. Размеры d , D и b в мм.

Для легкой серии			Для средней серии			Для тяжелой серии		
$z \times d \times D$	b	$W, \text{см}^3$	$z \times d \times D$	b	$W, \text{см}^3$	$z \times d \times D$	b	$W, \text{см}^3$
—	—	—	$6 \times 11 \times 14$	3	0,161	—	—	—
—	—	—	$6 \times 13 \times 16$	3,5	0,265	—	—	—
—	—	—	$6 \times 16 \times 20$	4	0,460	$10 \times 16 \times 20$	2,5	0,455
—	—	—	$6 \times 18 \times 22$	5	0,681	$10 \times 18 \times 23$	3	0,691
—	—	—	$6 \times 21 \times 25$	5	0,967	$10 \times 21 \times 26$	3	0,963
$6 \times 23 \times 26$	6	1,29	$6 \times 23 \times 28$	6	1,37	$10 \times 23 \times 29$	4	1,47
$6 \times 26 \times 30$	6	1,80	$6 \times 26 \times 32$	6	1,83	$10 \times 26 \times 32$	4	1,64
$6 \times 28 \times 32$	7	2,31	$6 \times 28 \times 34$	7	2,41	$10 \times 28 \times 35$	4	2,29
$8 \times 32 \times 36$	6	3,34	$8 \times 32 \times 38$	6	3,42	$10 \times 32 \times 40$	5	3,62
$8 \times 36 \times 40$	7	4,80	$8 \times 36 \times 42$	7	4,93	$10 \times 36 \times 45$	5	4,78
$8 \times 42 \times 46$	8	7,50	$8 \times 42 \times 48$	8	7,65	$10 \times 42 \times 52$	6	7,70
$8 \times 46 \times 50$	9	9,92	$8 \times 46 \times 54$	9	10,4	$10 \times 46 \times 56$	7	10,3
$8 \times 52 \times 58$	10	14,3	$8 \times 52 \times 60$	10	14,7	$16 \times 52 \times 60$	5	14,0
$8 \times 56 \times 62$	10	17,4	$8 \times 56 \times 65$	10	17,8	$16 \times 56 \times 65$	5	17,1
$8 \times 62 \times 68$	12	24,3	$8 \times 62 \times 72$	12	25,0	$16 \times 62 \times 72$	6	24,4
$10 \times 72 \times 78$	12	38,4	$10 \times 72 \times 82$	12	39,0	$16 \times 72 \times 82$	7	37,2
$10 \times 82 \times 88$	12	54,3	$10 \times 82 \times 92$	12	54,6	$20 \times 82 \times 92$	6	53,2
$10 \times 92 \times 98$	14	77,5	$10 \times 92 \times 102$	14	78,2	$20 \times 92 \times 102$	7	72,2
$10 \times 102 \times 108$	16	107	$10 \times 102 \times 112$	16	108	$20 \times 102 \times 115$	8	113
$10 \times 112 \times 120$	18	142	$10 \times 112 \times 125$	18	145	$20 \times 112 \times 125$	9	140

Таблица XV.3

Значение масштабного фактора e_σ и e_τ в зависимости от диаметра вала

Вид деформации и материал	Диаметр вала, мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
При изгибе для углеродистой стали (e_σ)	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
При изгибе для высокопрочной легированной стали и при кручении для всех сталей ($e_\sigma = e_\tau$)	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица XV.4

Значения K_σ/e_σ для валов в месте напрессовки деталей

Диаметр вала, мм	K_σ/e_σ при $\sigma_{цч}, \text{Мн/м}^2$						
	500	600	700	800	900	1000	1200
30	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
50	3,05	3,35	3,65	3,95	4,3	4,6	5,2
100 и более	3,3	3,6	3,95	4,25	4,6	4,9	5,6

**Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений
в месте уступа с галтелью**

$\sigma_{пч},$ $МН/М^2$	K_{σ} и K_{τ} при отношении r/d									
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	
	K_{σ} при $\frac{D-d}{2r} = 1$					K_{σ} при $\frac{D-d}{2r} = 2$				
500	1,36	1,44	1,63	1,59	1,44	1,54	1,81	1,82	1,76	
700	1,40	1,49	1,71	1,69	1,55	1,59	1,91	1,94	1,88	
900	1,43	1,54	1,80	1,78	1,66	1,64	2,01	2,05	2,01	
1200	1,49	1,62	1,92	1,93	1,83	1,72	2,16	2,23	2,19	
	K_{σ} при $\frac{D-d}{2r} = 3$					K_{σ} при $\frac{D-d}{2r} = 5$				
500	1,90	1,96	1,96	—	—	2,12	2,16	—	—	
700	1,99	2,08	2,10	—	—	2,23	2,30	—	—	
900	2,08	2,19	2,23	—	—	2,34	2,45	—	—	
1200	2,21	2,37	2,44	—	—	2,50	2,66	—	—	
	K_{τ} при $\frac{D-d}{2r} = 1$					K_{τ} при $\frac{D-d}{2r} = 2$				
500	1,28	1,35	1,40	1,43	1,38	1,39	1,55	1,54	1,53	
700	1,29	1,37	1,44	1,46	1,42	1,42	1,59	1,59	1,59	
900	1,30	1,38	1,47	1,50	1,45	1,44	1,62	1,64	1,65	
1200	1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74	
	K_{τ} при $\frac{D-d}{2r} = 3$					K_{τ} при $\frac{D-d}{2r} = 5$				
500	1,57	1,62	1,65	—	—	2,18	2,08	—	—	
700	1,61	1,69	1,72	—	—	2,3	2,17	—	—	
900	1,66	1,75	1,77	—	—	2,42	2,26	—	—	
1200	1,73	1,86	1,88	—	—	2,60	2,40	—	—	

Примечание. D — больший диаметр, d — меньший диаметр, r — радиус закругления.

Таблица XV.6

**Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов
в месте шпоночной канавки при изгибе и кручении**

Эффективные коэффициенты концентрации	Предел прочности $\sigma_{пч}, МН/М^2$				
	500	600	700	800	1000
K_{σ}	1,6	1,75	1,9	2,0	2,3
K_{τ}	1,4	1,5	1,7	1,9	2,2

Таблица XV.7

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков валов

$\sigma_{\text{пч}}, \text{ Мн/м}^2$	K_{σ}		K_{τ}	
	для шлицев	для резьбы	для прямоугольных шлицев	для эвольвентных шлицев
400	1,35	1,45	2,10	1,40
500	1,45	1,78	2,25	1,43
600	1,55	1,96	2,36	1,46
700	1,60	2,20	2,45	1,49
800	1,65	2,32	2,55	1,52
900	1,70	2,47	2,65	1,55
1000	1,72	2,61	2,70	1,58
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Примечание. Для резьбы $K_{\tau} = 1$.

ЛИТЕРАТУРА

для более глубокого изучения теории механизмов и деталей машин

Прочность

1. Пономарев С. Д. и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. Машгиз, т. I, 1956; II, 1958; III, 1959.
2. Серенсен С. В. и др. Несущая способность и расчеты на прочность деталей машин. Машгиз, 1963.
3. Пономарев С. Д. Пружины, их расчет и конструирование. ВНИТОМАШ, Машгиз, 1954.

Взаимозаменяемость

4. Балакшин Б. С. и др. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. «Машиностроение», 1972.
5. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость в машиностроении. Стандартгиз, 1970.

Теория механизмов

6. Артоблевский И. И. Теория механизмов. «Наука», 1967.
7. Юдин В. А. и Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. «Высшая школа», 1967.
8. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин. Физматгиз, 1972.

Детали машин (учебники и атласы)

9. Решетов Д. Н. Детали машин. «Машиностроение», 1964.
10. Добровольский В. А. и др. Детали машин. «Машиностроение», 1972.
11. Поляков В. С., Кудрявцев В. Н. и др. Детали машин. Машгиз, 1954.
12. Спицын Н. А., Капкавец И. И. Детали машин и подъемно-транспортные машины. «Высшая школа», 1961.
13. Решетов Д. Н. и др. Атлас деталей машин. «Машиностроение», 1968.
14. Дашкевич Б. П. и др. Атлас деталей машин (передачи). Гостехиздат, 1958.
15. Сахненко В. Л. и др. Атлас деталей машин (соединения и муфты). Гостехиздат УССР, 1956.

Монографии

16. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. Машгиз, 1959.
17. Спицын Н. А. Подшипники качения. ВНИТОМАШ, Машгиз, 1951.
18. Кудрявцев В. Н. и др. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. «Машиностроение», 1971.
19. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. «Машиностроение», 1968.
20. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением. Машгиз, 1969.
21. Анфимов М. И. Конструкции редукторов Машгиз, 1956.

22. Заблонский К. И. Расчет и конструирование зубчатых передач. Машгиз, 1958.
23. Заблонский К. И., Шустер А. Е. Встроенные редукторы. Киев, «Техніка», 1969.
24. Воробьев Н. В. Цепные передачи. Машгиз, 1962.
25. Пронин Б. А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. Машгиз, 1960.
26. Кобрин М. М. Прочность прессовых соединений. Машгиз, 1954.
27. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. Оборонгиз, 1959.
28. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин., «Высшая школа», 1971.
29. Николаев Г. А. Расчет сварных соединений и прочность сварных конструкций.
30. Поляков В. С. и Барбаш И. Д. Муфты. «Машиностроение», 1964.
31. Иванов Е. А. Муфты приводов. Машгиз, 1962.

Справочники

32. Детали машин под ред. Н. С. А чер к а н а. Машгиз, кн. I—III, 1968.
33. Справочник машиностроителя. Машгиз, т. 4, 1963.
34. Справочник металлиста. «Машиностроение», т. I и 2, 1965.
35. Подшипники качения. Каталог-справочник. НИИавтопром. М., 1972.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.	
Предисловие	3	
Условные обозначения	5	
Введение	9	
 Г л а в а I. Критерии прочности и нагрузочной способности	 12	
§ 1. Механические характеристики конструкционных материалов	12	
§ 2. Основные конструкционные материалы	18	
§ 3. Критерии прочности и нагрузочной способности	21	
 Г л а в а II. Технологичность и взаимозаменяемость	 26	
§ 1. Технология и форма детали	26	
§ 2. Взаимозаменяемость	32	
§ 3. Гладкие цилиндрические сопряжения	37	
 Г л а в а III. Кинематика механизмов	 44	
§ 1. Кинематические пары и структура механизмов	44	
§ 2. Кинематический анализ	52	
 Г л а в а IV. Динамика механизмов	 65	
§ 1. Силы, действующие на звенья механизма	65	
§ 2. Основные понятия динамики механизмов	70	
§ 3. Уравнение движения машинного агрегата	74	
§ 4. Определение давлений на поверхностях соприкосновения звеньев	79	
 Г л а в а V. Опоры скольжения [вращательные и поступательные низшие пары]	 86	
§ 1. Устройство и разновидности опор	86	
§ 2. Трение и смазка	90	
§ 3. Опоры жидкостного трения	94	
§ 4. Опоры полужидкостного трения. Подобие в машиностроительных	100	
расчетах		
 Г л а в а VI. Опоры качения [кинематические пары с промежуточными телами	 качения]	 106
§ 1. Трение качения. Устройство и типы опор качения	106	
§ 2. Подбор подшипников качения по работоспособности	111	
§ 3. Конструирование подшипниковых узлов	115	
 Г л а в а VII. Винтовые механизмы	 121	
§ 1. Винтовая пара и винтовой механизм	121	
§ 2. Прочность резьбы и винтов	127	

Глава VIII. Механизмы прерывистого одностороннего движения и кулачковые механизмы [трехзвенные механизмы, преобразующие равномерное движение в неравномерное]	132
§ 1. Механизмы одностороннего прерывистого движения	132
§ 2. Принцип действия и устройство кулачкового механизма	134
§ 3. Динамика кулачковых механизмов	137
§ 4. Профилирование кулачков	140
Глава IX. Зубчатые передачи [зубчатые механизмы]	143
§ 1. Геометрия и кинематика плоского зубчатого зацепления	143
§ 2. Разновидности зубчатых передач	155
§ 3. Кинестатика зубчатых передач	159
§ 4. Нагрузочная способность зубчатого зацепления	163
§ 5. Проектирование зубчатых передач	168
Глава X. Червячные передачи	175
§ 1. Разновидности и кинематика червячных передач	175
§ 2. К. п. д. и компоненты силы давления в червячном зацеплении	179
§ 3. Нагрузочная способность червячного зацепления	181
Глава XI. Редукторы, коробки скоростей [многозвенные передачи]	189
§ 1. Зубчатые и червячные редукторы с неподвижными осями вращения	189
§ 2. Планетарные передачи	195
§ 3. Дифференциальные передачи	201
Глава XII. Цепные передачи [передачи зацеплением с гибким звеном]	203
Глава XIII. Передачи трением [фрикционные механизмы]	207
§ 1. Ременные передачи	207
§ 2. Фрикционные передачи и вариаторы	215
Глава XIV. Соединения [построение составных звеньев]	220
§ 1. Назначение и виды соединений	220
§ 2. Соединения с помощью прессовых и переходных посадок	222
§ 3. Шпоночные и зубчатые соединения	227
§ 4. Клиновые и штифтовые соединения	230
§ 5. Резьбовые соединения	231
§ 6. Заклепочные и сварные соединения	241
Глава XV. Валы и муфты [устройства для передачи вращения вдоль прямолинейной оси]	245
§ 1. Валы и оси	245
§ 2. Муфты постоянно замкнутые	253
§ 3. Упругие элементы	259
§ 4. Муфты сцепные	262
Глава XVI. Проектирование	271
§ 1. Общие сведения	271
§ 2. Порядок проектирования редуктора	271
§ 3. Пример проектирования редуктора	272
Дополнение	287
Приложения (справочные таблицы)	291
Литература	316

Николай Александрович Ковалев

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И
ДЕТАЛИ МАШИН

Редактор Т. М. Минаева

Художник С. П. Зайкин

Художественный редактор Н. К. Гуторов

Технический редактор Г. Г. Киселева

Корректор В. В. Кожуткина

Сдано в набор 22/VIII-73 г. Подп. к печати 23/XI-73 г. Формат 60×90¹/₁₆.
Бумага типографская № 3. Объем 20 печ. л. Уч.-изд. л. 19,79. Изд. № ОТ-184/71.
Тираж 81 000 экз. Цена 65 коп. Зак. 863.

План выпуска литературы издательства
«Высшая школа» (вузы и техникумы) на 1974 г. Позиция № 104

Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14,
Издательство «Высшая школа»

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградская типография № 1 «Печатный
Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете Со-
вета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Ле-
нинград, Гатчинская ул., 26.