

ДЛЯ ВУЗОВ

Л.А. Болдин

**ОСНОВЫ
ВЗАИМО-
ЗАМЕНЯЕМОСТИ
И СТАНДАРТИЗАЦИИ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

Издание второе,
переработанное и дополненное

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов
высших технических учебных заведений*



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1984

ББК 34.41
Б79
УДК 621.753 (075)

Рецензент кафедра технологии химического
машиностроения и аппаратостроения МИХМ

Болдин Л. А.

Б79 Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении: Учебное пособие для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с., ил.

В пер.: 85 к.

Рассмотрены основные вопросы взаимозаменяемости и стандартизации по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». Изложены принципы и методы обеспечения взаимозаменяемости гладких цилиндрических, конических, резьбовых, шпоночных, шлицевых соединений и зубчатых передач; рассмотрены нормирование шероховатости поверхностей, отклонений формы и расположения поверхностей, сущность расчета допусков в размерных цепях. Во втором издании (первое издание 1974 г.) более широко рассмотрены положения Государственной Союза ССР и международных систем стандартизации и вопросы обеспечения качества продукции. Числовые примеры облегчают усвоение теоретического материала и пользование таблицами стандартов и справочников.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей вузов.

2702000000-056
Б-038 (01)-84 56-85

ББК 34.41
6П5.7

© Издательство Саратовского университета, 1974 г.

© Издательство «Машиностроение», 1984 г., с изменениями.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее издание учебного пособия базируется на издании 1974 г., выпущенного издательством Саратовского государственного университета. Его материал коренным образом переработан в связи с переходом промышленности СССР на стандарты единой системы допусков и посадок СЭВ (ЕСДП СЭВ) и основные нормы взаимозаменяемости СЭВ. Значительно расширены сведения о международной стандартизации, узловые моменты Государственной системы стандартизации (ГСС) СССР и контроля качества продукции.

Перечень и глубина рассмотрения вопросов соответствуют программе курса «Взаимозаменяемость, стандартизация и технических измерения» при относительно небольшом объеме книги. В учебное пособие не включены вопросы технических измерений, которые достаточно стабильны и широко освещены в литературе. Основное внимание уделено рассмотрению постоянно совершенствующихся методов обеспечения взаимозаменяемости в типовых соединениях машин и механизмов и узловых вопросов системы стандартизации. Автор стремился без достаточных оснований не загромождать изложение второстепенными деталями, что особенно существенно для студентов, обучающихся без отрыва от производства.

По ходу глав многие иллюстрации приведены в виде конкретных числовых примеров, что позволяет студентам в необходимых случаях проверять свое умение пользоваться справочными таблицами; одновременно они окажутся им полезными при выполнении курсовой работы, предусмотренной учебными планами. Небольшие выдержки из таблицы стандартов позволяют объяснить специфику их построения и особенности пользования.

Включенные в книгу данные соответствуют действующим стандартам по состоянию на 01.01.1984 г.

ГЛАВА 1

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О СТАНДАРТИЗАЦИИ

§ 1. ИСХОДНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В нашей стране Государственная система стандартизации (ГСС) регламентирована комплексом стандартов, включающим в настоящее время стандарты с ГОСТ 1.0—68 по ГОСТ 1.26—77.

Стандартизация — установление и применение правил с целью упорядочения деятельности в определенной области на пользу и при участии всех заинтересованных сторон, в частности, для достижения всеобщей оптимальной экономии при соблюдении условий эксплуатации (использования) и требований безопасности.

Стандартизация на современном этапе определяет суть технической политики в народном хозяйстве всех стран мира и по существу является техническим законодательством.

В СССР ГСС введена в действие с 1 января 1970 г. Принципиально новым является то, что в единую систему объединены работы по стандартизации, проводимые на всех уровнях: государственном, отраслевом, республиканском и предприятий.

Объектами стандартизации являются конкретная продукция, нормы, правила, требования, методы, термины, обозначения и т. п., имеющие перспективу многократного применения в науке, технике, промышленности и сельскохозяйственном производстве, строительстве, на транспорте, здравоохранении, других сферах народного хозяйства, а также в международной торговле.

Показатели, нормы, характеристики, требования, устанавливаемые стандартами, должны соответствовать передовому уровню науки, техники и производства, соответствовать стандартам СЭВ и учитывать рекомендации международной организации по стандартизации ИСО. Стандартизация может осуществляться различными способами и иметь определенную направленность.

Унификация — разновидность стандартизации, связанная с сокращением разнообразия элементов без сокра-

щения разнообразия систем, в которых они применяются [8]. При унификации уменьшают число выпускаемых типоразмеров изделий одинакового функционального назначения, максимально используют одинаковые сборочные единицы и детали, сокращают разнообразие применяемых в деталях подобных элементов (диаметров отверстий, размеров резьб и др.), а также обоснованно сужают перечень используемых в изделии марок материалов, разновидностей проката и т. п. В результате номенклатура изготавливаемых деталей уменьшается, а программа их выпуска возрастает. Появляется возможность применения более совершенных технологических процессов, снижается себестоимость изготовления деталей, сокращаются сроки на разработку и постановку изделий на производство. Унификация является одной из наиболее распространенных и эффективных разновидностей стандартизации, она наиболее характерна для деятельности отдельных или родственных предприятий и производственных объединений. В то же время унификация широко осуществляется и в общегосударственном масштабе главным образом через установление в стандартах предпочтительных рядов и рекомендаций.

Типизация — разновидность стандартизации, заключающаяся в разработке и установлении типовых конструктивных или технологических решений для ряда изделий, составных частей, а также процессов, имеющих общие конструктивные или технологические характеристики. В отличие от унификации типизация может решать задачи развития целой отрасли машиностроения. Примером является типизация технологических процессов, проводимая чаще всего по отраслям производства на основе классификации деталей и единой системы их кодирования.

Агрегатирование — эффективный метод стандартизации, чаще проводимый в области создания и эксплуатации объектов основного производства и технологической оснастки. Сущность его состоит в том, что машина, оборудование или технологическая оснастка komponуются из унифицированных агрегатов (сборочных единиц), причем при иной компоновке, используя эти же агрегаты или их часть, можно создать машину, оборудование или оснастку несколько иного назначения. С помощью этого метода создают различные агрегатные станки, технологическую оснастку — универсально-сборные приспособления (УСП) и т. п.

При частой сменяемости объектов производства или частом обновлении моделей изделий, при систематическом изменении и совершенствовании технологических процессов изготовления машин агрегатирование является наиболее прогрессивным и экономичным методом.

Стандарт — нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным на то органом.

Технические условия (ТУ) — большая группа нормативно-технических документов (НТД), устанавливающая комплекс требований к конкретным типам, маркам, артикулам продукции. ТУ содержат всесторонние требования к указанным видам продукции, утверждаются руководством министерств или, по их поручению, руководством соответствующих предприятий, регистрируются в органах Госстандарта СССР с указанием начала и окончания их действия (не более чем на 5 лет). ТУ разрабатывают в соответствии с ГОСТ 2.114—70 и ГОСТ 2.115—70.

Для упорядочения организационно-технической деятельности в народном хозяйстве созданы и действуют *руководящие документы* (РД), утверждаемые обычно Госстандартом СССР. К РД относятся методические указания (РДТУ), правила (РДП), инструкции (РДИ) и т. п., а также рекомендации или методические указания по внедрению тех или иных, обычно наиболее сложных стандартов (на зубчатые передачи, шероховатость поверхностей, Единую систему допусков и посадок СЭВ и т. п.).

§ 2. РАЗВИТИЕ ГОСУДАРСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ В СССР

Началом планомерных работ по государственной стандартизации в СССР принято считать сентябрь 1925 г., когда Совет Народных Комиссаров СССР принял постановление о создании центрального органа по стандартизации — Комитета по стандартизации при Совете Труда и Обороны.

В 1925 г. в Советском Союзе была введена категория общесоюзных стандартов, которая приравнивалась к государственным документам, обязательным для всех предприятий и организаций.

Первым общесоюзным стандартом в нашей стране стал ОСТ 1 «Пшеница. Селекционные сорта зерна», вскоре утверждается ОСТ 32 на метрическую резьбу от 6 до 68 мм, а в 1929 г. — серия стандартов на основные определения и понятия, а также величины и расположение полей допусков и посадок 1—4-го классов точности.

Исторической вехой в развитии отечественной стандартизации явилось постановление Совета Министров СССР № 16 от 11 января 1965 г. «Об улучшении работы по стандартизации в стране», где, в частности,

впервые было predeterminedено создание ГОСТ 1 — Государственной системы стандартизации. Важнейшим действием Правительства далее было издание Постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 10 ноября 1970 г. «О повышении роли стандартов в улучшении качества выпускаемой продукции».

Правительство СССР и органы стандартизации в последнее десятилетие больше уделяли внимания внедрению во всех отраслях отечественной промышленности стандартов Совета Экономической Взаимопомощи. В настоящее время все страны—члены СЭВ пользуются указанными нормативно-техническими документами либо непосредственно, либо путем оформления их в качестве национальных стандартов.

Комплексная программа развития сотрудничества и социалистической экономической интеграции стран—членов СЭВ обеспечила переход к качественно новому этапу сотрудничества. Характерными особенностями этого этапа в области машиностроения является широкая международная специализация и кооперирование в рамках СЭВ производства машин, приборов, агрегатов, сборочных единиц и отдельных деталей, технологической оснастки, осуществление совместных проектно-конструкторских работ. Увеличился объем комплексного экономического сотрудничества с капиталистическими и развивающимися странами, при котором объектом сотрудничества и торговли становится не только готовое изделие, но и конструкторская документация на него, технологические процессы, соответствующее оборудование, оснастка, запчасти.

§ 3. ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ, ЕГО ОРГАНЫ И СЛУЖБЫ

Органы и службы системы стандартизации в СССР по уровням действия подразделяют на общесоюзные, отраслевые и республиканские. Основные задачи и направления их деятельности устанавливает ГОСТ 1.1—68.

Органом, осуществляющим руководство стандартизацией и метрологией в масштабе страны, является Государственный комитет СССР по стандартам (Госстандарт СССР).

Основными задачами Госстандарта являются:

1. Определение основных направлений развития и разработка научно-методических и технико-экономических основ стандартизации, измерительного дела, межотраслевой унификации и агрегатирования машин, оборудования и приборов. Сюда входят как задачи создания и пересмотра ГОСТов, так и планирование в стране всех работ по стандартизации (за исключением строительных материалов, деталей и конструкций, санитарно-технического оборудования и строительного инструмента, подлежащих компетенции Госстроя СССР)

2. Стандартизация показателей качества продукции, общих требований к ее приемке и методам испытания,

организация государственной аттестации качества продукции.

3. Координация деятельности министерств и ведомств по унификации и агрегатированию важнейших машин, оборудования, приборов, утверждение и контроль планов на эти работы.

4. Обеспечение единства и правильности измерений в стране, создание и совершенствование государственных эталонов единиц измерения, а также методов и средств измерений высокой точности.

5. Государственный надзор за внедрением и соблюдением стандартов и технических условий, а также за состоянием и применением измерительной техники.

В систему Госстандарта СССР входят:

1. Научно-исследовательские институты и центры по стандартизации и метрологии с иногородними филиалами, конструкторские бюро и опытно-экспериментальные базы.

Головные организации осуществляют научно-техническое и организационно-методическое руководство работами по стандартизации в соответствующих отраслях народного хозяйства, выполняют наиболее важные работы по стандартизации в пределах своей специализации, а также координируют работу базовых организаций по стандартизации. Базовые организации по стандартизации координируют работы по стандартизации отдельных групп продукции и обеспечивают техническое единство этой продукции в различных отраслях народного хозяйства.

Головные и базовые организации назначаются в соответствии с инструкцией РДИ 48—75 и утверждаются Госстандартом СССР.

2. Всесоюзный информационный фонд стандартов и технических условий (ВИФС), существующий при ВНИИ технической информации, классификации и кодирования (ВНИИКИ), проводит учет и государственную регистрацию стандартов и технических условий, решений государственных аттестационных комиссий по присвоению высшей категории качества, учитывает и хранит отечественную и зарубежную нормативно-техническую документацию.

3. Главный информационно-вычислительный центр (ГИВЦ).

4. Всесоюзное объединение «Эталон» обеспечивает изготовление и ремонт эталонной аппаратуры и высокоточных средств измерений.

5. Всесоюзный институт повышения квалификации руководящих и инженерно-технических работников в области стандартизации, качества продукции и метрологии (ВИСМ).

6. Территориальные органы Госстандарта СССР состоят из республиканских управлений и республиканских центров метрологии и стандартизации (выполняют комплекс функций Госстандарта СССР на территории данной союзной республики) и основных рабочих органов — областных (краевых, автономных республик, межобластных) лабораторий государственного надзора (ЛГН), которые осуществляют на соответствующей территории все задачи, функции и права Госстандарта СССР.

7. Издательство стандартов с Центральной конторой по распространению стандартов и сетью специализированных магазинов.

В министерствах (ведомствах) руководство системой служб стандартизации и координацию работ в отраслях народного хозяйства по закрепленным за министерством (ведомством) группам продукции осуществляют отделы (управления) стандартизации. В частности, они руководят и координируют деятельность служб стандартизации в организациях, объединениях и отдельных предприятиях, находящихся в ведении данного министерства (ведомства).

§ 4. КАТЕГОРИИ И ВИДЫ СТАНДАРТОВ

В нашей стране установлено четыре категории стандартов: государственные стандарты Союза ССР — ГОСТ, отраслевые стандарты — ОСТ, республиканские стандарты союзных республик — РСТ, стандарты предприятий (объединений) — СТП.

Государственные стандарты Союза ССР обязательны к применению всеми предприятиями, организациями и учреждениями союзного, республиканского и местного подчинения во всех отраслях народного хозяйства.

Объекты государственной стандартизации устанавливает ГОСТ 1.0—68.

Основными объектами являются:

общетехнические и организационно-методические правила и нормы (ряды номинальных частот и напряжений электрического тока, допуски и посадки, предпочтительные числа и т. п.);

научно-технические термины и обозначения;

единицы измерений и эталоны единиц измерений;
системы нормативно-технической, конструкторской, технологической и технико-экономической документации, все виды носителей информации;

продукция производственно-технического назначения, имеющая межотраслевое применение (в частности, электрические машины, станки, с.-х. машины, компрессоры, насосы, измерительные приборы, промышленное и сельскохозяйственное сырье и т. п.), а также наиболее важная продукция народного потребления по перечню, утвержденному в установленном порядке Госстандартом СССР;

основные эксплуатационные свойства и технические характеристики групп однородной продукции (ряды основных параметров и размеров насосов, нормы точности станков и т. п.), а также методы их испытаний;

предохранительные приспособления и другие изделия в области техники безопасности, охраны труда, промышленной и бытовой санитарии.

Отраслевые стандарты обязательны для всех предприятий и организаций данной отрасли, а также для предприятий и организаций других отраслей (заказчиков), применяющих (потребляющих) продукцию этой отрасли.

Под отраслью здесь понимается совокупность предприятий и организаций независимо от их территориального расположения и ведомственной принадлежности, разрабатывающих и (или) изготавливающих определенные виды продукции, закрепленной за министерством, являющимся ведущим в ее производстве.

Объектами отраслевой стандартизации могут быть объекты, не подлежащие государственной стандартизации, в том числе технологическая оснастка, инструмент, типовые технологические процессы отраслевого применения, а также нормы, правила, требования, необходимые для взаимосвязи предприятий отрасли, а также отдельные виды товаров народного потребления.

Республиканские стандарты союзных республик устанавливают на продукцию предприятий союзно-республиканского, республиканского и местного подчинения союзной республики, за исключением продукции, относящейся к объектам государственной или отраслевой стандартизации. Номенклатура продукции, на которую утверждаются республиканские стандарты, согласовывается с Госстандартом СССР и с соответствующими ведущими министерствами и ведомствами СССР по закрепленным группам продукции. Объектами республиканской стандартизации

может быть продукция, а также документация (правила, нормы, требования и т. п.) внутриреспубликанского применения. Каждый стандарт обязателен для всех предприятий, организаций и учреждений, на которые он распространяется.

Стандарты предприятий устанавливают на нормы, правила, требования, методы, составные части изделий и другие объекты, имеющие применение только на данном предприятии (объединении).

Объектами стандартизации на предприятиях могут быть: детали и сборочные единицы, являющиеся составными частями изготавливаемой продукции (СТП в этом случае устанавливает такие требования к изготовлению и условиям их приемки, при которых будут обеспечены все конечные технические требования, действующие на основную выпускаемую продукцию); нормы и правила в области организации производства и управления качеством продукции; технологическая оснастка и инструмент; технологические нормы, требования и типовые технологические процессы; поверочные схемы предприятия.

Понятие «вид стандарта» определяет содержание стандарта в зависимости от его назначения.

Стандарты общих технических условий устанавливают общие для данной группы однородной продукции эксплуатационные (потребительские) характеристики, правила приемки, методы контроля, требования к маркировке, упаковке, транспортированию и хранению, комплектность и гарантии изготовителя (поставщика).

Стандарты технических условий имеют аналогичное содержание, но относятся к конкретной продукции или нескольким ее близким типам (видам, маркам, моделям).

Стандарты общих технических требований устанавливают общие для группы однородной продукции нормы и требования, соблюдение которых обеспечивает оптимальный уровень качества при проектировании и изготовлении.

Стандарты технических требований устанавливают требования к качеству, надежности, внешнему виду конкретного вида продукции в соответствии с ее основными потребительскими (эксплуатационными) характеристиками.

Стандарты параметров и (или) размеров устанавливают параметрические или размерные ряды продукции по основным потребительским (эксплуатационным) ха-

рактикам, на базе которых следует проектировать продукцию конкретных типов, моделей, марок.

Стандарты типов, основных параметров и (или) размеров устанавливают главным образом размерные ряды продукции по основным эксплуатационным характеристикам.

Стандарты конструкции и размеров устанавливают конструктивные исполнения и основные размеры для определенной группы изделий в целях их унификации и обеспечения взаимозаменяемости при разработке конкретных типоразмеров, моделей и т. п.

Стандарты марок устанавливают номенклатуру марок и химический состав материала (сырья).

Стандарты сортамента устанавливают геометрические формы и размеры продукции.

Стандарты методов контроля (испытаний, анализа, измерений) устанавливают порядок отбора образцов (проб), методы контроля (испытаний, анализа, измерений) потребительских (эксплуатационных) характеристик определенной группы продукции в целях обеспечения единства оценки показателей качества.

Стандарты типовых технологических процессов устанавливают способы и технические средства выполнения и контроля технологических операций для изготовления определенной продукции в целях внедрения прогрессивной технологии производства и обеспечения единого уровня качества продукции.

Для удобства пользования конкретные стандарты могут включать данные, свойственные стандартам нескольких видов.

Общетехнические и организационно-методические стандарты (на общие нормы, показатели качества, методы расчета и проектирования, классификации и кодирования, термины и определения, единицы физических величин, общие требования к продукции, требования к безопасности труда, охране окружающей среды и т. п.) на виды не подразделяют. Значительное число этих стандартов объединены в системы, нумерация которых производится арабской цифрой, отделяемой точкой от дальнейшего числового обозначения стандарта (см. § 60).

Построение, содержание и изложение стандартов всех видов регламентирует ГОСТ 1.5—68.

§ 5. ПЛАНИРОВАНИЕ РАБОТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ

Детальный порядок разработки перспективных и годовых планов по стандартизации устанавливает ГОСТ 1.0—68. Принципиально новым и чрезвычайно важным является то, что эти работы теперь являются составной частью системы государственного планирования. Задания по стандартизации впервые были включены в 9-й пятилетний план развития народного хозяйства СССР (1971—1975 гг.).

Выполняя решения XXVI съезда КПСС, в 11-й пятилетке уделено все возрастающее внимание дальнейшему внедрению в народное хозяйство стандартов СЭВ, планомерному совершенствованию действующих стандартов, развитию систем комплексного управления качеством продукции.

Срок действия стандартов и ТУ на продукцию до очередной проверки не должен превышать пяти лет. По результатам проверки только в технически и экономически обоснованных случаях эти НТД должны быть пересмотрены, дополнены или отменены. Если при пересмотре устанавливаются более высокие показатели и нормы или нарушается взаимозаменяемость, вводятся изменения в их обозначения (год пересмотра). В остальных случаях оформляются изменения. Для стандартов, регламентирующих размерные ряды, основные размеры, допуски и посадки, предпочтительные числа и т. п., общетехнических и организационно-методических стандартов срок действия не устанавливается, что не исключает их периодической (раз в 10 лет) проверки.

Госстандарт СССР, Госстрой СССР, министерства (ведомства) СССР, советы министров союзных республик (или, по их поручению, Госпланы), базовые и головные организации по стандартизации осуществляют систематическую проверку хода выполнения соответственно государственных, отраслевых, республиканских планов стандартизации и планов стандартизации предприятий (организаций, объединений).

Госстандарт СССР на основе представляемых министерствами (ведомствами) сведений докладывает Совету Министров СССР о выполнении очередного годового плана государственной стандартизации.

В 1972 г. ЦК КПСС и Совет Министров СССР приняли постановление о разработке долгосрочного перспективного и пятилетнего плана развития народного хозяйства

на 1976—1980 гг. Долгосрочные планы показывают, к чему следует стремиться, т. е. определяют политику в данной конкретной области. Такое планирование является непрерывным и одновременно гибким, так как по мере выполнения очередного пятилетнего плана и по мере появления новых научно-технических достижений появляется необходимость вносить коррективы. На основании итогов выполнения планов текущего пятилетия вносят уточнения в планы на последующие пятилетия и одновременно начинают формировать план на очередную пятилетку. Таким образом, в любой период времени будет иметься долгосрочный план на 15 лет.

Аналогичные работы по составлению и реализации долгосрочных целевых программ сотрудничества во все расширяющихся масштабах ведутся по линии стран — членов СЭВ.

§ 6. ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ, УТВЕРЖДЕНИЯ, ВНЕДРЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ СТАНДАРТОВ

В целях достижения организационно-методического единообразия при планировании и организации разработки стандартов всех категорий ГОСТ 1.0—68, п. 6 устанавливает следующие стадии разработки.

Первая стадия. Организация разработки проекта стандарта и составление технического задания (в соответствии с утвержденными планами по стандартизации).

Вторая стадия. Разработка проекта стандарта первой редакции и рассылка его на отзыв. Если при разработке проекта выявляется необходимость изменения, дополнения или отмены действующих взаимосвязанных стандартов, то одновременно должны быть подготовлены обоснованные предложения по указанным моментам. Обязательно отмечается увязка проекта с рекомендациями по стандартизации СЭВ и ИСО.

Третья стадия. Обработка отзывов, разработка окончательной (второй и последующих) редакции проекта стандарта. Организация-разработчик составляет сводку отзывов, по каждому замечанию или предложению дает свое обоснование-заключение и выносит все материалы на совещание ответственных представителей основных заинтересованных министерств (ведомств), организаций и предприятий.

Четвертая стадия. Подготовка, согласование и представление проекта стандарта на утверждение. Проект

стандарта представляется с целым рядом сопровождающих документов: в частности, прилагается первый проект стандарта, сводка отзывов, патентный формуляр, подтверждающий патентную чистоту стандартизуемого объекта (или справка, что стандарт не подлежит указанной проверке), проект плана мероприятий по внедрению стандарта, его технико-экономическое обоснование и др.

Пятая стадия. Рассмотрение проекта стандарта, его утверждение и регистрация. Рассмотрение проводится коллегиально на научно-техническом совете, комиссии или специальном совещании с участием представителей основных заинтересованных предприятий (организаций). Рассмотренные проекты утверждаются соответствующим постановлением, приказом или распоряжением, причем устанавливается срок его введения.

Шестая стадия. Издание стандарта, информация о нем и его распространение. Порядок внедрения государственных стандартов в организациях и предприятиях всех уровней и отраслей устанавливает ГОСТ 1.20—69, порядок проверки, пересмотра, изменения и отмены — ГОСТ 1.15—82.

Все учреждения и лица, участвующие в пересмотре действующих или разработке новых стандартов любой категории, обязаны соблюдать единые правила, установленные в ГОСТ 1.5—68. В нем, в частности, указываются общие правила изложения текстового и цифрового материала, построения таблиц, графиков, диаграмм и выводов, дачи ссылок, составления обязательных, рекомендуемых или справочных приложений и т. п.

Обозначение стандартов состоит из аббревиатуры (ГОСТ, СТ СЭВ, ОСТ, РСТ или СТП), присвоенного порядкового номера (для СТП — по установленной на предприятии системе обозначений) и последних двух цифр года утверждения (пересмотра). Обозначения стандартов СЭВ, введенных для применения через государственные стандарты, приводятся с информационной целью только на обложках самих стандартов и в Указателях государственных стандартов СССР. При ссылках на такие ГОСТы в технической документации и всех остальных случаях в его обозначении СТ СЭВ не указывается.

Наличие в конце обозначения стандарта прописной буквы Е означает, что он устанавливает единые требования на продукцию, поставляемую как на внешний, так и на внутренний рынки.

§ 7. МЕЖДУНАРОДНАЯ СТАНДАРТИЗАЦИЯ

История международной стандартизации по существу начинается с учреждения в 1906 г. **Международной электротехнической комиссии (МЭК)**.

К моменту своего 75-летия (1981 г.) членами МЭК являлись 44 страны, в которых проживает 80 % населения земного шара и потребляется 95 % мировой электроэнергии; число выпущенных стандартов составило около 1500 документов.

Она тесно сотрудничает с Международной организацией по стандартизации (ИСО), эмблема которой приведена на рис. 1. Эти организации имеют подобную организационную структуру (технические комитеты и подкомитеты), выступают единым фронтом по методическим вопросам.

Россия вступила в МЭК в 1914 г., СССР — в 1921 г. Деятельность Советского комитета МЭК является неотъемлемой частью работ организации, СССР возглавляет международные секретариаты многих технических органов МЭК, для участия в работе целевых комитетов и подкомитетов они раскреплены за рядом министерств и ведомств СССР согласно специально утвержденному перечню.

МЭК охватывает электротехническую и радиоэлектронную отрасли промышленности, частично приборостроение, а ИСО — все прочие области народнохозяйственной жизни, в частности, машиностроение.

В 1926 г. в Праге (Чехословакия) была создана Международная ассоциация из национальных организаций по стандартизации 20 стран, сокращенно обозначавшаяся ИСА.

С началом второй мировой войны деятельность ИСА прекратилась. После окончания войны в Лондоне 14 октября (ныне — это международный день стандартизации) 1947 г. фактически была оформлена новая организация ИСО, принят ее устав (конституция) и эмблема (см. рис. 1).

В уставе ИСО записано: *«Целью организации является содействие развитию стандартизации в мировом масштабе для облегчения международного товарообмена и взаимопомощи, а также для расширения сотрудничества в области интеллектуальной, научной, технической и экономической деятельности».*

ИСО, являясь неправительственной организацией, пользуется консультативным статусом первой категории при ООН, что официально закрепляет ее главенствующую роль в области мировой международной стандартизации.

Представитель ИСО осуществляет связь как с Генеральным секретарем ООН (рис. 2), так и с различными специализированными организациями, заинтересованными в вопросах стандартизации, в частности, с Европейской экономической комиссией (ЕЭК) ООН.

Первоначально в состав ИСО вошли 25 национальных организаций по стандартизации, в том числе и Советского Союза, которая в документах Организации для краткости указывается как GOST (ГОСТ).

Число стран—членов ИСО постоянно растет, достигнув к 35-летию существования организации (1982 г.) 89 участников, которые в общей сложности производят более 90 % мировой промышленной продукции.

Координация работ между ИСО и МЭК осуществляется специальным комитетом, в состав которого входят представители обеих организаций.

Разработка международных стандартов ИСО (МС ИСО) осуществляется техническими комитетами. Международные стандарты аккумулируют коллективный опыт стран в области стандартизации и служат организационно-технической основой их сотрудничества в самых различных областях науки, техники, экономики, промышленности. Соответствие товаров показателям МС ИСО, несмотря на юридическую необязательность последних, в большинстве стран становится обязательным условием при ведении переговоров о подписании контрактов на поставку.

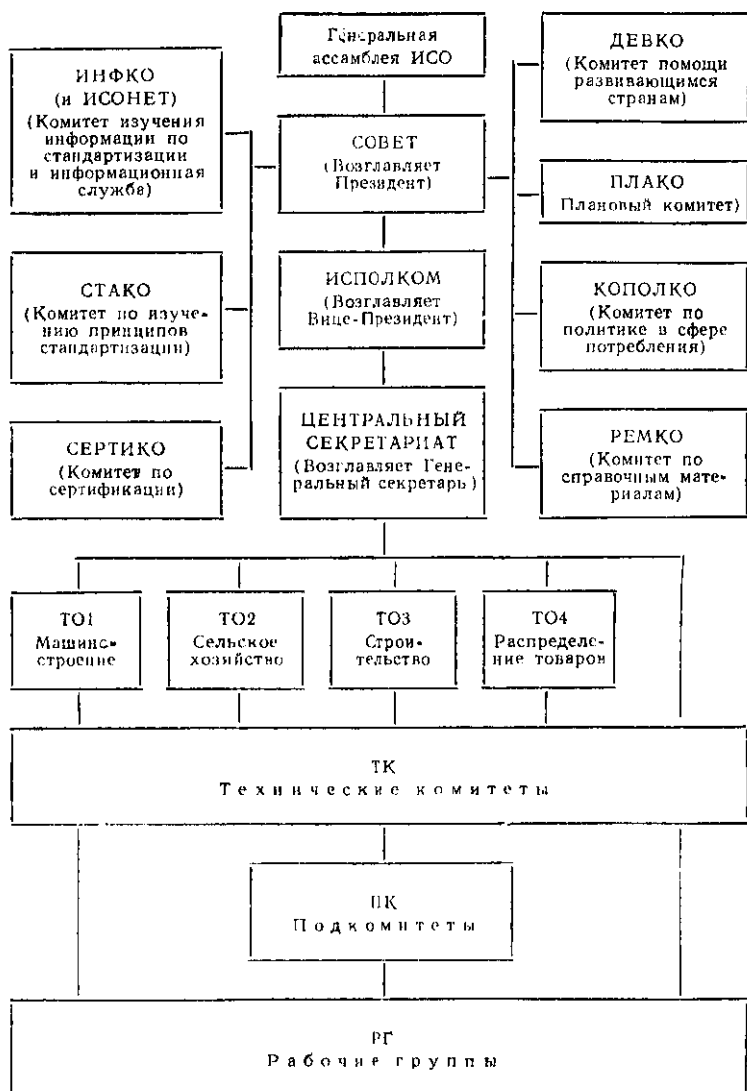
Советский Союз участвует в работах международной организации по стандартизации ИСО с момента ее создания со все возрастающей активностью.

Широкое использование МС ИСО позволяет получать значительный экономический эффект внутри страны за счет сокращения сроков и расходов на необходимые при самостоятельной разработке стандартов научно-исследовательские и аналитические работы.

Весьма значительны работы по международной стандартизации, проводимые в рамках **Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ)**. Главной задачей СЭВ является содействие планомерному развитию стран — членов СЭВ путем координации их народнохозяйственных планов в целях подъема благосостояния народов, ускорения технического прогресса и др. Основой экономического развития является социалистическое разделение труда на базе развития специализации и кооперирования. Успешное осуществление этой задачи, равно как и научно-техническое сотрудничество и обмен передовым опытом, невозможно без широкого развития работ по стан-



Рис. 1



	1982 г.	
Стран-участниц	89	ТК 163
Комитетов по общим вопросам	7	ПК 636
ТО	4	РГ, более 1350

Рис. 2

дартизации основополагающих норм, правил, документов, изделий, процессов, методов испытаний и контроля, без унификации конструкций машин и приборов. Начало планомерным совместным работам по стандартизации было положено в 1962 г., когда были созданы Постоянная комиссия СЭВ по сотрудничеству в области стандартизации и Институт СЭВ по стандартизации.

Стандарты СЭВ по своему уровню должны устанавливать технические нормы и требования, обеспечивающие научно-технический прогресс (т. е. отвечать принципу опережающей стандартизации), предусматривать уровень качества продукции с учетом лучших мировых образцов, быть полностью увязанными с соответствующими международными стандартами или рекомендациями ИСО и базироваться, как правило, на опыте тех стран — членов СЭВ, которые имеют наиболее высокие показатели по уровню и качеству соответствующих видов продукции.

Стандарты СЭВ в ряде случаев являются ограничительными по отношению к МС ИСО и включают лишь необходимые и достаточные для промышленности стран — членов СЭВ нормы, показатели, типоразмеры изделий и т. п. Этим достигается определенная унификация со всеми вытекающими положительными последствиями. Стандарты СЭВ по сравнению с МС ИСО обладают значительно большей мобильностью в части их совершенствования путем замены устаревших показателей на более прогрессивные или расширения границ действия на основе многолетней апробации в промышленности наиболее развитых социалистических стран. В отдельных случаях на основе опыта промышленного производства социалистических стран с учетом мировой практики создаются СТ СЭВ, еще не имеющие аналогов в ИСО.

Таким образом обеспечивается техническая совместимость и взаимозаменяемость продукции, изготовленной по стандартам СЭВ, с продукцией по МС ИСО.

За период 1974—1980 гг. разработано и утверждено около 2000 стандартов СЭВ, причем примерно половина из них — в области машиностроения. По плану основных направлений развития стандартизации на 1981—1985 гг. предусмотрена разработка и внедрение более 130 крупных комплексов стандартов. Начиная с 1980 г. по линии СЭВ ежегодно разрабатывается 900—1000 нормативно-технических документов.

Вопросы для самопроверки

1. Сущность процесса стандартизации вообще и ее разновидности: унификации, типизации, агрегатирования.

2. Что такое стандарт? Категории стандартов по ГОСТ 1.0—68 и их краткая характеристика.
3. Разновидности нормативно-технических документов.
4. Основные задачи Госстандарта СССР, его органы и службы.
5. Стадии разработки стандартов.
6. Основные международные организации в области стандартизации.
7. Схема организационного построения международной организации по стандартизации ИСО.
8. Организация работ по стандартизации между странами—членами СЭВ.

ГЛАВА 2

СТАНДАРТИЗАЦИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ И ВОЛНИСТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

§ 8. НОРМИРОВАНИЕ И МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Эксплуатационные свойства поверхностей металлических деталей в решающей степени определяются их качеством. Под качеством поверхности понимают совокупность геометрических параметров и физико-механических свойств поверхностного слоя.

К основным физико-механическим свойствам поверхностного слоя относятся: наклеп (некоторое повышение твердости), а также характер и величина остаточных напряжений (растяжения или сжатия).

Геометрические показатели понятия «качество поверхности» определяются шероховатостью реальной поверхности.

Реальная поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды, в отличие от номинальной, геометрически правильной и гладкой имеет погрешности различного порядка.

Шероховатость поверхности относится к категории микрогеометрии, т. е. рассматривает отклонения реальных поверхностей от номинально гладких на небольших участках до нескольких квадратных миллиметров. Реальная поверхность состоит из чередующихся ориентированных или беспорядочно расположенных небольших выступов и впадин, получающихся при механической обработке вследствие копирования формы режущих кромок,

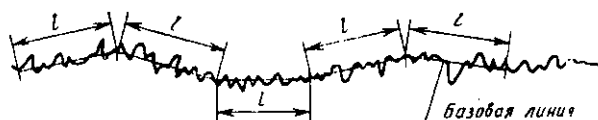


Рис. 3

пластической деформации поверхностного слоя материала под воздействием усилий от обрабатывающего инструмента, трения его о деталь, вибраций и т. п.

Все основные понятия, обозначения параметров и их числовые значения, необходимые для оценки шероховатости поверхности изделий (кроме деревянных или имеющих ворсистую поверхность типа фетровых, войлочных и т. п.), установлены в ГОСТ 2789—73, а в части терминов и определений — в ГОСТ 25142—82.

Шероховатость поверхности — совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная, например, с помощью базовой длины. *Базовая длина l* — длина базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. Ее протяженность при этом устанавливается такой величины, чтобы при изменении высотных параметров по возможности не накладывалось влияние волнистости поверхности (рис. 3).

Базовая линия проводится относительно профиля неровностей определенным образом и имеет заданную геометрическую форму. Величина шероховатости измеряется в сечении, нормальном к номинальной поверхности данного элемента детали, в направлении, при котором она имеет наибольшее значение (обычно поперек следов обработки). В других случаях направление сечения должно быть специально оговорено. Для повышения достоверности измерения рекомендуется производить неоднократно и принимать за результат среднее значение.

Представление о реальном профиле шероховатой поверхности дают профилограммы, получаемые на различного типа профилографах в результате «ощупывания» исследуемой поверхности алмазной иглой либо путем фотографирования ее на специальном микроскопе. На рис. 4. показана схема профилограммы. Следует иметь в виду, что изображение профиля на профилограммах получается несколько утрированным в связи с тем, что увеличение по вертикали (100 ... 200 000) всегда больше, чем по горизонтали (10 ... 10 000).

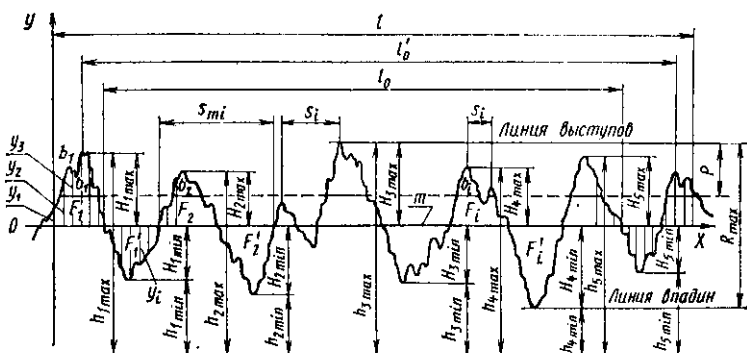


Рис. 4

Средняя линия профиля m — базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля y_i от этой линии минимально:

$$\int_0^l y^2 dx = \min.$$

Приблизительно средняя линия на профилограммах определяется по равенству сумм площадей, заключенных по обе стороны между ней и линией контура профилограммы (см. рис. 4):

$$\sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n F'_i.$$

Средняя линия профиля служит базой для определения числовых значений параметров шероховатости поверхности. Такая система отсчета в международной практике носит название системы M .

Для количественной оценки шероховатости стандартом предусмотрено шесть параметров, в том числе три высотных (R) и два шаговых (S).

Наибольшая высота неровностей профиля $R_{\max}$ — расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

Линией выступов профиля называют линию, эквидистантную средней линии профиля, проходящую через наивысшую точку реального профиля, в пределах базовой длины. Линия впадин профиля аналогична, но проходит через наинизшую точку реального профиля в пределах той же базовой длины.

Высота неровностей профиля по десяти точкам Rz — сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины:

$$Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i \max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i \min}| \right).$$

При средней линии, имеющей форму прямой, этот параметр можно определять через расстояния $h_{i \max}$ и $h_{i \min}$, измеряемые соответственно до пяти высших и пяти низших точек от линии, параллельной средней и не пересекающей профиль:

$$Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 h_{i \max} - \sum_{i=1}^5 h_{i \min} \right).$$

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra — среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля от средней линии в пределах базовой длины:

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|.$$

Средний шаг неровностей профиля S_m — среднее значение шага неровностей профиля по средней линии в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi},$$

где S_{mi} — шаг неровностей, равный длине отрезка средней линии между точками пересечения ее с одноименными сторонами соседних неровностей; n — число средних шагов в пределах базовой длины.

Средний шаг местных выступов профиля S — среднее значение шагов местных выступов профиля, находящихся в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i,$$

где n — число шагов неровностей по вершинам в пределах базовой длины.

Таблица 1

Параметр	Предпочтительные значения, мкм
$R_{\max}; R_z$	400; 200; 100; 50; 25; 12,5; 6,3; 3,2; 1,6; 0,8; 0,4; 0,2; 0,6; 0,05; 0,025
R_a	100; 50; 25; 12,5; 6,3; 3,2; 1,6; 0,8; 0,4; 0,2; 0,1; 0,05; 0,025; 0,012

Для практического определения шаговых параметров при ручной обработке профилограмм рекомендованы более удобные зависимости, ускоряющие работу и снижающие субъективные ошибки измерения большого числа шагов:

$$S_m = \frac{2l_0}{k-1},$$

где l_0 — длина отрезка средней линии, ограниченная первым и последним нечетным пересечением профиля со средней линией ($l_0 \leq l$); k — общее число пересечений профиля со средней линией на длине l_0 ;

$$S = \frac{l'_0}{N-1},$$

где l'_0 — длина отрезка средней линии между первым и последним характерными максимумами ($l'_0 \leq l$); N — общее число характерных максимумов в пределах базовой длины.

Числовые значения для рассмотренных параметров в таблицах стандарта установлены по ряду $R10$ для значений R_a — в пределах 100 ... 0,008 мкм, для значений R_z и $R_{\max}$ — в пределах 1600 ... 0,025 мкм, для значений S_m и S — в пределах 12,5 ... 0,002 мм.

Для всех трех высотных параметров выделены предпочтительные значения (табл. 1), которыми и следует в первую очередь пользоваться, поскольку они приняты в технической документации за рубежом и именно с такими значениями предусмотрено централизованно выпускать образцы сравнения по ГОСТ 9378—75.

Относительная опорная длина профиля t_p — отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i,$$

где p — заданный уровень сечения; b_i — значения отрезков, отсекаемых в пределах базовой длины на выступах профиля линией, эквидистантной средней линии и расположенной на заданном уровне сечения от линии выступов.

Уровень сечения p выражают в процентах от наибольшей высоты неровностей профиля:

$$p = \frac{P}{R_{\max}} 100,$$

где P — расстояние в микрометрах между линией выступов и заданным уровнем сечения профиля.

Числовые значения t_p выбирают из ряда 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 %. Значения p могут приниматься в зависимости от $R_{\max}$ из того же ряда, начиная с 5 %.

Величина t_p достаточно полно описывает форму неровностей профиля, что позволяет нормировать многие важнейшие эксплуатационные свойства поверхности, в частности, связанные с динамикой ее изнашивания.

На рис. 5 приведен примерный вид относительных опорных кривых для трех видов шероховатости поверхности с одинаковой наибольшей высотой неровностей. Чем острее вершины выступов неровностей, тем круче падает кривая, тем меньше, при прочих равных условиях, износостойкость такой поверхности (например, при $p = 40\%$ t_p соответственно равно 10, 38 и 80 %, см. рис. 5).

С учетом сложившихся традиций и опыта отечественной промышленности наиболее часто применяют параметры Ra и Rz . Параметр Ra полнее характеризует шероховатость, так как его определяют по значительно большему числу граничных и промежуточных точек профиля, чем Rz . Использование Rz в качестве контрольного параметра в значительной степени определяется способами измерения рассматриваемых параметров. Значение Ra преимущественно определяют с помощью приборов, снабженных датчиками с тонкой алмазной иглой с радиусом при вершине в 10, 5 или 2 мкм (например, профилографы-профилометры завода «Калибр» мод. 201, 252, профилометр мод. 240,

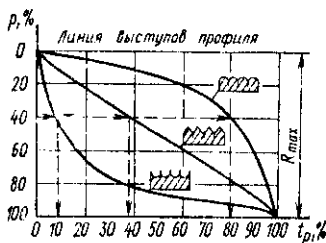


Рис. 5

283 и др.). Параметр Rz определяют бесконтактными методами, например, на специальных микроскопах (МИС-11, ПСС-2 и др.). Следовательно, определение Ra на грубых поверхностях связано с опасностью поломки алмазной иглы измерительного прибора, а на очень гладких — чревато низкой достоверностью результатов из-за того, что закругленный конец иглы не может фиксировать очень малые неровности.

Рекомендуется использовать показатель Rz при значениях высоты неровностей 320 ... 10 и 0,1 ... 0,025 мкм. В остальных случаях, а их большинство, шероховатость по высоте нормируют путем задания значений $1/a$.

Для высотных показателей нормальные базовые длины стандартизованы:

Ra , мкм	До 0,025	Св. 0,025	Св. 0,4	Св. 3,2	Св. 12,5
		до 0,4	до 3,2	до 12,5	до 100
$Rz, R_{\max}$, мкм	До 0,10	Св. 0,10	Св. 1,6	Св. 12,5	Св. 50
		до 1,6	до 12,5	до 50	до 400
l , мм	0,08	0,25	0,8	2,5	8,0

ГОСТ 2789—73 предусматривает возможность задавать направление неровностей и указывать вид или порядок обработки.

Требования к шероховатости поверхности деталей и выбор параметров для ее оценки должны быть обоснованы, их устанавливают из функционального назначения и конструктивных особенностей каждой отдельной поверхности и детали в целом. Например, для трущихся поверхностей ответственных деталей целесообразно регламентировать допустимые значения Ra (или Rz) и t_p , а также направление неровностей; для функционально важных поверхностей циклически нагруженных ответственных деталей — $R_{\max}$, S_m (или S) и направление неровностей; для соединения с натягом — только Ra (или Rz) и т. п. Чем ниже точность данной поверхности, тем грубее можно задавать для нее параметры шероховатости (это экономичнее). Для неответственных поверхностей конструктор может не указывать шероховатость; в таком случае она не подлежит контролю. Иногда очень малая шероховатость на малоответственные и малоточные поверхности задается из соображений удобства обслуживания и эстетики.

Для облегчения назначения контролируемых параметров и их числовых значений в зависимости от различных факторов созданы таблицы [4].

При расчетах ответственных подвижных и прессовых соединений необходимо учитывать высоту неровностей Rz , тогда как на чертежах в большинстве случаев заданы значения Ra . В этих случаях можно воспользоваться зависимостью

$$Rz = kRa, \quad (1)$$

где $k = 4$ при $Ra = 80 \dots 2,5$ мкм, $k = 5$ при $Ra = 1,25 \dots 0,02$ мкм.

Некоторые специальные технологические методы окончательной обработки позволяют получать на поверхностях регулярный заранее заданный микрорельеф из канавок или лунок определенной формы. Классификацию, параметры и характеристики таких поверхностей устанавливает ГОСТ 24773—81.

§ 9. ОБОЗНАЧЕНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

В соответствии с международной практикой показатели контролируемых по шероховатости поверхностей можно задавать только числовыми значениями параметров, что позволяет конструктору путем комбинирования количества и значения указываемых параметров наиболее полно обеспечивать необходимые эксплуатационные свойства той или иной поверхности и быть уверенным в оптимальности применяемых изготовителем методов контроля.

Применяемые обозначения шероховатости поверхностей и правила нанесения их на чертежах изделий всех отраслей промышленности устанавливает ГОСТ 2.309—73. В общем случае обозначение шероховатости поверхности состоит из условного знака и расположенных определенным образом символа контрольного параметра (параметров) с соответствующими числовыми значениями, а также (если необходимо) дополнительных предписаний (значения базовой длины и направления следов обработки).

В обозначении шероховатости поверхностей, способ обработки которых конструктор не устанавливает, применяют знак, показанный на рис. 6, а. Знак предпочтителен для применения, поскольку не связывает инициативу технолога. В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована удалением слоя материала (резание, травление и др.), используют знак, приведенный на рис. 6, б; если же поверхность следует

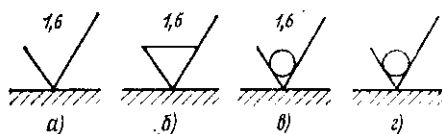


Рис. 6

обрабатывать без снятия слоя материала (обкатка роликом, волочение, обдувка дробью и т. п.), то проставляют знак, показанный на рис. 6, в. Указанные

выше знаки, для примера, показаны со значением $Ra = 1,6$ мкм. Поверхности, не обрабатываемые по данному чертежу, обозначают знаком, приведенным на рис. 4, г. Он не содержит никаких числовых значений. При отсутствии в обозначении шероховатости указаний о базовой длине, виде или порядке обработки знаки изображают без полки. Значения параметра шероховатости Ra как наиболее часто применяемого указывают без символа, одним числовым значением; значения остальных параметров — после соответствующего символа, например, $R_{\max} 6,3$; $Rz 25$; $S_m 0,63$ и т. п. Когда значение параметра указано одним числом, оно понимается как наибольшее предельное. При необходимости указать допустимый диапазон значений параметра применяют один из двух способов: либо указывают два предельных значения, одно над другим, например, $\begin{smallmatrix} 1,00 \\ 0,63 \end{smallmatrix}$ или $S_m \begin{smallmatrix} 0,080 \\ 0,032 \end{smallmatrix}$, либо указывают у номинального значения предельные отклонения в процентах (из ряда 10; 20 или 40 %), которые могут быть односторонними и симметричными, например, $t_{30} 60 \pm 10\%$ и т. п.

Базовую длину для шаговых показателей и относительной опорной длины профиля надо указывать обязательно.

Стандартные условные обозначения направлений неровностей приведены в табл. 2.

Вид и (или) порядок обработки указывают в исключительных случаях, когда конструктор считает, что они являются единственными для обеспечения требуемых эксплуатационных качеств данной поверхности.

Пример полного обозначения шероховатости поверхности приведен на рис. 7, а. Для поверхности установлено, что Ra не должно быть грубее 0,8 мкм, $S_m = 0,050 \dots 0,025$ мм, относительная опорная длина профиля, номинально равная 80 % на уровне сечения $p = 50\%$, имеет симметричные предельные отклонения 20 %. Базовая длина для параметра Ra не указана (принимается стандартной), для S_m она равна 0,8 мм, для $t_p = 0,25$ мм. Направление неровностей — произвольное.

Таблица 2

Типы направления неровностей	Схематическое изображение	Обозначение направления неровностей
Параллельное		$\sqrt{\text{—}}$
Перпендикулярное		$\sqrt{\perp}$
Перекрещивающееся		$\sqrt{\times}$
Произвольное		$\sqrt{M}$
Кругообразное		$\sqrt{C}$
Радиальное		$\sqrt{R}$

При нанесении на чертежи знаков шероховатости поверхности следует соблюдать следующие основные правила.

1. Обозначение шероховатости, если она одинакова для всех поверхностей детали, следует выносить в правый верхний угол чертежа и на изображении детали не указывать.

Если обрабатываемые поверхности по шероховатости нормируются в разной степени, то в угол выносится наиболее часто повторяющееся требование. Его изображают увеличенным в 1,5—2 раза (рис. 7, б), а за ним в скобках помещают предпочтительный знак (см. рис. 6, б) принятого на чертеже размера. Этот знак указывает на наличие поверхностей с иными показателями по шероховатости, которые нанесены непосредственно на изображении детали.

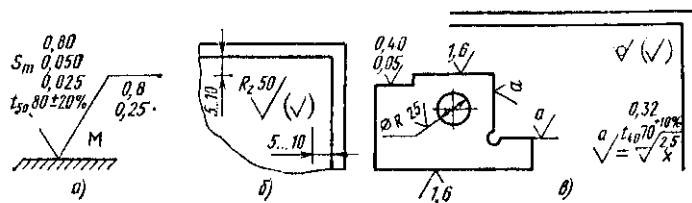


Рис. 7

Если среди обрабатываемых по данному чертежу поверхностей имеются поверхности без нормированной шероховатости, то выносить обозначения в угол чертежа не допускается.

2. Знак следует располагать вершиной к материалу изделия непосредственно у контурной или выносной линии, а символы и цифры писать так, чтобы их можно было читать как обычно при нормальном положении чертежа или с его правой стороны (рис. 7, в).

3. В случаях неудобства размещения на поле чертежа относительно громоздких многоэлементных обозначений шероховатости поверхностей допускается применять упрощенное обозначение с разъяснением его в технических требованиях. В упрощенном обозначении следует применять предпочтительный знак и строчные буквы алфавита без повторений (рис. 7, в).

Более детальные указания и иллюстрации к правилам нанесения требований к шероховатости поверхностей изложены в ранее названном ГОСТ 2.309—73.

§ 10. ПОНЯТИЕ О ВОЛНИСТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Волнистость поверхностей считают промежуточной категорией отклонений формы между микро- и макрогеометрией. Возникновение волнистости связано с динамическими процессами, вызываемыми потерей устойчивости системы станок — приспособление — инструмент — деталь (СПИД) и выражающимися в возникновении вибраций. Единого решения в международном масштабе по стандартизации волнистости нет.

Согласно рекомендации СЭВ РС 3951—73 *волнистость поверхности* — совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояние между соседними вершинами или впадинами превышает базовую длину l для имеющейся шероховатости поверхности. Волнистость измеряют на длине участка измерения L_w по профилограмме (профилю волнистости), полученной при отфильтрованной шероховатости и отклонениях формы поверхности. Механическая фильтрация шероховатости достигается путем соответствующего подбора радиуса щупа; при электрической фильтрации специальные фильтры срезают высокочастотные гармоники, пропуская лишь синусоидальные волны определенных амплитуд.

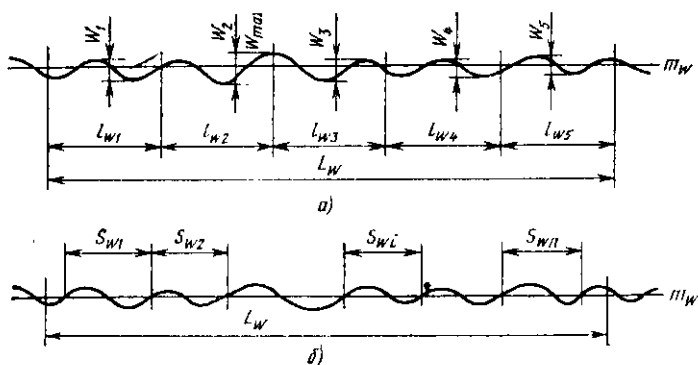


Рис. 8

Установлено три нормируемых параметра волнистости W_z , $W_{\max}$ и S_W , все они отсчитываются с использованием средней линии m_W . Средняя линия волнистости должна иметь форму номинального профиля, ее положение аналогично определению средней линии профиля шероховатости. Длина линии измерения L_W должна быть не менее пятикратного значения шага самой большой волны (рис. 8).

Высота волнистости W_z — среднее арифметическое из значений пяти высот волн, определяемых на каждом из пяти одинаковых участках измерения l_{W_i} (рис. 8, а):

$$W_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 W_i.$$

Предельные значения W_z должны соответствовать одной из величин ряда: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

Наибольшая высота волнистости $W_{\max}$ — самая высокая волна из пяти рассматриваемых. На рис. 8 $W_{\max} = W_2$.

Средний шаг волнистости S_W — среднее арифметическое значение длин отрезков средней линии, отсекаемых однотипными (нечетными или четными) точками пересечения профиля волнистости со средней линией в пределах полной длины измерения L_W (рис. 8, б):

$$S_W = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{W_i}.$$

Условно границу между отклонениями формы поверхности различных порядков можно установить по значению отношения шага S_W к высоте неровностей W_z : при $S_W/W_z \leq 40$ отклонения относятся к шероховатости поверхности, при $40 \leq S_W/W_z \leq 1000$ — к волнистости, при $S_W/W_z > 1000$ — к отклонениям формы.

Вопросы для самопроверки

1. Содержание понятий качество поверхности и шероховатость поверхности.
2. Как проводится средняя линия профиля m на профилограммах и чем в принципе определяется величина базовой длины l_p .
3. Параметры для нормирования шероховатости поверхностей и их краткая характеристика.
4. Знаки для нанесения на чертежах требований к шероховатости поверхностей и их трактовка.
5. Способы задания предельных значений нормируемых параметров шероховатости поверхности и направления неровностей.
6. Волнистость поверхности и параметры для ее нормирования в рекомендации СЭВ.

Г Л А В А 3

ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ

§ 11. ТЕРМИНЫ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ В ОБЛАСТИ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Взаимозаменяемость — свойство независимо изготовленных деталей (сборочных единиц) обеспечивать у механизмов и машин в условиях беспригоночной сборки или при ремонте работоспособное состояние и надежность. Согласно ГОСТ 27.002—83 *работоспособное состояние* (работоспособность) — состояние изделия, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации; *надежность* — свойство сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Следовательно, для полной взаимозаменяемости необходимы одинаковые свойства у всей совокупности изготовленных деталей, как геометрические, так и физико-механические (химический состав, твердость, структура и т. д.). Полную взаимозаменяемость часто называют *функциональной взаимозаменяемостью*.

Следовательно, предметом функциональной взаимозаменяемости являются эксплуатационные показатели изделий и функциональные параметры, определяющие эти показатели. *Функциональными* называют те геометрические, механические, электрические и другие параметры, которые непосредственно или косвенно влияют на эксплуатационные показатели изделий или служебные функции их деталей и сборочных единиц. При проектировании необходимо прежде всего выявить функциональные параметры, а затем аналитически или экспериментально установить степень влияния этих параметров и их отклонений на эксплуатационные показатели. Изучаемые связи имеют либо закономерный, либо вероятностный характер.

Исходя из допускаемых отклонений эксплуатационных показателей, которые установлены проектным заданием и техническими условиями на изделие, и используя найденные зависимости, определяют допуски на функциональные параметры. При функциональной взаимозаменяемости ставится задача создания на стадии проектирования запаса точности.

Основные преимущества изготовления продукции в условиях полной взаимозаменяемости следующие.

1. Упрощаются, ускоряются и удешевляются проектно-конструкторские работы по созданию новых машин и механизмов, так как конфигурация, точность и технические требования основных элементов стандартизованы (резьбы, шлицы, зубчатые передачи и т. п.).

2. Упрощается и удешевляется изготовление машин в результате регламентирования точности заготовок на всех стадиях механической обработки, применения более совершенных методов контроля и удешевления сборки, которую можно вести на конвейерах. Качество продукции становится стабильным. Повышается ее надежность.

3. Удешевляется эксплуатация машин за счет ускорения ремонта и повышения его качества.

Взаимозаменяемость может быть *полной* и *неполной*. При неполной взаимозаменяемости допускаются групповой подбор деталей в отдельных (обычно особо точных и

ответственных) сопряжениях, компенсаторы, регулирование некоторых частей с их последующей фиксацией, пригонка или другие технологические мероприятия при обязательном обеспечении требований к качеству составных частей и изделия в целом.

Различают также *внешнюю* и *внутреннюю* взаимозаменяемость. Под внешней взаимозаменяемостью понимают взаимозаменяемость готовых главным образом комплектующих изделий (агрегаты, арматура, приборы, подшипники качения и т. п.), от которых требуется взаимозаменяемость по эксплуатационным показателям и геометрическим параметрам присоединительных поверхностей. Взаимозаменяемость отдельных деталей, сборочных единиц и механизмов внутри каждого изделия относится к внутренней (например, взаимозаменяемость колец, сепараторов и ограниченная взаимозаменяемость тел качения в подшипниках качения).

Составляющей функциональной взаимозаменяемости является *размерная взаимозаменяемость*. Она предусматривает необходимую точность выполнения линейных и угловых размеров, а также допустимые погрешности при воспроизведении формы и расположения поверхностей деталей. Под *точностью изготовления* понимают степень соответствия реальной детали (сборочной единицы или изделия) проектной, заданной конструктором посредством чертежа и технических требований.

Первичными являются размеры, т. е. числовые значения линейных параметров (диаметров, длин и т. д.) в принятых единицах. Размеры разделяют на свободные и сопрягаемые. *Свободные размеры* определяют поверхности, по которым деталь не соприкасается в изделии с другими деталями. К *сопрягаемым* относят те размеры, по которым детали соприкасаются, образуя подвижные или неподвижные соединения; именно они важны для обеспечения взаимозаменяемости. Кроме того, размеры подразделяют на номинальные, предельные и действительные.

Номинальный размер — размер, который указывают на чертеже на основании инженерных расчетов, опыта проектирования, обеспечения конструктивного совершенства или удобства изготовления детали (изделия). Относительно номинального размера определяют предельные размеры, он служит также началом отсчета отклонений.

Таблица 3

Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
1,0	1,0	1,0	1,0	2,5	3,2	3,2	3,2
			1,05				3,4
			1,1				3,6
	1,2	1,2	1,15	4,0	4,0	3,6	3,8
			1,2				4,0
			1,3				4,2
1,6	1,6	1,6	1,4			4,5	4,5
			1,5				4,8
							5,0
	2,0	2,0	1,6			5,0	5,3
			1,7				5,6
			1,8				6,0
			1,9				
			2,0				
			2,1				
			2,2				
2,5	2,5	2,5	2,4	6,3	6,3	6,3	6,3
			2,5				6,7
			2,6				7,1
	2,8	2,8	2,8			7,1	7,5
			3,0				8,0
							8,5
							9,0
							9,5
				10	10	10	10

Чтобы уменьшить разнообразие назначаемых конструкторами размеров со всеми вытекающими преимуществами (сужением сортамента материалов, номенклатуры мерного режущего и измерительного инструмента, сокращением типоразмеров изделий и запасных частей к ним и т. п.), а также в целях применения научно обоснованных, наиболее рационально построенных рядов чисел, при конструировании следует руководствоваться ГОСТ 6636—69 на нормальные линейные размеры.

Стандарт содержит четыре основных ряда чисел (табл. 3): Ra5, Ra10, Ra20 и Ra40, построенных по геометрической прогрессии со знаменателями, равными $\sqrt[10]{10} \approx 1,6$; $\sqrt[10]{10} \approx 1,25$; $\sqrt[10]{10} \approx 1,12$ и $\sqrt[10]{10} \approx 1,06$. Каждый ряд содержит в каждом десятичном интервале соответственно 5, 10, 20 и 40 различных чисел. Более редкий ряд всегда является предпочтительным по отношению к более частому. Цифры в других десятичных интервалах полу-

чают умножением или делением указанных величин на 10, 100, 1000 и т. д. Стандарт не распространяется на технологические межоперационные размеры и на размеры, связанные расчетными зависимостями с другими принятыми размерами или размерами стандартных комплектующих изделий.

Действительный размер — размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Под *измерением* понимают процесс нахождения значений физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств, а под *погрешностью измерения* — отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины. Погрешность измерения в значительной степени зависит от точности измерительного средства.

Пример. При измерении с погрешностью до 0,1 мм деталей с номинальным размером 60 мм действительные размеры оказались равными 59,9; 60,2; 60; 60,4; 59,8 мм и т. д. При увеличении точности измерения (путем применения измерительных приборов со все более высокой ценой деления) первый из них последовательно оказывался равным 59,95; 59,954; 59,9538 мм и т. д.

При изготовлении деталей даже на настроенных станках (автоматы и полуавтоматы), когда оператор вмешивается в процесс обработки лишь периодически для наладки или смены затупившегося инструмента, в силу разных причин постоянно имеет место рассеяние действительных размеров деталей. Оно является следствием постоянного колебания усилий резания, а значит, и упругих деформаций системы станок — приспособление — инструмент—деталь из-за различий в толщине срезаемого слоя (неточность заготовок), колебаний твердости и структуры обрабатываемого материала, состояния режущего инструмента, состояния оборудования и т. п.

Установлено, что для нормальной работы механизма совсем не обязательно, чтобы действительный размер совпадал с номинальным. Это несовпадение должно быть небольшим в точных соединениях и может быть значительным в более грубых. На этом основании было введено понятие допуска. *Допуск* — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями. Допуск характеризует точность параметра.

Знание только номинального размера и его допуска оставляет задачу о годности детали неопределенной.

Однозначность толкования возникает после установления двух предельных размеров.

Предельные размеры — два предельно допустимых размера (наибольший и наименьший), между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали. Для предельного размера, который соответствует максимальному количеству остающегося на детали материала (верхний предел для вала и нижний для отверстия), предусмотрен термин *проходной предел*; для предельного размера, соответствующего минимуму остающегося материала (нижний предел для вала и верхний для отверстия), — *непроходной предел*.

На чертежах удобнее положение допуска относительно номинального размера указывать не предельными размерами, а предельными отклонениями: верхним (ES для отверстий, es — для валов) и нижним (соответственно EI или ei). *Отклонение* — алгебраическая разность между размером (действительным, предельным и т. д.) и соответствующим номинальным размером.

В зависимости от расположения относительно *нулевой линии* (номинала) отклонения могут быть положительными и отрицательными. Поэтому их всегда указывают со знаком, в отличие от допуска, который может быть только положительным. Следовательно, предельные размеры отверстия (D), вала (d) и допуск (T) находят по формулам:

$$\begin{aligned} D_{\max} &= D + ES, & d_{\max} &= d + es; \\ D_{\min} &= D + EI, & d_{\min} &= d + ei; \\ T_d &= d_{\max} - d_{\min} = es - ei; \\ T_D &= D_{\max} - D_{\min} = ES - EI. \end{aligned} \quad (2)$$

Рассмотренные понятия легко представить графически. Однако изобразить отклонения и допуски в одном масштабе с размерами детали практически невозможно. На рис. 9, а условное изображение вала и отверстия имеет обычный вид, а на рис. 9, б — схематичный. Расположение всего допуска по одну сторону размера не расходится с реальностью (измерение валиков на приборах типа микрометра или просто на измерительной плите с помощью индикатора). *Поле допуска* отличается от допуска тем, что оно определяет не только величину, но и расположение этого допуска относительно номинального размера.

Правила нанесения предельных отклонений размеров установлены ГОСТ 2.307—68. Отклонения, указанные

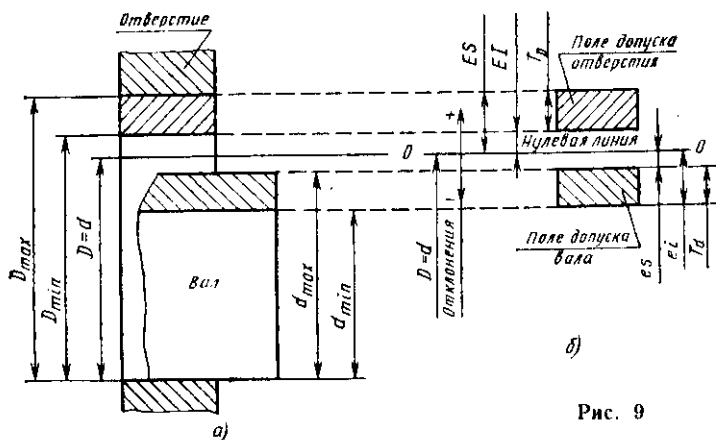


Рис. 9

в числовом выражении, записывают непосредственно после номинального размера в долях миллиметра и обязательно со знаком.

Например: $50 \pm 0,15$ — при симметричном расположении поля допуска отклонения указывают одним числом со знаками $\pm$ шрифтом того же размера. В остальных случаях для отклонений принимают мелкий шрифт:

$50^{+0,1}_0$; $50^{+0,1}_0$; $50^{+0,1}_0$ — верхнее отклонение ставят сверху, а нижнее — внизу, справа от номинального размера;

$50^{+0,3}_0$; $50^{+0,3}_0$ — отклонение, равное нулю, не указывают;

$50^{+0,01}_0$; $50^{+0,01}_0$ — число знаков в отклонениях должно быть наименьшим, но одинаковым.

По формуле (2) в первых трех случаях допуск $T = 0,3$ мм, а в последнем случае $T = 0,03$ и $0,025$ мм.

В машинах и механизмах соединения деталей могут быть подвижными или неподвижными. Характер соединения деталей называют *посадкой*. Номинальный размер посадки — номинальный размер, общий для отверстия и вала, составляющих соединение. Нужный характер соединения достигается за счет относительного смещения их полей допусков.

Подвижные соединения характеризуются наличием зазоров. Зазор S_{min} — положительная разность действительных размеров отверстия и вала. Поскольку детали, поступающие на сборку, изготовлены с отклонениями, то зазор в отдельных соединениях будет получаться разным. Следовательно, годное соединение в предельных случаях может иметь либо наименьший зазор S_{min} , либо наибольший S_{max} .

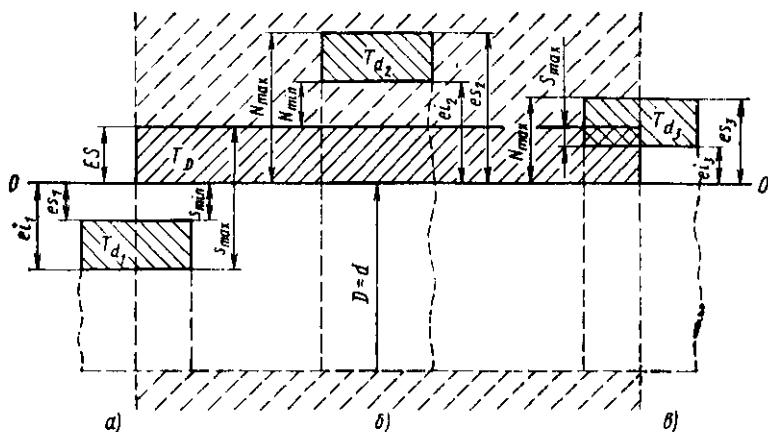


Рис. 10

$$\begin{aligned} S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \\ S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = ES - ei. \end{aligned} \quad (3)$$

Так как зазор является приемлемым в определенном интервале значений, введено понятие допуска зазора T_s . Из рис. 10, а, где для наглядности штриховыми линиями обозначены контуры отверстия и сопрягаемых валов, следует

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d.$$

Неподвижные соединения характеризуются, как правило, наличием натяга. Натяг N — разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. По аналогии с зазорами различают понятие наименьшего натяга, наибольшего натяга и допуска натяга (рис. 10, б):

$$\begin{aligned} N_{\min} &= d_{\min} - D_{\max} = ei - ES; \\ N_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} = es - EI; \\ T_N &= N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d. \end{aligned}$$

Если при определении параметров посадок всегда использовать зависимости (3), то натяг можно считать как бы отрицательным зазором.

Разновидностью неподвижных посадок являются *переходные*, при которых после сборки может получиться либо натяг, либо зазор. Неподвижность таких соединений обеспечивается введением конструктивных элементов (шпонка,

штифт, стопорный болт и т. п.). При переходных посадках поля допусков сопрягаемых деталей перекрываются (рис. 10, в). Переходные посадки характеризуются наибольшим натягом, наибольшим зазором и допуском посадки.

Допуск переходных посадок равен сумме значений предельных параметров (зазора и натяга) или численно подсчитывается как сумма допусков сопрягаемых деталей:

$$T_{S, N} = T_{\text{пос}} = S_{\text{max}} + N_{\text{max}} = T_D + T_d.$$

§ 12. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Система допусков и посадок — совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов [23]. В промышленности разработаны и действуют системы допусков и посадок на различные, преимущественно типовые, виды сопряжений: гладкие, конические, резьбовые, шпоночные, шлицевые, зубчатые передачи и др.

Система упорядочивает и облегчает назначение допусков и посадок в соединениях, ограничивая промышленность минимально необходимыми, но достаточными возможностями выбора точности и характера сопряжений. Входящие в эти системы стандарты обязательны для всего общего и большей части специального машиностроения при всех видах проектирования, включая курсовые и дипломные проекты в учебных заведениях.

Любая система определяется рядом исходных признаков. Наиболее наглядно и полно их можно рассмотреть на примере системы допусков и посадок гладких соединений (ГОСТ 25346—82).

На ранее спроектированные изделия до сих пор действует система стандартов ОСТ, для вновь разрабатываемых изделий ее применение не допускается.

Основание системы. Таблицы допусков и посадок составлены в системе отверстия и в системе вала. Для достижения различного характера сопряжений нецелесообразно одновременно смещать поля допусков обеих деталей. В системе отверстия при данных размерах и точности соединения нужную посадку получают изменением предельных размеров вала (смещением его поля допуска относительно нулевой линии), не меняя при этом исполни-

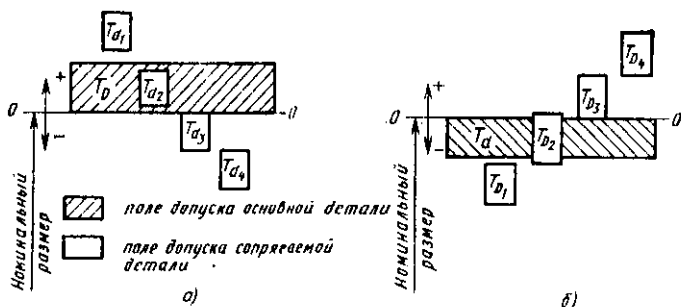


Рис. 11

тельных размеров основной детали — отверстия (рис. 11, а). Термин *отверстие* является собирательным, его применяют для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей; термин *вал* — применяют для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей.

В системе вала основной деталью является вал, нужную посадку получают изменением исполнительных размеров отверстия (рис. 11, б). Назначение одной и той же посадки в системе отверстия или системе вала не меняет посадку (значения зазора или натяга), а приводит лишь к изменению предельных размеров деталей (рис. 12).

Системы отверстия и вала формально равноправны. Однако система отверстия является предпочтительной как более экономичная. Это обусловливается меньшим количеством типоразмеров необходимого инструмента: различные по исполнительным размерам валы в системе отверстия обрабатываются одним и тем же резцом или шлифовальным кругом, тогда как для получения в системе вала разнообразных посадок при определенном

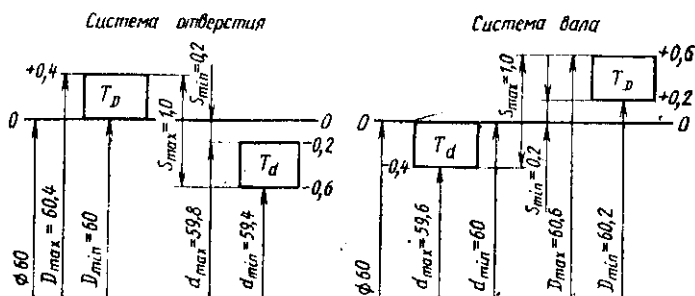


Рис. 12

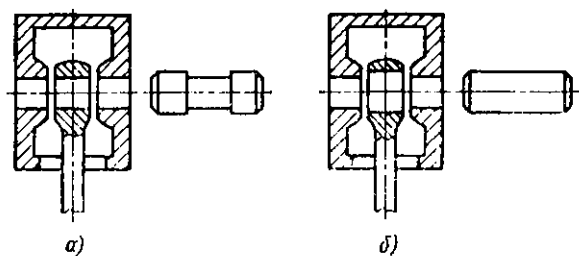


Рис. 13

диаметре сопряжения требуется большое число дорогостоящих зенкеров, разверток или протяжек.

В ряде случаев более дешевым может оказаться выполнение соединения в системе вала. Например, для деталей типа тяг, осей и валиков (особенно в сельскохозяйственном и транспортном машиностроении), точность которых обеспечивается сортаментом холодноотянутой стали. Повышенная стоимость обработки посадочных отверстий может быть компенсирована экономией за счет отсутствия обработки наружных поверхностей длинных тяжелых деталей. Выбор системы вала иногда диктуется требованиями технологичности конструкции (удобством качественной обработки детали и сборки). Классическим примером является сопряжение поршень—поршневой палец—шатун. Для нормальной работы соединение пальца с поршнем должно быть неподвижным, а пальца с шатуном — подвижным. Использование системы отверстия привело бы к неудобствам при обработке ступенчатого пальца и главное — к порче отверстия шатуна при сборке (рис. 13, а). При использовании системы вала эти недостатки отсутствуют (рис. 13, б).

Применение в машине деталей и составных частей, изготавливаемых на специализированных заводах (подшипники качения, шариковые масленки, фиксирующие штифты и т. п.), обязывает конструктора назначать посадку в той системе, по которой она изготовлена.

Система односторонняя предельная. Признак регламентирует расположение поля допуска основной детали: одно отклонение размера всегда равно нулю, а допуск направлен от номинала «в тело». Асимметричное расположение имеет ряд преимуществ перед симметричным. В частности, можно комбинировать точность деталей в соединении, не нарушая при этом характер посадки, прощ

справочные таблицы, облегчается подсчет зазоров и натягов, проходные калибры для основной детали системы могут оставаться неизменными при изменении точности размеров детали и т. п.

Весьма существенным следствием принятого расположения полей допусков основной детали, а также соблюдения аналогичного правила при назначении допусков на подавляющее большинство свободных размеров является снижение массы изделий и экономия металла на заготовках.

Единица допуска — экспериментально установленная зависимость, которая позволяет объективно оценивать точность размеров разной величины и которая необходима для научно обоснованного составления рядов допусков. Оценка относительной точности одинаковых номинальных размеров не вызывает затруднений. Например, ясно, что размер 8 с допуском 0,02 мм вдвое точнее, чем с допуском 0,04 мм. Иначе обстоит дело при разных номинальных размерах, поскольку замечено, что с увеличением размера обрабатываемой поверхности один и тот же допуск выдерживать становится все труднее, т. е. точность таких размеров как бы возрастает. Установлено, что при самых различных видах механической обработки (точение, шлифование, сверление, развертывание и др.) рассеяние действительных размеров в зависимости от номинального размера изменяется по закону параболы.

Единица допуска — множитель в формулах допусков системы, являющийся функцией номинального размера. Единицу допуска для гладких соединений определяют по следующим зависимостям, где D — в мм; i , I — в мкм:

	До 500 мм	Св. 500 мм
СЭВ и ИСО	$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D$	$I = 0,004D + 2,1$
ОСТ	$i = 0,5 \sqrt[3]{D}$	$I = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D$

Разные по величине допуски могут рассматриваться как произведение единицы допуска на коэффициент a , называемый числом единиц допуска:

$$T = ia \text{ или } T = Ia. \quad (4)$$

Следовательно, точность размера тем выше, чем меньшее число единиц i содержит его допуск.

Пример. Рассмотрим табл. 4. Наиболее высокую точность имеет размер 343 мм, а самую низкую — размер 8 мм. Точность размеров 27 и 64 является промежуточной и одинаковой.

Таблица 4

D, мм	i		i ₁ мкм	a
	мкм	мкм		
8	0,02	20	1	20
27	0,024	24	1,5	16
64	0,032	32	2	16
343	0,035	35	3,5	10

Квалитеты (степени точности) — ступени градации значений допусков системы. Для гладких соединений ГОСТ 25346—82 устанавливает 19 квалитетов, которым присвоены номера (в порядке понижения точности) от 01 до 17. Стандартный допуск того или иного квалитета обозначается сочетанием букв *IT* (от англ. *Interneishenl*

tolerance — международный допуск) с номером квалитета, например, *IT01*, *IT5*, *IT14* и т. д. Табличные значения допусков *IT01 ... IT4* включительно подсчитаны по индивидуальным для каждого квалитета зависимостям, а для *IT5 ... IT17* — по зависимости (4) с последовательной подстановкой числа единиц допуска *a* соответствующего квалитета. Стандарт допускает, при необходимости, вводить квалитеты *IT18* и даже *IT19*, принимая в них числа единиц допуска соответственно 2500 и 4000 (продолжая начатый с *IT6* ряд значений по *R5*).

Интервалы размеров. Формально следуя рассмотренному порядку подсчета допусков, следовало бы в справочных таблицах иметь число строк, равное числу охваченных стандартом номинальных размеров. При этом для целых групп размеров допуски окажутся одинаковыми или очень близкими. Поэтому в ГОСТ 25346—82 диапазон размеров до 10 000 мм разбит на 26 интервалов таким образом, чтобы табличный допуск, подсчитанный по среднему размеру интервала (среднегеометрическому $D = \sqrt{D_1 D_2}$), отличался от допусков для крайних размеров интервала D_1 и D_2 не более чем на 5 ... 8 %. Если такое отличие неприемлемо (например, для посадок с натягом), основные интервалы в соответствующем месте стандарта дополнительно подразделяют на так называемые промежуточные интервалы.

Температурный режим. Все отклонения в стандартах на допуски и посадки рассчитаны на условия контроля деталей при нормальной температуре (+20 °C). Для особо точных деталей контроль проводят в специальных помещениях. В остальных случаях следят лишь за тем, чтобы температура детали и измерительного средства в момент проверки была одинаковой.

Основные отклонения. Посадки различного характера в системе отверстия или вала получают изменением рас-

положения поля допуска сопрягаемой детали. Это расположение определяется основным отклонением, за которое из двух предельных принимают ближайшее к нулевой линии. ГОСТ 25346—82 устанавливает для диапазона размеров от 1 до 500 мм 21 основное отклонение, что позволяет в принципе получать 8 различных подвижных и 13 неподвижных соединений в каждом производственном квалитете (на самом деле имеется ограничительный отбор). Основные отклонения обозначают буквами латинского алфавита (заглавными — для отверстий, строчными — для валов). Числовые значения основных отклонений каждого обозначения не зависят от квалитета, но изменяются от интервала к интервалу номинальных размеров. Условные обозначения любых отдельных полей допусков состоят, таким образом, из сочетания буквы (основное отклонение) и номера квалитета (величина допуска), например, *h5*, *H5*, *F7*, *b12*, *G4* и т. п.

В системе ОСТ 13 видов полей допусков для образования различных посадок (6 для подвижных и 7 для неподвижных соединений). Все они имеют собственные названия. Все 13 посадок относятся ко второму классу точности системы отверстия. В остальных был произведен ограничительный отбор.

§ 13. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК СЭВ ДЛЯ РАЗМЕРОВ ДО 10 000 мм И ЕЕ СРАВНЕНИЕ С СИСТЕМАМИ ИСО И ОСТ

Диапазон размеров, охваченный системой СЭВ, существенно расширен по сравнению с рекомендациями ИСО. Размеры 500 ... 3150 мм в ИСО приведены в виде временной рекомендации, тогда как в СЭВ они включены полноправной частью; размеры 3150 ... 10 000 мм в ИСО отсутствуют, а в СЭВ введены на основе многолетней апробации в промышленности отечественного стандарта. В части градаций интервал до 1 мм в ИСО не имеет никаких рекомендаций, тогда как в СЭВ, опять-таки на основе отечественного опыта, имеются рекомендации по назначению полей допусков и посадок различных квалитетов отдельно для интервалов до 0,1; свыше 0,1 до 0,3; свыше 0,3 до 1 мм (исключительно).

Разбивка размеров на интервалы систем ОСТ и СЭВ в диапазоне 1—10 000 мм практически одинакова.

При решении целого ряда задач по определению точности размеров и особенно при решении размерных цепей удобно пользоваться числовыми значениями единиц до-

Таблица 5

D , мм	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
i , мкм	0,6	0,75	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,9	3,2	3,6	4,0
Формула	$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D$												
D , мм	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000	Св. 1000 до 1250	Св. 1250 до 1600	Св. 1600 до 2000	Св. 2000 до 2500	Св. 2500 до 3150					
I , мкм	4,4	5,0	5,6	6,6	7,8	9,2	11	13,5					
Формула	$I = 0,004D - 2,1$												

пуска (табл. 5). Для тех же целей необходимо знать принятое в конкретных квалитетах число единиц допуска (табл. 6). В таблице показано также соответствие классов точности системы ОСТ с квалитетами международной системы. Допуски в квалитетах 6, 11 и 16 представляют ряд чисел, равный значениям единиц допуска, увеличенным соответственно в 10, 100 и 1000 раз.

Пример. Для отверстия $\varnothing 200^{+0,016}_0$, вала $\varnothing 70_{-0,013}^0$ и вала $\varnothing 80_{-0,025}^0$ определить квалитеты.

Определяем, используя зависимость (4), для каждого размера число единиц допуска и по нему (табл. 6) — квалитет: отверстию $a = 46/2,9 \approx 16$ соответствует IT7; валу $\varnothing 70 a = 13/1,9 \approx 7$ — IT5; валу $\varnothing 80 a = 300/1,9 \approx 160$ — IT12.

Стандартные поля допусков для образования посадок получены за счет изменения величины и знака основного отклонения. Для обозначения нулевого основного отклонения у отверстий принята буква H, у валов — h. Основным отклонениям посадок с зазором присвоены буквы a (A) ... g (G), переходных посадок — js (Js) ... n (N), посадок с натягом — p (P) ... z (Z), всего 21 основное отклонение (рис. 14). Сверх того, для ограниченного использования имеется еще шесть промежуточных основных отклонений: в диапазоне до 10 мм отклонения для подвижных соединений cd (CD), ef (EF), jg (FG), в диапазоне

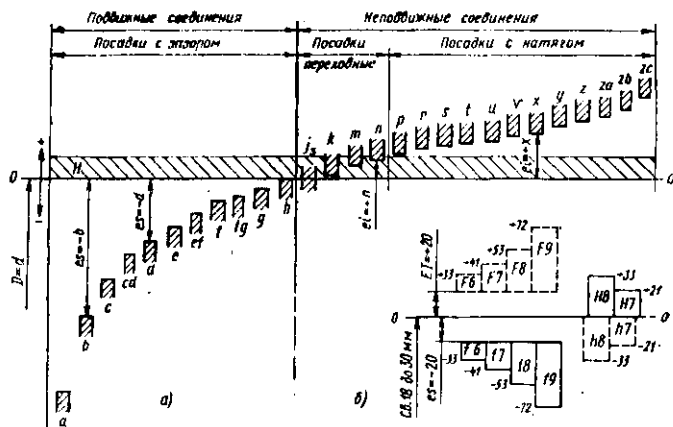


Рис. 14

10 ... 18 мм отклонения для особо тяжелых посадок с натягом za , zb и zc (только в 8-м квалитете).

Стандартными считаются только поля допусков, включенные в соответствующий стандарт. Любые другие поля допусков, полученные из многообразия возможных сочетаний основных отклонений и квалитетов, являются специальными (нестандартными). Закономерность образования посадки определенного вида в системах отверстия и вала при разных квалитетах сопрягаемых деталей проиллюстрирована на примере сочетания основных отклонений H/h и F/f (рис. 14, б).

ГОСТ 25347—82 устанавливает стандартные поля допусков общего применения для размеров 1 ... 500 мм (табл. 7).

Для остальных диапазонов размеров ГОСТ 25347—82 (до 3150 мм) и ГОСТ 25348—82 (свыше 3150 до 10 000 мм) устанавливают только основные поля допусков без выделения предпочтительных и дополнительных.

Из табл. 7 можно сделать несколько выводов. Поля допусков для посадок с зазором рассредоточены по квалитетам $IT4... IT12$, а для получения неподвижных соединений сгруппированы лишь в относительно точных ($IT4... IT8$). Действительно, неподвижные соединения грубых квалитетов были бы неприемлемы, так как значительные колебания получающихся в посадке значений параметров привели бы к чрезмерной неоднородности посадок по зазорам или натягам.

Показатель	Концевые меры, калибры, особо точные детали					Квалитеты,		
						по		
Число единиц допуска a	—	—	—	—	—	—	7	10
Квалитет СЭВ (ИСО)	01	0	1	2	3	4	5	6
Класс точности ОСТ	03	04	05	06	07	08	1/09	2/1

Примечание. В числителе указаны классы точности валов,

Квалитет	Основные										
	a	b	c	d	e	f	g	h	i_s	k	
01								$h01^*$	i_s01^*		
0								$h0^*$	i_s0^*		
1								$h1^*$	i_s1^*		
2								$h2^*$	i_s2^*		
3								$h3^*$	i_s3^*		
4						(+)	$g4$	$h4$	i_s4	$k4$	
5					(+)	(+)	$g5$	$h5$	i_s5	$k5$	
6				(+)	(+)	$f6$	$g6$	$h6$	i_s6	$k6$	
7				(+)	$e7$	$f7$	(+)	$h7$	i_s7	$k7$	
8			$c8$	$d8$	$e8$	$f8$		$h8$	i_s8^*		
9	(+)	(+)	(+)	$d9$	$e9$	$f9$		$h9$	i_s9^*		
10				$d10$				$h10$	i_s10^*		
11	$a11$	$b11$	$c11$	$d11$				$h11$	i_s11^*		
12		$b12$						$h12$	i_s12^*		
13								$h13^*$	i_s13^*		
14								$h14^*$	i_s14^*		
15								$h15^*$	i_s15^*		
16								$h16^*$	i_s16^*		
17								$h17^*$	i_s17^*		

Примечания: 1. Поля допусков в рамках являются предпочтительными для посадок. 3. Знак (+) соответствует полям допусков дополнител

Таблица 6

используемые в машинно- и приборостроении										
сачотные						для свободных размеров				
16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600
7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2a/2	-/2a	a = 30 3	3a	4	a = 200 5	200	7	8	9	10

в знаменателе — отверстий.

Таблица 7

[illegible]

тельными. 2. Поля допусков со звездочкой, как правило, не предназначены для отбора.

Во все 19 квалитетов включены только поля допусков основной детали h и поля j_s с симметричными ($\pm IT/2$) отклонениями, что отмечает индекс s . Большинство из них не предназначено для образования посадок. Аналогичная картина для отверстий в системе вала, где имеются поля H и J_s всех квалитетов: тот же характер распределения посадок с зазором или натягом, но несколько меньшее число отобранных полей в связи с меньшей применимостью системы вала.

Основные правила указания допусков и посадок на чертежах регламентированы ГОСТ 2.307—68. Часть его, относящаяся к написанию числовых отклонений, рассмотрена в начале главы. В числовом выражении поля допусков преимущественно задают на рабочих чертежах деталей, что единственно правильно в случае пользования универсальными измерительными инструментами (в единичном и мелкосерийном производствах, при ремонтных работах), а также удобно при наладке станков в крупносерийном и массовом производствах (например, при смене режущего инструмента) и статистических методах контроля размеров. Условные обозначения на рабочих чертежах деталей можно указывать лишь в случаях использования стандартного мерного режущего инструмента (разверток, протяжек) и соответствующих предельных калибров, которые хранятся в инструментальной кладовой под этим же условным обозначением. Однако наиболее предпочтительной формой указания полей допусков является комбинированное, при котором непосредственно за условным обозначением в скобках приводят числовые значения предельных отклонений.

Пример. Для основной детали системы записи могут иметь вид: $\varnothing 50 H9$, $\varnothing 50^{+0,002}_{-0,002}$, $\varnothing 50 H9^{(+0,002)}_{-0,002}$ — основное отверстие девятого квалитета с номинальным размером 50 мм; $\varnothing 18 h6$, $\varnothing 18_{-0,011}^{0,011}$, $\varnothing 18 h6^{(-0,011)}_{+0,011}$ — основной вал шестого квалитета с номинальным размером 18 мм.

Для сопрягаемой детали (используя сразу комбинированную форму обозначения) получаем

$\varnothing 50 F8^{(+0,004)}_{-0,004}$ и $\varnothing 50 f8^{(-0,004)}_{+0,004}$ — соответственно отверстие в системе вала и вал в системе отверстия с основным отклонением $F = f$ 8-го квалитета с номинальным размером 50 мм.

ГОСТ 2.307—68 не допускает указывать поля допусков одними условными обозначениями, а обязывает применять комбинированные (или числовые) обозначения в следующих случаях:

а) при номинальных размерах, не включенных в ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636—69, например, 41, $5H7^{(+0,025)}$ или $111h9^{(-0,087)}$;

б) при назначении полей допусков, условные обозначения и предельные отклонения которых не предусмотрены ГОСТ 25347—82, например, для пластмассовых деталей введен ряд специальных полей $65k10^{(+0,12)}$, $72AZ11^{(+0,83)}$ и др.; таким же является широко применяемое в прямобочных шлицевых соединениях поле допуска $F10$;

в) при назначении предельных отклонений размеров уступов с несимметричным допуском, например, $20D11^{(+0,195)}$
 $^{(+0,063)}$.

На сборочных чертежах посадки преимущественно обозначают условными обозначениями сочетаемых полей допусков, так как рабочему-сборщику важно сразу получить представление о характере собираемого соединения.

Посадки можно обозначать одним из трех указанных способов:

$$25H7/f6, 25 \frac{H7}{f6} \text{ или } 25H7 - f6.$$

В числителе (или на первом месте) всегда указывают поле допуска отверстия, в знаменателе (на втором месте) — поле допуска вала. В силу традиций и удобства в случаях комбинированных или чисто числовых обозначений, составляющих посадку полей допусков, второй способ считается основным. Первый вариант более удобен для воспроизведения в машинописных и типографских текстах, при ограниченном расстоянии на чертеже между размерными стрелками и т. п. На одном чертеже можно применять разные способы указания предельных отклонений (рис. 15).

При проектировании встречаются случаи, когда приходится назначать так называемые внесистемные посадки, образуемые сочетанием неосновных полей допусков. Например, посадка $50J_6/g5$ образована соединением отверстия из системы вала с валом из системы отверстия. На схеме (рис. 16) поля допусков основных деталей каждой

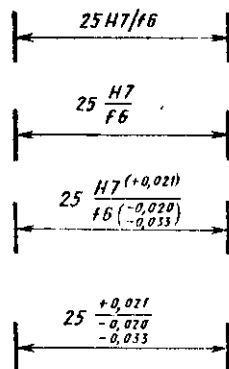


Рис. 15

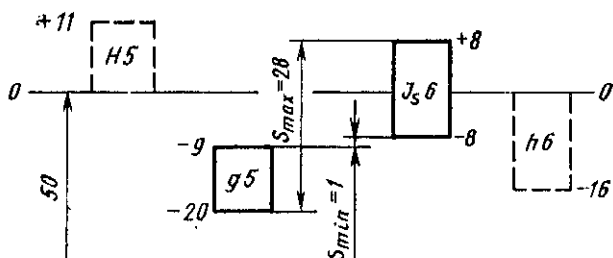


Рис. 16

системы приведены в качестве иллюстрации, поэтому показаны штрихами. Характер посадки остался тем же, но с меньшим зазором, чем в случае 50H6/g5 ($S_{\min} = 9$ мкм, $S_{\max} = 36$ мкм) или даже 50H5/g5 ($S_{\min} = 9$ мкм, $S_{\max} = 31$ мкм).

§ 14. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

Недостаточная стабильность свойств многих пластмасс не позволяет механически распространить на них систему допусков и посадок металлических деталей. ГОСТ 25349—82 распространяется на гладкие сопрягаемые и несопрягаемые элементы деталей из пластмасс с номинальными размерами 1 ... 500 мм. Стандарт базируется на ГОСТ 25346—82 как в части методики подсчета числовых допусков и основных отклонений, так и их обозначений. В качестве исходного условия, кроме температуры 20 °С, для пластмассовых деталей дополнительно оговорена относительная влажность воздуха 65 %.

В стандарте самым точным является 8-й квалитет, самым грубым — дополнительный 18-й квалитет. Поля допусков для образования посадок имеются в квалитетах 8 ... 12.

Основные поля допусков (без указания предпочтительности) приведены в таблицах. В системе отверстия предусмотрено 45 полей допусков валов (из них 31 для посадок), в системе вала — 42 поля допуска отверстия (из них 28 для посадок). Большая часть полей допусков основного отбора заимствована из ГОСТ 25347—82 и значения их отклонений в рассматриваемом стандарте не приведены. Остальные поля допусков образованы на основе ГОСТ 25346—82 и для них нужно пользоваться приведенными в нем таблицами со значениями предельных откло-

нений: например, поля допусков валов $k8 \dots k11$, $x10$, $z10$, $za10$, $zb10$, $zc11$, поля допусков отверстий $N9 \dots N11$, $X10$, $Z10$, $ZA10$, $ZB10$, $ZC11$. В технически обоснованных случаях ГОСТ 25349—82 допускает применять поля допусков по ГОСТ 25347—82, а также дополнительные основные отклонения, установленные в прил. 1: ay (AY), az (AZ) — для особо подвижных соединений, ze (ZE) — для особо неподвижных.

Во втором информационном приложении даны рекомендации по образованию посадок. Охвачены случаи соединения как пластмассовых деталей между собой, так и пластмассовых с металлическими; для последнего варианта рекомендованы поля допусков металлических деталей в квалитетах 7 ... 12. Указано на возможность и даже целесообразность применять внесистемные посадки для достижения особо больших зазоров между пластмассовыми деталями.

Размеры пластмассовых деталей, изготавливаемых литьем под давлением и прессованием, следует контролировать после выдержки не менее 3 ч при использовании 14 ... 17 квалитетов и около 12 ч при 8 ... 10 квалитетах.

При назначении допусков и посадок деталей из пластмасс необходимо учитывать марки пластмасс, назначение деталей машин и механизмов, экономические показатели для достижения квалитетов при разных методах обработки [4, 16, 19].

§ 15. ЗАМЕНЫ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК СИСТЕМЫ ОСТ НА СЭВ

Согласованные между странами — членами СЭВ критерии замен и соответствующие рекомендательные таблицы помещены в утвержденной Госстандартом СССР «Рекомендации по внедрению стандартов СЭВ» [16]. Нельзя отождествлять замену полей допусков и замену посадок. По установленным критериям годности замен отдельные поля допусков могут быть приемлемыми, а образуемая ими посадка иногда может оказаться и неприемлемой из-за неблагоприятного сочетания предельных отклонений заменяющих полей. Поэтому в «Рекомендациях» для каждого из четырех диапазонов размеров имеются отдельные таблицы по замене полей допусков и отдельные таблицы по заменам основных посадок.

Критериями для оценки полноценности замен отдельных полей допусков приняты относительное (в процентах)

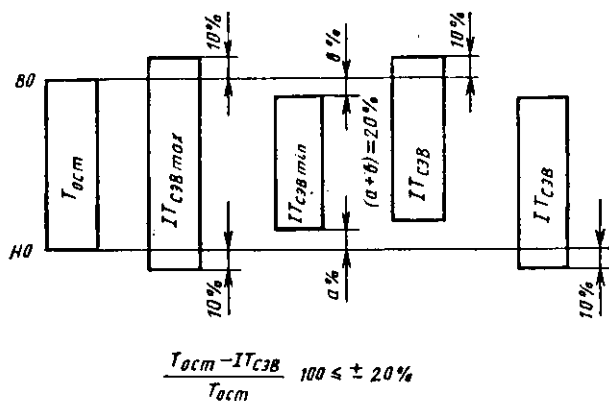


Рис. 17

отличие по величине и расположению заменяющего поля по ЕСКД СЭВ от заменяемого поля системы ОСТ, а для посадок — относительное отличие по величине допуска посадки и сопоставляемых предельных зазоров или натягов.

Поля допусков ЕСДП СЭВ при замене считаются практически равноценными, если они по величине разнятся не более чем на 20 % и при этом выход их предельных отклонений за поле допуска по системе ОСТ не превышает 10 % (рис. 17).

Заменяемость посадок считается хорошей, если в посадке по ЕСДП СЭВ выход сопоставляемых предельных зазоров (натягов) за поле допуска посадки по системе ОСТ не превышает 10 % от последнего; при замене допуск по ЕСДП может быть сокращен по сравнению с допуском по системе ОСТ не более чем на 20 % (рис. 18).

На схемах рис. 17 и 18 приняты условные обозначения: $T_{\text{ост}}$ — поле допуска детали по системе ОСТ, $IT_{\text{СЭВ}}$ — поле допуска детали по системе СЭВ, BO , HO — верхнее и нижнее предельные отклонения поля допуска в системе ОСТ, $T_{\text{пос ОСТ}}$ — поле допуска посадки по системе ОСТ, $IT_{\text{пос СЭВ}}$ — поле допуска посадки по системе СЭВ, S — зазоры соответственно индексации в системе ОСТ или системе СЭВ.

По установленным в ЕСДП СЭВ критериям проверять заменяющие поля допусков и посадки следует только в случаях использования размеров, выходящих за ограничительные диапазоны, указанные в таблицах, а также

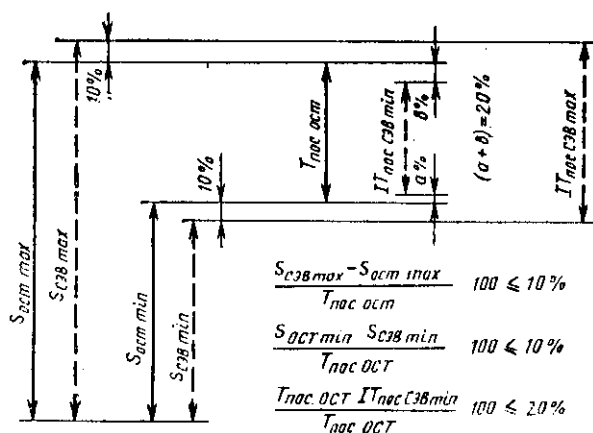


Рис. 18

в случаях, когда указано несколько заменяющих полей или посадок, и в случаях замены комбинированных посадок ОСТ.

В целях создания при заменах посадок дополнительного запаса точности в подвижных соединениях следует

Таблица 8

ОСТ	Наименование	Тепловая ходовая	Широкоходовая	Легкоходовая	Ходовая	Движения	Скользящая или поля основных деталей
	Условное обозначение	$T X$ (вал)	$Ш$	$Л$	X	$Д$	$B; A$
СЭВ	Основное отклонение	e	$d; D$	$e; E$	$f; F$	$g; G$	$h; H$

ОСТ	Наименование	Плотная	Напряженная	Тугая	Глухая	Легкопресовая	Прессовая	Горячая
	Условное обозначение	$П$	$Н$	$Т$	$Г$	$ПД$ (вал)	$Пр$	$Гр$
СЭВ	Основное отклонение	$i_s; J_s$	$k; K$	$m; M$	$n; N$	p	$r; R$ или $s; S$	$u; U$ или $t; T$

стремиться получать $S_{\text{сэв min}} \approx S_{\text{ост min}}$ при $S_{\text{сэв max}} < S_{\text{ост max}}$, а в неподвижных, наоборот, стремиться получать $N_{\text{сэв max}} \approx N_{\text{ост max}}$ при $N_{\text{сэв min}} > N_{\text{ост min}}$ (при условии обеспечения приемлемой экономичности изготовления деталей).

Общее представление о характере замен можно получить из табл. 8.

§ 16. ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ВИДОВ СТАНДАРТНЫХ ПОСАДОК

Посадки с зазором правильнее характеризовать по средневероятному зазору, за который в подвижных соединениях принимают зазор, получающийся при средних значениях исполнительных размеров вала и отверстия. Зазор должен быть достаточным для размещения смазочного материала, компенсации ошибок монтажа, температурных и упругих деформаций. Ниже указаны примерные области применения стандартных посадок с зазором.

Посадки H/h установлены в квалитетах 4 ... 12. Их применяют преимущественно для соединений с точным центрированием деталей, когда относительное перемещение этих деталей служит для установки, переключений, регулирования, наладки изделия и его составных частей (пиноль в корпусе задней бабки, быстросменные кондукторные втулки, муфты переключения на направляющей шпонке и др.).

Эти посадки с дополнительным креплением иногда используют для неподвижных соединений при необходимости их особо частой разборки (сменные детали) или при «грубых» квалитетах, начиная с 8-го, вместо переходных посадок (центрирующие буртики фланцев и корпусов, крышки сальников, звездочки тяговых цепей на валах и др.). В отдельных случаях эти посадки назначают для соединений, в которых движение совершается хотя и непрерывно, но с низкой скоростью или небольшой амплитудой (подшипники скольжения ходовых винтов станков, соединение шатуна с поршневым пальцем и т. п.).

Посадки H/g , G/h установлены только для относительно точных деталей (валы квалитетов 4 ... 6, отверстия 5 ... 7). Они имеют минимальные гарантированные зазоры и применяются в основном для обеспечения точного и плавного возвратно-поступательного движения (толкатели клапанов и стержни самих клапанов в соответству-

ющих втулках, ползуны направляющих долбежных станков, шпиндели делительных головок и др.).

Посадки H/f , F/h установлены в наиболее часто применяемых квалитетах 6 ... 9, обеспечивают умеренные гарантированные зазоры, достаточные для свободного вращения в подшипниках скольжения при легких и средних режимах работы (подшипники валов в коробках передач различных станков, электромашин, центробежных насосов, свободно вращающихся на валах зубчатых колес и шкивов, и др.). Эти посадки в квалитетах 8—9 применяют в аналогичных случаях, но в изделиях тяжелого машиностроения, при валах с несколькими опорами, а также для поршней некоторых насосов, различных штоков в сальниках и т. д.

Посадки H/e , E/h , H/d , D/h предусмотрены в квалитетах нормальной и пониженной точности. Они характеризуются увеличенными гарантированными зазорами и применяются при напряженных режимах работы, длинных соединениях $l \geq 1,5D$, а также землеройных, строительных, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах, где подвижность соединений должна надежно сохраняться при загрязнении.

Посадки H/a , H/b , H/c , A/h , B/h , C/h предусмотрены в квалитетах 11—12. Они характеризуются большими гарантированными зазорами и предназначены для соединений деталей двигателей внутреннего сгорания, компрессоров, турбин и других тепловых машин, в которых рабочая температура резко отличается от окружающей или тепловые деформации сопряженных деталей значительно различаются в силу разных свойств их материалов либо из-за разности рабочих температур (например, из-за водяных рубашек вокруг цилиндра). Их применяют также в конструкциях низкой точности, где большие зазоры необходимы для компенсации отклонений расположения поверхностей сопрягаемых деталей или использования в соединениях необработанных холоднотянутых материалов.

Переходные посадки предназначены преимущественно для неподвижных соединений, подвергающихся разборке при осмотрах механизма, его регулировании, промывке или ремонте. Для обеспечения неподвижности используют дополнительные детали (шпонки, штифты, стопорные болты и др.). Для нормальной работы соединений допустимы только незначительные колебания пара-

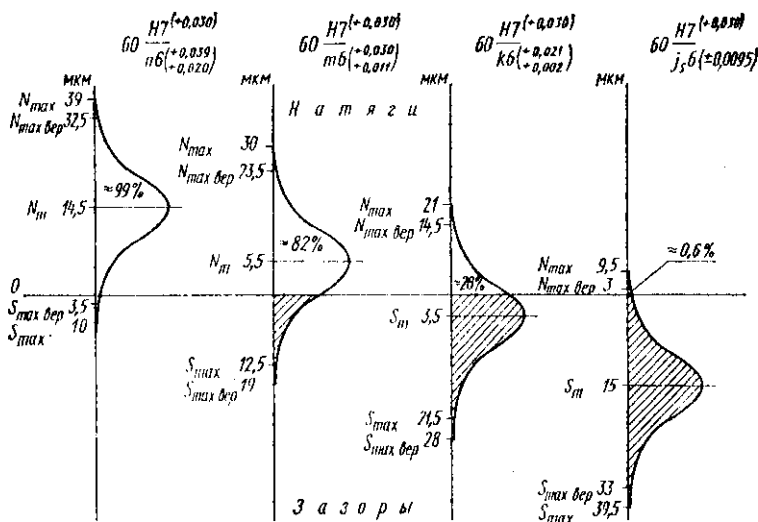


Рис. 19

метров, потому эти посадки установлены лишь в точных качествах. При переходных посадках в соединении возможен либо некоторый натяг, либо небольшой зазор (рис. 19). При большом числе сборок рассеяние параметров с достаточной степенью приближения подчиняется закону нормального распределения. Площади под кривыми распределения, оказавшиеся в зоне натягов либо в зоне зазоров, соответствуют вероятности получения при сборке соединений соответственно с натягами или зазорами. Кроме того, на рис. 19 указаны значения средневероятных параметров N_m , S_r .

Посадки H/n , N/h — преимущественно с натягом. Их применяют для соединений, которые или совсем не разбирают, или разбирают только при капитальном ремонте. Они пригодны в соединениях при передаче больших усилий, при вибрационных и ударных нагрузках, а также в случае тонкостенных деталей, не позволяющих применять дополнительное крепление (постоянные кондукторные втулки и установочные штыри в приспособлениях, втулки подшипников скольжения и др.). Эти посадки обеспечивают высокую степень соосности.

Посадки H/m , M/h характеризуются средневероятными натягами. Для сборки и разборки соединений с такими посадками необходимы значительные усилия. Эти

посадки применяют для разборных соединений, несущих большие статические или небольшие динамические нагрузки.

Посадки H/k , K/h обеспечивают в среднем нулевые значения характеристик, а следовательно, при хорошем центрировании достаточную легкую сборку и разборку соединения. Эти посадки часто применяют для зубчатых колес, шкивов, муфт, рычагов.

Посадки H/j_s , J_s/h преимущественно с зазором. Их применяют, когда сборка (разборка) деталей производится в труднодоступных местах изделия или при относительно большой длине сопряжения, а также для соединений, требующих особо частой сборки-разборки, например, для сменных деталей. При отсутствии смещающих сил и ударов эти посадки обеспечивают достаточно высокую степень центрирования.

Посадки с натягом предназначены для получения неразъемных соединений с высокой степенью центрирования, в которых относительная неподвижность деталей при работе механизма обеспечивается только за счет сил трения, возникающих на контактных поверхностях под действием упругих деформаций, создаваемых натягом. Посадки с натягом удобнее характеризовать группами в зависимости от среднего относительного натяга. Под относительным натягом (зазором) понимают величину натяга (зазора), приходящуюся на каждый миллиметр номинального размера соединения, $N_{\text{отн}} = N/D$; $S_{\text{отн}} = S/D$.

Средние относительные натяги подсчитывают как частное от деления значения средневероятного натяга той или иной посадки в данном интервале размеров на среднее значение размера того же интервала (табл. 9). Для размеров 18...180 мм $N_{\text{м.отн}}$ возрастает с увеличением значения основного отклонения (т. е. при переходе от p к r и вплоть до z), а в пределах каждого наименования основных отклонений убывает по мере возрастания размеров.

Посадки при $N_{\text{м.отн}} > 1,5$ применяют при напряженных режимах работы, когда на соединение действуют большие, в том числе динамические, нагрузки (вагонные колеса на осях, бронзовые венцы со стальными ступицами червячных колес, составные коленчатые валы и т. п.).

Сборка деталей, как правило, осуществляется тепловым методом (штулку нагревают, вал охлаждают). Если

Таблица 9

Интервал размеров, мм	D_m , мм	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{u7}$	$\frac{H6}{u7}$	$\frac{H7}{i6}$	$\frac{H6}{i6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H6}{s6}$	$\frac{H5}{s5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H5}{s6}$	$\frac{H6}{s7}$	$\frac{H5}{r5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H5}{p5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H7}{p6}$
Св. 18 до 30	24	3,7	2,7	2,0	2,0	1,8	1,7	1,5	1,4	1,4	1,4	1,4	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,8
Св. 30 до 50	40	3,4	2,4	1,8	1,8	1,6	1,4	1,3	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,6
Св. 50 до 80	65	3,2	2,2	1,6	1,6	1,4	1,2	1,1	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4
Св. 80 до 120	100	3,1	2,0	1,4	1,4	1,3	1,0	1,0	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3
Св. 120 до 180	150	2,8	1,9	1,3	1,3	1,2	0,9	0,9	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,2	0,2

при нагреве получается окалина, то соединение является абсолютно неразъемным. Из рассматриваемых посадок получили наибольшее применение $H7/u7$ и в особенности $H8/u8$.

Посадки при $1,5 \geq N_{\text{отн}} > 0,8$ применяются при умеренных относительно спокойных нагрузках (втулки подшипников скольжения в отверстиях зубчатых колес, шкивов, различных рычагов, головках шатунов, поршневых насосах и др.). В некоторых случаях их используют с дополнительным креплением для соединений, воспринимающих тяжелые нагрузки, когда другие посадки не допустимы по условиям прочности деталей. Эти посадки предусмотрены для деталей высокой точности (валы квалитетов 5 ... 7, отверстия—6 ... 7), предпочтительными из них являются $H7/r6$ и $H7/s6$.

При крайней необходимости (аварийные поломки) соединения можно распрессовать и вновь запрессовать, но одну из деталей (обычно вал) изготовляют вновь.

Посадки при $N_{\text{отн}} \leq 0,8$ характеризуются минимальными гарантированными натягами и установлены в наиболее

точных качествах. Их применяют, когда крутящие моменты или осевые усилия велики, преимущественно при статических нагрузках (опорные штыри, установочные пальцы в приспособлениях, втулки, кольца, клапанные седла в корпусах и т. п.). Предпочтительными являются посадки $H7/p6$, $P7/h6$. Они обеспечивают высокую степень центрирования деталей. В ответственных случаях используют дополнительное крепление (штифты, шпонки и др.). При особой необходимости такие соединения можно разобрать и вновь запрессовать те же детали.

§ 17. НАЗНАЧЕНИЕ И РАСЧЕТ ПОСАДОК

Выбор посадок или, точнее, предельных значений параметров (зазоров, натягов), необходимых для качественного выполнения соединением своего функционального назначения, производят одним из двух способов: методом прецедентов или аналогов (на основании опыта эксплуатации однотипных машин, рекомендаций отраслевых технических документов, литературных источников) либо на основании расчетов. В любом случае новые опытные образцы изделий перед запуском в серийное производство проходят целый ряд стендовых и (или) натурных испытаний, по результатам которых отдельные посадки могут быть подкорректированы.

Посадки с зазором рассчитывают главным образом при вращательном движении в наиболее ответственных подшипниках скольжения двигателей, станков, транспортных машин, турбин, компрессоров и т. п., но могут быть рассчитаны и при возвратно-поступательном движении (поршень-цилиндр, плунжерные пары). Существующие варианты расчета подшипников скольжения основаны на использовании гидродинамической теории смазки и изложены в работах [4, 6, 23, 24]. Не дублируя указанные выше материалы, раскроем сущность таких расчетов.

Подшипники скольжения из обычных машиностроительных материалов обладают высокой долговечностью и малыми потерями на трение только при работе в условиях жидкостной смазки, когда поверхности перемещающихся деталей разделяет сплошной слой масла. В состоянии покоя вал в подшипнике лежит на нижней образующей втулки (штриховая линия на рис. 20, а), практически полностью вытесняя масло в зоне максимального

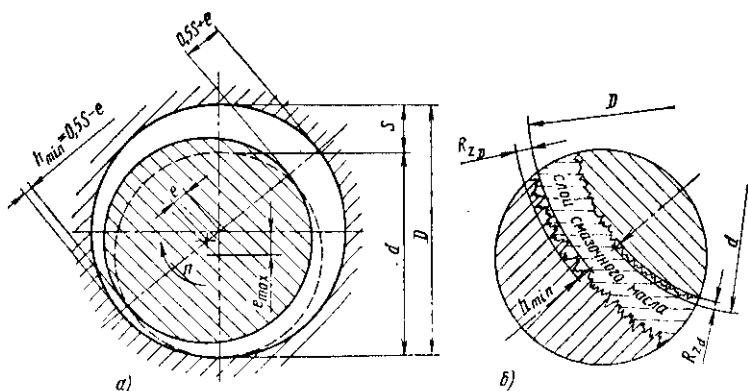


Рис. 20

сближения поверхностей; соединение имеет максимальный эксцентриситет $e_{\max}$ и односторонне расположенный сверху диаметральный зазор.

При вращении вала в подшипнике масло вследствие вязкости получает некоторую скорость и магнетается в суживающуюся клиновую полость. Возникает гидродинамическое давление, вал несколько приподнимается и смещается в сторону вращения. При установившемся режиме в соединении с зазором, заполненным вязкой жидкостью, будет продолжаться насосное действие масляного клина, и вал будет «плавать» в смазочном материале. Данное условие в каждом конкретном случае (размеры и материалы сопрягаемых деталей, действующие усилия, скорости, температура, марка смазочного материала, режим работы и др.) может соблюдаться лишь в определенном интервале зазоров.

Диаметральный зазор в работающем подшипнике делится на две неравные части, меньшая определяет толщину масляного слоя в наиболее тонком месте. Зависимость толщины масляного слоя от зазора (рис. 21) показывает, что в каждом соединении имеется оптимальное значение зазора $S_{\text{опт}}$, при котором толщина слоя наибольшая (наименьшие потери на трение и наибольшая надежность работы), а значения функциональных зазоров $S_{\text{мин } F}$ и $S_{\text{макс } F}$ в соединении при $h_{\text{мин}}$ еще обеспечивают жидкостную смазку.

Положение вала во втулке при установившемся режиме работы определяется абсолютным e и относительным

$\chi = e/0,5S$ эксцентриситетами:
 $h_{\min} = 0,5S - e = 0,5S(1 - \chi)$.

Чтобы слой смазочного материала не имел разрывов, необходимо (см. рис. 20, б), чтобы микронеровности втулки и вала не зацеплялись и компенсировались прочие влияющие факторы, т. е. $h_{\min} \geq Rz_D + Rz_{\text{ш}} + \Delta_{\text{доп}}$, где $\Delta_{\text{доп}}$ — дополнительная величина, учитывающая отрицательное влияние на стабильность масляного слоя отклонений формы и расположения шейки вала и втулки, возможного изгиба вала и упругих деформаций других деталей подшипникового узла, отклонений рабочей температуры от исходной расчетной и др.

Рассмотрим принципиальный ход расчета по одному из вариантов. Необходимые справочные данные приведены в работе [6]. Оптимальный зазор определяется зависимостью

$$S_{\text{опт}} = \psi_{\text{опт}} d.$$

Относительный оптимальный зазор находят по соотношению

$$\psi_{\text{опт}} = 0,293 K_{\text{фе}} \sqrt{\mu n/p},$$

где $K_{\text{фе}}$ — коэффициент, учитывающий угол охвата шейки и отношение d/l (при половинном подшипнике, при $\varphi = 180^\circ$ и $d/l = 1$ имеем $K_{\text{фе}} = 1$); μ — динамическая вязкость масла при 50°C , Па·с; n — частота вращения, мин; $p = R/dl$ — среднее давление на опору, Па; R — радиальная нагрузка на подшипник, Н; d и l — диаметр и длина подшипника, м.

Посадку следует выбирать из таблиц с учетом рабочей температуры подшипника $t_{\text{ш}}$ по среднему зазору $S_m = S_{\text{опт}} - (\alpha_D - \alpha_{\text{ш}})(t_{\text{ш}} - 20)d$, где α_D и $\alpha_{\text{ш}}$ — коэффициенты линейного расширения материалов втулки и вала. При этом средний табличный зазор (взятый из стандарта) должен быть по возможности равен среднему расчетному S_m , а коэффициент относительной точности максимален: $\eta = S_m/T_s > 1$, где T_s — допуск посадки. Не следует выбирать посадки с $\eta < 1$ (т. е. в грубых квалитетах), поскольку это ведет к значительному уменьшению толщины масляного слоя, снижению эксцентриситета и потере устойчивости при работе.

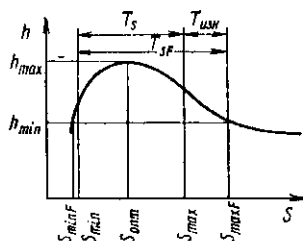


Рис. 21

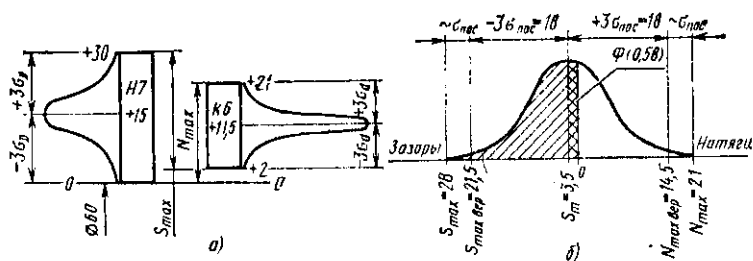


Рис. 22

В работах [23, 24] приведены формулы для подсчета наименьшего и наибольшего функциональных зазоров $S_{min F}$ и $S_{max F}$, с которыми сверяют пригодность зазоров, получающихся при выбранной посадке.

Существенно, чтобы при любом способе расчета в подшипнике предусматривался запас на износ $T_{изп}$ (см. рис. 21), наличие которого определяется коэффициентом запаса точности $K_T = T_{SF}/T_S > 1$. Например, $T_S = 80$ мкм и $T_{SF} = 115$ мкм, тогда $T_{изп} = 115 - 80 = 35$ мкм и $K_T = 115/80 \approx 1,4$.

Практически из допуска посадки необходимо выделять некоторую часть на компенсацию ошибок монтажа $T_{монт}$. Поэтому окончательно на допуски для изготовления вала и втулки остается $T_{изг} = T_S - T_{монт} = IT_D + IT_d$.

Расчет переходных посадок сводится к определению значения средневероятного параметра (натяга, зазора) и ожидаемого процента получения соединений с натягами или зазорами при заданных условиях. Он справедлив в условиях массового производства. В основу расчета положен ряд допущений: рассеяние действительных размеров деталей подчиняется закону нормального распределения (закону Гаусса); теоретическое рассеяние 6σ равно допуску детали, а центр рассеяния совпадает с серединой поля допуска. На практике центры рассеяния действительных размеров нередко смещены в сторону проходного предела, вследствие чего фактически процент соединений с зазорами получается несколько меньше, а степень обеспечиваемой соосности выше расчетной.

Из теории вероятностей известно, что если простые события (действительные размеры детали) подчиняются закону нормального распределения, то и получающиеся в результате их произвольных сочетаний сложные события (посадки с вполне определенными значениями натяга

или зазора) также подчиняются этому закону. Центр распределения сложного события находят путем алгебраического суммирования соответствующих центров простых событий (отклонений середин полей допусков деталей), а величину рассеяния определяют путем квадратичного суммирования средних квадратических отклонений простых событий.

Рассмотрим расчет на примере посадки 60H7/k6. Центр рассеяния суммарной совокупности (зазоров или натягов) находим из схемы посадки (рис. 22, а) по значениям средних отклонений деталей. Им оказывается зазор $S_m = 15 - 11,5 = 3,5$ мкм.

Среднее квадратическое отклонение суммарной совокупности

$$\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2}.$$

На основании допущений имеем $\sigma_D = IT/6 = 30/6 = 5$ мкм, $\sigma_d = IT/6 = 19/6 \approx 3,2$ мкм. Тогда $\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{35,2} \approx 6$ мкм. Отложив по оси абсцисс от центра рассеяния кривой значения $\sigma_{\text{пос}} = \pm 18$ мкм и одновременно отметив на расстоянии 3,5 мкм нулевую точку, получаем $S_{\text{max пер}} = 18 + 3,5 = 21,5$ мкм, $N_{\text{max пер}} = 18 - 3,5 = 14,5$ мкм. При этом предельные параметры, подсчитанные по предельным отклонениям размеров деталей, составляют $S_{\text{max}} = 28$ мкм, $N_{\text{max}} = 21$ мкм.

Вероятность получения при любой очередной сборке значения параметра в границах от $S_{\text{max пер}}$ до $N_{\text{max пер}}$ равна 99,73 % ≈ 100 %. Вероятность получения натягов численно равна незаштрихованной площади под кривой (см. рис. 22, б). Если всю площадь в границах $\pm 3\sigma_{\text{пос}}$ принять за единицу (или 100 %), то незаштрихованная часть $Q = 0,5 - \Phi(z)$. Площадь $\Phi(z)$ легко найти из таблицы значений функции Лапласа (см. приложение) по $z = x/\sigma_{\text{пос}} = 3,5/6 \approx 0,58$, где x — координата границы искомого участка от центра рассеяния.

Табличное значение $\Phi(0,58) = 0,2190$; вероятность получения натягов составит $(0,5 - 0,219) = 0,281 \approx 28$ %; вероятность получения зазоров — $(0,5 + 0,219) = 0,719 \approx 72$ % (см. рис. 19).

Сравнив значения предельных и вероятных параметров, можно сделать существенное заключение, справедливое для всех видов посадок: предельные зазоры и натяги, подсчитанные по предельным отклонениям, маловероятны. Реально параметры в соединениях получаются

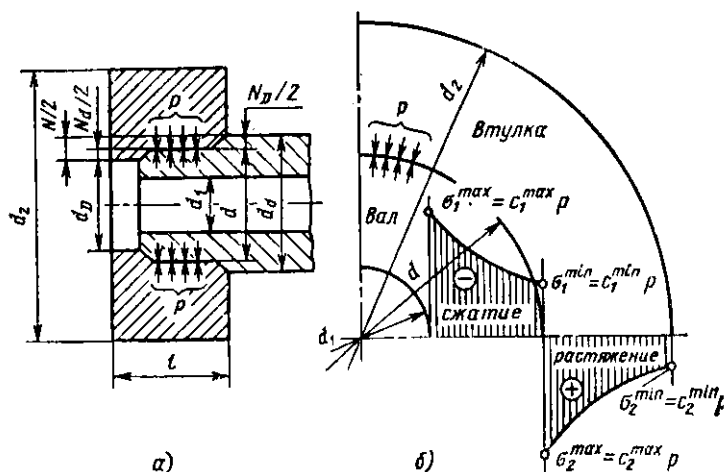


Рис. 23

с более жестким допуском посадки, уменьшенным против предельного примерно на $2\sigma_{\text{пос}}$.

Посадки с натягом. В связи с многочисленностью факторов, обуславливающих прочность прессового соединения (материал, размеры и конфигурация деталей и др.), параметры посадок с гарантированным натягом обязательно рассчитывают.

Основная задача расчета — определить минимально необходимый натяг $N_{\text{мин}}$, обеспечивающий прочность соединения в условиях максимально возможного нагружения, и максимально допустимый натяг $N_{\text{мах}}$, определяемый прочностью деталей (втулка или ступица может лопнуть, тонкостенный вал — смяться). Возможны и другие задачи: определение наибольшей нагрузки, допустимой для той или иной стандартной посадки; вычисление напряжений и деформаций в деталях заданного прессового соединения; нахождение усилия запрессовки при силовом способе сборки или температурного перепада при тепловом способе сборки; определение усилия распрессовки.

Полный натяг в соединении (рис. 23, а) — сумма упругих деформаций вала N_d и втулки N_p . Известные соотношения из сопротивления материалов по определению напряжений и упругих перемещений в толстостенных полых цилиндрах позволяют после несложных преобразований получить следующие зависимости. Для опре-

Таблица 10

Отноше- ние диа- метров d_1/d или d/d_2 (см. рис. 23)	Вал		Втулка
	Внутренняя поверхность $C_1^{\max} = \frac{2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}$	Наружная поверхность $C_1^{\min} = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}$	Внутренняя поверхность $C_2^{\max} = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}$
0,0 ($d_1 = 0$)	2,00	1,00	—
0,05	2,005	1,005	1,005
0,1	2,02	1,02	1,02
0,15	2,05	1,05	1,05
0,2	2,08	1,08	1,08
0,25	2,13	1,13	1,13
0,3	2,20	1,20	1,20
0,35	2,28	1,28	1,28
0,4	2,38	1,38	1,38
0,45	2,51	1,51	1,51
0,5	2,67	1,67	1,67
0,55	2,87	1,87	1,87
0,6	3,13	2,13	2,13
0,65	3,46	2,46	2,46
0,7	3,92	2,92	2,92
0,75	4,57	3,57	3,57
0,8	5,56	4,55	4,55
0,85	7,21	6,21	6,21
0,9	10,52	9,53	9,53

деления наименьшего и наибольшего натягов, мкм:

$$N_{\min (\max)} = p_{\min (\max)} d \left(\frac{C_1^{\min} - \mu_1}{E_1} + \frac{C_2^{\max} + \mu_2}{E_2} \right) 10^6,$$

где $p_{\min (\max)}$ — минимально необходимое (максимально допустимое) давление на контактирующих поверхностях вала и втулки, МПа; d — номинальный диаметр соединения, м; $C_1^{\min}$, $C_2^{\max}$ — коэффициенты пропорциональности между величиной нормальных окружных напряжений на поверхностях соприкосновения и давлением соответственно для вала и втулки (табл. 10); μ_1 , μ_2 — коэффициенты Пуассона для материала вала и втулки (для стали $\mu \approx 0,3$, для чугуна $\mu \approx 0,25$); E_1 , E_2 — модули продольной упругости для материалов вала и втулки, МПа.

При одинаковых материалах обеих деталей формула упрощается:

$$P_{\min (\max)} = \frac{p_{\min (\max)} d}{E} (C_1^{\min} + C_2^{\max}) 10^9. \quad (5)$$

Наименьшее давление (Па) определяют из условия отсутствия относительного смещения деталей соединения даже в случае действия в механизме наибольшего (расчетного) осевого усилия $P_{\max}$ (Н) или крутящего момента $M_{\text{кр max}}$ (Н·м). Для этого должны удовлетворяться неравенства:

$$P_{\text{тр min}} = \pi d l p_{\min} f \geq P_{\max};$$

$$p_{\min} \geq P_{\max} / (\pi d l f), \quad (6)$$

или

$$M_{\text{тр min}} = P_{\text{тр min}} d / 2 \geq M_{\text{кр max}};$$

$$p_{\min} \geq 2 M_{\text{кр max}} / (\pi d^2 l f), \quad (7)$$

где $P_{\text{тр min}}$, $M_{\text{тр min}}$ — наименьшая сила трения и наименьший момент трения на поверхности сопряжения; l — длина прессового соединения, м; f — комплексный коэффициент трения сцепления (приблизительно для деталей из стали и чугуна он равен 0,08 в случае силовой сборки и 0,14 при тепловой сборке соединения).

При одновременном нагружении соединения крутящим моментом и сдвигающей силой расчет надо вести по равнодействующей

$$T_{\max} = \sqrt{(2 M_{\text{кр max}} / d)^2 + P_{\max}^2},$$

которую подставляют в формулу (6) вместо $P_{\max}$.

Наибольшее допустимое давление определяют из условия, что возникающие в поверхностных слоях сопряженных деталей напряжения не превышают предела текучести материалов σ_T . Для материалов, не имеющих четко выраженного предела текучести, расчет ведут по пределу прочности при растяжении σ_H .

Опасными могут оказаться нормальные окружные напряжения на внутренней поверхности полого вала $\sigma_1^{\max}$ или на внутренней поверхности втулки $\sigma_2^{\max}$ (рис. 23, б); для вала

$$p_{\max} \leq (\sigma_T)_1 / C_1^{\max};$$

для втулки

$$p_{\max} \leq (\sigma_T)_2 / C_2^{\max}. \quad (8)$$

Из двух величин лимитирует меньшая. При сплошном вале расчет ведут только по втулке.

При силовом способе сборки соединения расчетные значения натягов необходимо корректировать в сторону увеличения из-за частичного снятия шероховатости на контактных поверхностях. На основании экспериментальных данных значение снятия на каждой поверхности можно принять равным $0,6Rz$. Корректировать следует не только наименьший, но и наибольший натяг, чтобы не завысить полученную при расчете точность соединения. В результате натяг для подбора по таблицам ГОСТ 25347—82 составит

$$N_{\min \text{ табл}} = N_{\min} \pm 1,2 (Rz_D \pm Rz_d); \quad N_{\max \text{ табл}} = N_{\max} \pm 1,2 (Rz_D \pm Rz_d), \quad (9)$$

при отсутствии на чертеже значения Rz пересчет с Ra на Rz осуществляют по формуле (1).

Очевидно, явление снятия неровностей особенно сильно искажает натяги при относительно небольших диаметрах, когда допуски малы. Это следует учитывать при конструировании, назначая меньшую, чем обычно, шероховатость поверхности [24].

Если детали соединения с натягом выполнены из материалов с разными коэффициентами линейного расширения и рабочая температура указанного соединения заметно отличается от нормальной, то во время работы механизма или машины в соединении будет происходить изменение натяга. В процессе работы уменьшение натяга возможно также у быстровращающихся деталей большого диаметра (например, диски на валах паровых и газовых турбин) вследствие действия центробежных сил. Следовательно, в указанных случаях независимо от метода выполнения соединения рассчитанные натяги следует корректировать [23].

Пример. Рассчитать натяги для соединения, которое должно передавать наибольший крутящий момент $M_{кр} = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Размеры соединения, мм: $d = 20$, $d_1 = 0$ (вал сплошной), $d_2 = 65$, $l = 50$. Вал и втулка стальные: $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$, $\mu = 0,3$. Шероховатость вала $Rz = 2 \text{ мкм}$, отверстия $Rz_D = 4 \text{ мкм}$. Сборка силовым методом, $f = 0,08$.

По табл. 10 при $d_1 = 0$ имеем $C_1^{\min} = 1$, для $d/d_2 = 20/65 \approx 0,3$ находим $C_2^{\max} = 1,2$. По формуле (7) получаем

$$p_{\min} = 2 \cdot 400 / (3,14 (2 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 5 \cdot 10^{-2} \cdot 8 \cdot 10^{-2}) \approx 160 \cdot 10^6 \text{ Па} = 160 \text{ МПа}.$$

Наименьший необходимый натяг находим по формуле (5):

$$N_{\min} = \frac{160 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^5} (1 \pm 1,2) 10^6 \approx 35 \text{ мкм}.$$

При сплошном вале для втулки по формуле (8) вычисляем

$$p_{\max} \leq 360/1,2 = 300 \text{ МПа.}$$

Наибольший допустимый натяг

$$N_{\max} = N_{\min} p_{\max} / p_{\min} = 25 \cdot 300 / 160 = 66 \text{ мкм.}$$

Учет смятие неровностей на поверхностях по формулам (9):

$$N_{\min \text{ табл}} = 35 + 1,2 (4 + 2) \approx 42 \text{ мкм;}$$

$$N_{\max \text{ табл}} = 66 + 1,2 (4 + 2) \approx 73 \text{ мкм.}$$

После подбора конкретной посадки, методика которого изложена в § 18, возникает необходимость в дополнительных расчетах. При силовой сборке соединения для подбора пресса необходимо знать максимально возможное усилие запрессовки

$$P_{\text{запр max}} = \pi d l p_{\max} f. \quad (10)$$

При сборке на гидравлическом прессе ответственных соединений следует с помощью самописца снимать кривую роста усилий запрессовки во времени. Для этого на ленте самописца наносят границы наибольшего возможного и наименьшего усилий [последнее определяют по зависимости (10) при подстановке последовательно давлений $p_{\min}$ и $p_{\max}$]. Такие кривые позволяют быстро и надежно контролировать качество каждого соединения и могут быть сохранены в качестве документа. На рис. 24 кривые 2, 3 соответствуют годным соединениям, 1 — ослабленному, 4 — соединению с опасными напряжениями.

Соединения с натягом, полученные тепловым способом сборки, при прочих равных условиях прочнее соединений, полученных при силовой сборке. Тепловой способ применяют также для соединения деталей больших диаметров и малой длины, когда под прессом могут получиться перекосы. Температура нагрева втулки или охлаждения вала, °С:

$$t = \frac{N_{\max} + S_{\text{доп}}}{\alpha \cdot l \cdot 10^3} + t_0,$$

где $S_{\text{доп}}$ — дополнительный зазор при сборке, мкм, он необходим для удобства монтажа и компенсации некоторого охлаждения детали за время доставки с места нагрева (ориентировочно может быть принят равным основному отклонению поля gb); α — коэффициент линейного расширения для материала втулки (при нагреве) или материала вала (при охлаждении), °С⁻¹; t_0 — температура в помещении, где производится сборка.

Температура нагрева обычно колеблется от 75 до 450 °С. Нагрев осуществляют в горячем масле, в газовой или электрической печи, газовыми горелками и даже переносными электронагревателями.

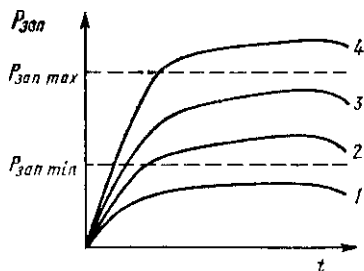


Рис. 24

Охлаждение вала применяют, когда нагрев охватываемой детали неприемлем, например, если втулка закаленная или имеет какое-либо покрытие. Охлаждение производят в спирте или ацетоне, предварительно остуженных твердой углекислотой (—75 °С), в аммиачном рефрижераторе (—120 °С), жидким воздухом (—190 °С). Охлаждают в специальных холодильниках, где деталь либо непосредственно опускают в охлаждающую среду, либо в цилиндр, погруженный в охлаждающую жидкость. При разработке соединений с натягом следует учитывать следующее:

1. Погрешности формы сопрягаемых поверхностей влияют на характер распределения напряжений и прочность соединения в целом.

2. Важное значение при запрессовке имеет наличие и форма заходных фасок у сопрягаемых деталей.

3. Однородность прессовых соединений обуславливается устойчивостью технологического процесса запрессовки (состав и количество смазочного материала, скорость запрессовки, температурные условия и т. п.). При сборке под прессом рекомендуется смазывать сопрягаемые поверхности каким-либо маслом. При нагреве втулки применять смазочные материалы нецелесообразно, при охлаждении вала в жидком воздухе масла запрещены по условиям безопасности работы. При запрессовке рекомендуют скорости 0,12 ... 0,3 м/мин.

4. Посадки, подобранные в результате расчета, во всех ответственных случаях или при значительном числе сборок следует предварительно экспериментально проверять.

§ 18. ПОДБОР ПОСАДОК ИЗ СОЧЕТАНИЙ СТАНДАРТНЫХ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ

При конструировании соединения вначале решают вопрос о том, в какой системе (отверстия или вала) целесообразно назначить посадку (см. § 12). Выбрав

систему, приступают к подбору конкретной стандартной посадки, используя метод прецедентов либо расчетный.

Для неподвижных соединений *метод прецедентов* используют при назначении переходных посадок, а для подвижных — при относительно низкоточных (9 ... 11) квалитетах или в тихоходных соединениях. Наилучших результатов достигают, если разработчик использует решения, апробированные опытом эксплуатации предшествующей модели изделия своего или родственного предприятия. В таких случаях допускается применять этот метод для более точных или ответственных соединений.

При отсутствии предшественников широко применяют метод подобия [23]. Конструктор, используя справочную литературу, анализируя отраслевую и общетехническую документацию и руководящие материалы, находит соединения, подобные разрабатываемому по размерам, характеру нагрузок, используемым материалам, смазочным маслам и т. п., и на этом основании назначает рекомендуемую посадку.

Расчетный метод основан на том, что предельные значения параметров $S(N)_{\min}$ и $S(N)_{\max}$, которые необходимо обеспечить, получены при расчете подшипника, соединения с натягом или размерной цепи (см. гл. 11). В отдельных случаях указанные параметры устанавливают экспериментально.

Для ориентировки сначала следует определить средний квалитет искомой посадки. Число единиц допуска посадки (приходящееся на обе детали соединения)

$$a_{\text{пос}} = T_{\text{пос}}/i,$$

где $T_{\text{пос}} = S_{\max} - S_{\min} = N_{\max} - N_{\min}$.

В зависимости от значения $a_{\text{пос}}$ может быть сделан один из трех выводов:

1. При $a_{\text{пос}} = 25 \dots 80$ квалитет соединения оказывается экономически приемлемым для подавляющего числа видов производств (при $a_{\text{пос}} = 25$ вал по IT6, отверстие — по IT7, при $a_{\text{пос}} = 80$ — обе детали по IT9). Сочетание полей допусков следует искать в найденном квалитете или комбинации из двух квалитетов.

Значения числа единиц допуска детали a и в посадке $a_{\text{пос}}$ для посадочных квалитетов следующие:

IT	5	6	7	8	9	10	11	12
a	7	10	16	25	40	64	100	160
$a_{\text{пос}}$	14	20	32	50	80	128	200	320

2. При $a_{\text{пос}} > 80$ (особенно более 200) соединение получается слишком низкоточным. В большинстве случаев для повышения качества соединения и изделия в целом точность обработки деталей можно повысить без заметного увеличения их стоимости.

3. При $a_{\text{пос}} < 25$ (особенно менее 20) соединение следует считать особоточным и для его экономического обеспечения обычно приходится искать специальные пути решения.

Если точность соединения приемлема ($a_{\text{пос}} \geq 25$), по ГОСТ 25347—82 подбирают предельные отклонения размеров деталей.

Зная квалитет и диаметр соединения, подбор посадки удобнее вести по заданному S_{min} , имея в виду, что в системе отверстия $S_{\text{min табл}} = es$, а в системе вала $S_{\text{min табл}} = EI$, т. е. величине основного отклонения сопрягаемой детали. При этом в основных посадках при равенстве квалитетов соединяемых деталей второе отклонение (ei у валов или ES у отверстий) численно равно среднему зазору S_m . Во всех случаях желательно, чтобы $S_{\text{max табл}}$ оказалось несколько меньше расчетного S_{max} , так как этим создается дополнительный запас точности на износ.

Посадки с натягом рекомендуется подбирать либо по максимальному, либо по среднему натягу. Второй вариант более приемлем в тех случаях, когда расчетный допуск натяга получается значительным и не ограничивает конструктора слишком узкими пределами. Посадку по среднему расчетному натягу следует подбирать так, чтобы при экономически приемлемом квалитете деталей наименьший натяг в выбранной посадке оказался заведомо больше, чем наименьший натяг по расчету. Создаваемый в таком случае запас точности превращается в запас прочности при аварийном увеличении нагрузок или, например, ослаблении сопряжения при вынужденных повторных разборках. В посадках с натягом основное отклонение при одинаковой точности деталей равно среднему табличному натягу (в системе отверстия $N_m = ei$, а в системе вала $N_m = ES$), а второе отклонение es или EI — наибольшему натягу N_{max} .

При выборе полей допусков и посадок из нескольких примерно равнозначных вариантов необходимо руководствоваться следующими правилами. В первую очередь следует применять предпочтительные поля допусков и посадки. Во вторую очередь нужно применять другие поля

допусков и рекомендуемые посадки. В отдельных, теоретически обоснованных случаях, когда полями допусков основного отбора не удастся обеспечить требований, предъявляемых к изделиям, использовать дополнительные поля допусков. При назначении посадок система отверстия является предпочтительной. При неодинаковой точности сопрягаемых поверхностей точность вала, как правило, следует задавать выше, чем отверстия, но отличие в их точности не должно превышать двух квалитетов. Стандартные посадки предполагают нормальные длины соединений $l \leq 1,5 D$. При значительной протяженности соединения на характер получающейся посадки начинают влиять погрешности формы (особенно отклонения от прямолинейности оси) и расположения; для их компенсации следует как в подвижных, так и неподвижных соединениях назначать соседнее более свободное основное отклонение.

Если имеющаяся предпочтительная посадка не полностью обеспечивает расчетные параметры, то в определенных условиях (достаточный масштаб производства, допустимость минимального риска) для окончательного решения вопроса о ее пригодности полезно использовать вероятностные методы расчета, учитывающие характер рассеяния действительных размеров сопрягаемых деталей в пределах их полей допусков. Исходные предпосылки и порядок такого расчета на примере переходных посадок приведены в § 17.

Главными причинами широкого применения расчета параметров посадок исключительно по предельным значениям размеров являются простота, удобство и доступность метода, независимость справочных материалов (например, сводных таблиц натягов и зазоров) от метода обработки и масштаба производства деталей. Более того, расчет по предельным параметрам приводит к повышению качества соединений за счет некоторого уменьшения реально получающегося допуска посадки против расчетного и создания за счет этого некоторого дополнительного запаса точности.

При вероятностных расчетах допускается определенный процент выхода параметров соединений за расчетные значения (обычно 0,27 %). Поэтому он не приемлем для ответственных соединений транспортных машин и других механизмов, связанных с безопасностью персонала. Зато в менее ответственных случаях, когда создание запаса точности не требуется в силу малонагруженности или

низкой чувствительности соединения к изменению зазоров, и для переходных посадок вероятностный расчет без ущерба для качества соединения позволяет расширить допуски деталей примерно на 25 ... 35 %, удешевить производство, использовать более распространенную посадку. Излагаемые схемы перехода от предельных параметров к вероятным или обратно приемлемы для прикидочных расчетов и элементарно просты.

Нетрудно показать, что интервал между предельными параметрами посадки составляет примерно $8\sigma_{\text{пос}}$, тогда как между вероятными параметрами он равен $6\sigma_{\text{пос}}$ (см. рис. 20, б). На этой основе можно решать две задачи.

Первая задача. Известны расчетные параметры. Рассматриваем их как вероятные, в границах которых реально должны получаться посадки при сборке узлов. Для выбора стандартных посадок надо эти расчетные параметры расширить на $\sigma_{\text{пос}}$, чтобы интервал между ними стал $8\sigma_{\text{пос}}$:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{пос}} &= \frac{1}{6} (S_{\text{max вер}} - S_{\text{min вер}}) = \\ &= \frac{1}{6} (N_{\text{max вер}} - N_{\text{min вер}}).\end{aligned}\quad (11)$$

Посадку подбираем по расширенным (табличным) параметрам:

$$\begin{aligned}S_{\text{min табл}} &= S_{\text{min вер}} - \sigma_{\text{пос}}; & N_{\text{min табл}} &= N_{\text{min вер}} - \sigma_{\text{пос}}; \\ S_{\text{max табл}} &= S_{\text{max вер}} + \sigma_{\text{пос}}; & N_{\text{max табл}} &= N_{\text{max вер}} + \sigma_{\text{пос}}.\end{aligned}$$

Пример. В соединении ($d = 25$ мм) зазоры по расчету должны находиться в пределах 70 ... 115 мкм. Принимаем их за вероятные. Тогда по соотношению (11) $\sigma_{\text{пос}} = 45/6 = 7,5$ мкм, и зазоры для подбора посадки по таблицам согласно зависимостям (12) будут составлять $S_{\text{min табл}} = 62,5$ мкм и $S_{\text{max табл}} = 122,5$ мкм. Согласно полученным величинам предпочтительная посадка $\varnothing 25H7/d8$ ($S_{\text{min}} = 65$ мкм и $S_{\text{max}} = 119$ мкм) вполне приемлема, тогда как без вероятностной проверки ее назначение было бы необоснованным.

Вторая задача. Имеется стандартная посадка и для нее подсчитаны предельные (табличные) параметры. Тогда

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{пос}} &= \frac{1}{8} (S_{\text{max табл}} - S_{\text{min табл}}) = \\ &= \frac{1}{8} (N_{\text{max табл}} - N_{\text{min табл}}).\end{aligned}\quad (12)$$

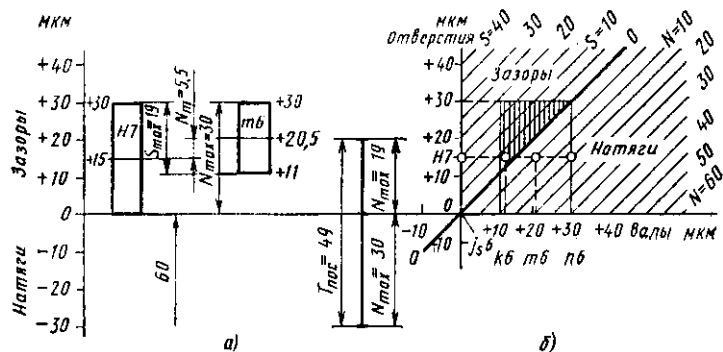


Рис. 25

Ожидаемые значения вероятных параметров:

$$S_{\min \text{ пер}} = S_{\min \text{ табл}} + \sigma_{\text{пос}}; \quad N_{\min \text{ пер}} = N_{\min \text{ табл}} + \sigma_{\text{пос}}; \quad (13)$$

$$S_{\max \text{ пер}} = S_{\max \text{ табл}} - \sigma_{\text{пос}}; \quad N_{\max \text{ пер}} = N_{\max \text{ табл}} - \sigma_{\text{пос}}.$$

Пример. Имеется посадка $\varnothing 50H7/u7$, деталь с отверстием $\varnothing 50^{+0.025}_{-0.021}$ собирают с валом $\varnothing 50^{+0.035}_{-0.010}$, предельные натяги (без учета снятия шероховатостей) составляют, мкм: $N_{\min \text{ табл}} = 45$, $N_{\max \text{ табл}} = 95$. Среднеквадратическое отклонение согласно соотношению (12) $\sigma_{\text{пос}} = 50/8 \approx 6$ мкм. Тогда вероятные натяги согласно зависимости (13) окажутся в более узких пределах от $N_{\min \text{ пер}} = 51$ мкм до $N_{\max \text{ пер}} = 89$ мкм.

Подбор основных посадок под заданные параметры по стандартам особых трудностей не представляет. Зато составление вариантов примерно равнозначных комбинированных посадок в целях их дальнейшего анализа порой очень трудоемко.

Рассмотрим способ изображения посадки (60H7/m6) в координатной системе, предложенной А. А. Зыковым. На обычной схеме (рис. 25, а), если принять нулевую линию одновременно за границу между зазорами и натягами, можно графически показать и допуск посадки.

В прямоугольной системе координат отложим по оси абсцисс размер вала (рис. 25, б), а по оси ординат — размер отверстия, совместив с началом координат общий для них номинальный размер. Таким образом, на осях будут отложены верхние и нижние предельные отклонения полей допусков $60H7^{(+0.03)}_{(-0.01)}$ и $60m6^{(+0.03)}_{(-0.01)}$. Любому сочетанию их размеров в границах допусков будет соответствовать определенная точка в пределах образовавшегося прямоугольника. Линия, проходящая через начало координат

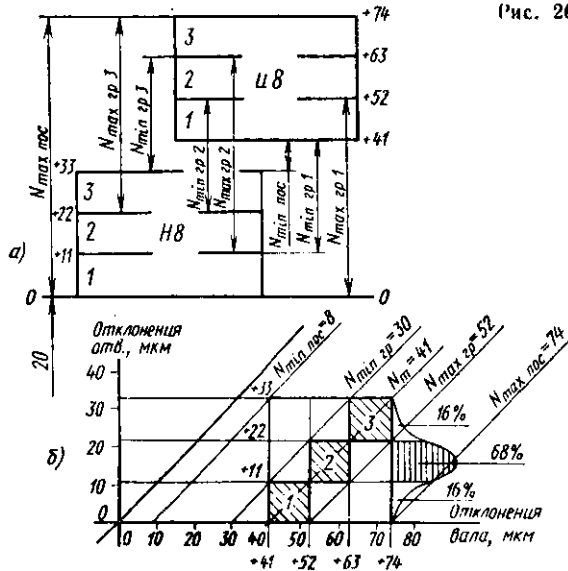
под углом 45° , соответствует соединениям с нулевым зазором и натягом. При сочетаниях, в которых размер отверстия превышает размер вала, точка их пересечения окажется выше линии раздела, в зоне зазоров. Будет иметь место подвижное соединение. Если вал больше отверстия, то получатся неподвижные соединения, и соответствующие им точки на координатной плоскости расположатся в зоне натягов. Нетрудно проследить, что любая линия наклонной сетки является геометрическим местом равных натягов или зазоров, значение которых можно определить по месту пересечения этой линии с любой из осей. Для удобства отсчета числовые значения целесообразно указывать на линиях. У изображенной посадки крайняя точка в глубине зоны натягов соответствует предельному натягу 30 мкм, а крайняя точка в зоне зазоров лежит на линии 20 мкм.

При попытке совместить на одном чертеже несколько разных посадок схема была бы чрезвычайно затемнена из-за плотного наложения получающихся прямоугольников. Выходом оказывается изображение посадки одной точкой, соответствующей ее среднему параметру ($N_m = 5,5$ мкм). При этом на осях против средних отклонений можно поставить обозначения соответствующих полей допусков. Для примера на ту же схему (см. рис. 25) нанесены поля $60n6$ ($N_m = 14,5$ мкм), $60k6$ ($S_m = 3,5$ мкм) и $60j_6$ ($S_m = 15$ мкм).

При достаточных размерах координатной сетки и оптимальном масштабе для каждого интервала размеров в принципе можно нанести точками значения получающихся средних параметров для всех возможных сочетаний полей допусков, например, предпочтительного применения. Зная требуемый по расчету средний параметр посадки, с получившейся номограммы следует выписать все сочетания полей допусков, точечные обозначения которых расположены вдоль наклонной линии с данным параметром.

В случаях получения по расчету излишне высокой точности ($a_{\text{пос}} \leq 25$) для обеспечения экономичного производства деталей такого соединения возможно несколько решений. При массовом производстве для обеспечения 4 ... 5 квалитетов с соблюдением полной взаимозаменяемости может оказаться оправданным создание специального прецизионного оборудования или внедрение принципиально новых технологических процессов. Наиболее

Рис. 26



просто и дешево достигать высокую точность соединений при относительно низкой точности изготовления сопрягаемых деталей позволяет организационно-техническое мероприятие, называемое групповой сборкой.

Сущность *групповой сборки* состоит в том, что исходные, достаточно большие поля допусков вала и отверстия делят на одинаковое число равных частей (групп). В результате этого групповой допуск получается меньше исходного во столько раз, на сколько частей произведено деление. При проверке изготовленных деталей контролеры не только определяют их годность, но одновременно сортируют по группам в соответствии с действительно получившимся сопрягаемым размером. Изделия каждой группы маркируют (обычно краской определенного цвета) и раскладывают отдельно, а затем при сборке соединяют детали только из одноименных групп. Число групп не делают более четырех, так как дальнейшее деление менее эффективно как в смысле повышения качества соединений, так и с точки зрения непропорционально возрастающих затрат на производство и эксплуатацию готовых машин или механизмов.

При выборе исходной посадки под групповую сборку следует останавливаться на посадках, в которых допуски

вала и отверстия равны. Только в этом случае характер посадок во всех группах и средний параметр (натяг или зазор) в исходной посадке и в группах будут одинаковыми. В примере на рис. 26 имеем:

Параметр	IT_D	IT_d	$N_{\min}$	$N_{\max}$	N_m	$T_{\text{пос}}$
В исходной посадке, мкм	33	33	8	74	41	66
В групповой посадке, мкм	11	11	30	52	41	22

Пример. Рассчитано, что в неподвижном соединении (диаметр 20 мм) табличные натяги, т. е. с учетом смятия шероховатостей, должны быть в пределах 30 ... 53 мкм. Под эти параметры требуется подобрать стандартную посадку в системе отверстия, чтобы точность деталей при изготовлении была не выше 6-го квалитета для вала и 7-го квалитета для отверстия.

Определяем необходимый квалитет для обеспечения заданных натягов в условиях полной взаимозаменяемости $a_{\text{пос}} = T_{\text{пос}}/i = 23/1,3 = 18$. Такая высокая точность (выше 6-го квалитета) по условиям задачи неприемлема. Поэтому используем групповую сборку.

Исходную посадку подбираем из стандартных полей допусков методом проб по признаку возможно более точного совпадения среднего параметра (в задаче $N_m = 41$ мкм) и при условии, чтобы допуск исходной посадки превышал заданный не более чем в 4 раза (не более четырех сборочных групп).

Выбираем в качестве исходной посадки $\varnothing 20H8/u8$. Число групп определяем как результат деления допуска исходной посадки (66 мкм) на допуск по условию задачи ($53 - 30 = 23$ мкм). Схематичное изображение и числовые значения всех параметров исходной посадки и параметров в группах приведены на рис. 26, а при обычном изображении и на рис. 26, б в координатной системе. Здесь же показано вероятное распределение размеров отверстия (для валов — аналогично) в пределах поля допуска, подтверждающее примерное количественное равенство валов и отверстий в каждой сборочной группе.

Чтобы избежать ошибок при сортировке деталей по группам, а также для повышения стабильности (однородности) посадок в группах, конструктор должен внести в чертежи деталей указание об ограничении погрешностей формы посадочных поверхностей вала и отверстия величиной группового допуска. Во всех случаях применения

групповой сборки взаимозаменяемость сохраняется только в пределах одноименных сборочных групп, несколько усложняются контроль деталей, организация процесса сборки и обеспечения машины запасными частями. Групповая сборка целесообразна преимущественно в крупносерийном и массовом производствах главным образом из-за устойчивого наличия достаточного количества деталей в одноименных сборочных группах и малого влияния дополнительных затрат на себестоимость изделий.

Методом получения посадок высокой точности в многозвенных соединениях является применение различного вида деталей-компенсаторов, размеры которых наряду с размерами остальных взаимно влияющих деталей определяют на основе расчета размерных цепей.

§ 19. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ РАЗМЕРОВ С НЕУКАЗАННЫМИ ДОПУСКАМИ

В соответствии с ГОСТ 2.307—68 для всех размеров, нанесенных на рабочие чертежи, должны быть указаны предельные отклонения. Исключение составляют размеры, определяющие зоны различной шероховатости одной и той же поверхности, зоны термообработки, покрытий, накатки, насечки, а также диаметры накатанных и насеченных поверхностей. Перед такими размерами следует наносить знак $\approx$. Не указывают допуски и для справочных размеров (если целью справки не является указание пределов), которые на чертежах должны быть помечены звездочкой и оговорены в технических требованиях.

На рабочих чертежах деталей значительную часть размеров, кроме перечисленных, также указывают одним номиналом. Порядок указания точности в этих случаях определяет ГОСТ 25670—83, который распространяется на гладкие малоточные элементы металлических деталей, обрабатываемые резанием или иным способом, а также на неметаллические детали.

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров, кроме радиусов закругления и фасок, могут назначаться либо по квалитетам от 12 ... 17 по ГОСТ 25347—82 и ГОСТ 25348—82, либо по классам точности, установленным в ГОСТ 25670—83, имеющим следующие условные наименования и условные обозначения: точный (t_1), средний (t_2), грубый (t_3) и очень грубый (t_4).

Допуски и предельные отклонения по классам точности, приведенные в таблицах рассматриваемого стандарта, приближенно соответствуют допускам по квалитетам $t_1 \approx IT12$, $t_2 \approx IT14$, $t_3 \approx IT16$ и $t_4 \approx IT17$, но одинаковые их значения в каждом классе даны для расширенных интервалов размеров: 0,5 ... 3 ... 6 ... 30 ... 120 ... 315 ... 1000 ... 2000 ... 3150 ... 5000 ... 10 000 мм.

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров оговаривают отдельной общей записью в технических требованиях чертежа, причем уровень точности для различных элементов должен быть единым, т. е. ссылка может быть только на один квалитет, один класс точности или один квалитет и соответствующий ему класс точности. При необходимости, отклонения по другим квалитетам (более грубым или несколько более точным) следует указывать около номинальных размеров. Для поверхностей металлических деталей, обрабатываемых резанием, в машиностроении рекомендуют 14-й квалитет и класс точности средний; в приборостроении чаще используют 12-й квалитет и класс точный.

ГОСТ 25670—83 предусматривает четыре варианта задания неуказанных предельных отклонений линейных размеров: 1) $+IT$, $-IT$, $\pm t/2$, например, $H14$, $h14$, $\pm t_2/2$; 2) $+t$, $-t$, $\pm t/2$ (стандарт применять не рекомендуется); 3) $\pm t/2$, например, $\pm t_1/2$. Если «в тело» необходимо задать допуски только диаметров, то пример для варианта 1 примет вид $\varnothing H14$, $\varnothing h14$, $\pm t_2/2$. При желании во всех случаях вместо $\pm t/2$ можно указывать $\pm IT/2$, например, вместо $\pm t_2/2$ записать $\pm IT14/2$.

Запись в технических требованиях чертежа может быть сформулирована следующим образом: «Неуказанные предельные отклонения размеров $H14$, $h14$, $\pm t_2/2$ ». Она означает, что во всех случаях, когда размер может быть отнесен к охватывающим или охватываемым поверхностям, допуск должен быть односторонним, направленным «в тело» детали; для остальных свободных размеров он должен быть симметричным. Запись по второму варианту трактуется также, но все отклонения заданы по указанному классу точности. В третьем варианте все размеры должны выполняться с симметричным расположением поля допуска.

Кроме того, ГОСТ 25670—83 устанавливает два уровня предельных отклонений радиусов и фасок и два уровня неуказанных предельных отклонений углов, кроме 90° .

Принятый в конкретном чертеже уровень точности перечисленных элементов в записи не указывается, поскольку он автоматически принимается от уровня точности предельных отклонений линейных размеров: при *IT12*, *IT14* и *IT16* (или t_1 , t_2 и t_3) используют первый уровень, более высокий, а при *IT17* (или t_4) — второй уровень, более низкий.

Вопросы и задания для самопроверки

1. Что понимают под взаимозаменяемостью деталей и составных частей в машинно- и приборостроении? Виды взаимозаменяемости.

2. Содержание понятий: размеры номинальные, действительные, предельные; допуск и поле допуска; предельные отклонения, зазор, натяг, допуск посадки.

3. Системы отверстия и вала, мотивы их выбора.

4. Диапазоны размеров для гладких соединений по стандартам ЕСПД СЭВ. Принцип деления диапазонов на интервалы размеров.

5. Что такое единица допуска и для чего она введена?

6. Общее количество, обозначение и примерное назначение квалитетов.

7. Основные отклонения: общее количество, обозначение, примерное расположение относительно нулевой линии.

8. Какие поля допусков и посадки считаются стандартными? Рекомендации по очередности их выбора при проектировании.

9. Правила обозначения на чертежах отдельных полей допусков и варианты обозначения посадок.

10. По синоптическим таблицам для пяти—восьми размеров условными обозначениями задать различные посадки (системные и внесистемные), по таблицам найти предельные отклонения, подсчитать допуски деталей и значения получившихся параметров (зазоров, натягов).

11. Без использования таблиц проделать следующие упражнения:

11.1. Задавшись обозначением посадки, в произвольном масштабе изобразить схему относительного расположения полей допусков деталей и обозначить стрелками получившиеся параметры (см. рис. 16);

11.2. Парисовав произвольно расположенные относительно нулевой линии поля допусков вала и отверстия, присвоить им подходящие по относительной величине их основных отклонений обозначения (условно какого-либо одного квалитета).

12. Основные отличия системы допусков и посадок для деталей из пластмасс в части охватываемого диапазона размеров, используемых квалитетов и основных отклонений.

13. Какие критерии равнозначности установлены при замене отдельных полей допусков и в целом посадок системы ОСТ на систему СЭВ?

14. Назначение посадок по видам (переходные, с натягами, с зазорами). Указать примерные области применения нескольких стандартных посадок каждого вида.

15. На основе каких предпосылок и в каком порядке производят расчет ответственных подшипников скольжения?

16. На основе каких предпосылок и в каком порядке определяют вероятность получения натягов и зазоров в переходных посадках?

17. На основе каких предпосылок и в каком порядке производят расчет посадок с натягом?

18. В каких случаях посадки подбирают по методу прецедентов и в каких — по расчетному методу? Указать последовательность действий во втором случае.

19. Когда применяют и в чем состоит сущность групповой сборки соединений?

ГЛАВА 4

СТАНДАРТИЗАЦИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

§ 20. ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ В ОБЛАСТИ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Отклонения формы и расположения поверхностей деталей машин и механизмов снижают точность взаимного расположения составных частей, точность их относительного перемещения при работе, повышают износ из-за нарушения целостности смазочного слоя и местного возрастания контактных напряжений, отрицательно влияют на прочность соединений с натягом.

Основные термины и определения, относящиеся к отклонениям и допускам формы и расположения поверхностей деталей машин и приборов, устанавливает ГОСТ 24642—81. В стандарте для обозначения различных действительных отклонений принята буква Δ , для соответствующих допусков — T , для длины нормируемого участка (заданной длины) — L .

Допуск формы — наибольшее допускаемое значение отклонения формы, *допуск расположения* — предел, ограничивающий допускаемое значение отклонения расположения. Допуски формы или расположения обычно относят к нормируемому участку, который задают размерами, определяющими его длину, площадь или угол сектора, а при необходимости — и месторасположением. Нормируемый участок может занимать в пределах элемента любое место.

Элемент — обобщенный термин. В зависимости от конкретных условий элементом может являться поверхность одной из законченных конструктивных частей детали, поперечный или продольный профиль

Таблица 11

Вид поверхности	Отклонения и допуски формы			
	комплексные		частные	
Плоская	Плоскостность	Прямолинейность (в плоскости или пространстве)	Выпуклость Вогнутость	
Цилиндрическая	Цилиндричность	Поперечное сечение Продольное сечение	Круглость Отклонение профиля продольного сечения	Овальность Огранка Конусообразность Бочкообразность Седлообразность

Примечания: 1. Для комплексных отклонений цилиндрической поверхности и огранки $\Delta = R - r$ (рис. 27, а).
2. Для остальных частных отклонений цилиндрической поверхности $\Delta = 0,5 (d_{\max} - d_{\min})$ (рис. 27, б).

этой части, плоскость симметрии, ось поверхности или сечения, точка пересечения линий, линии и поверхности, центр окружности или сферы.

Если нормируемый участок в обозначении не указан, то допуск относится ко всей поверхности или длине нормируемого элемента детали.

Отклонение формы — отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от формы номинальной поверхности или профиля (табл. 11). При этом шеро-

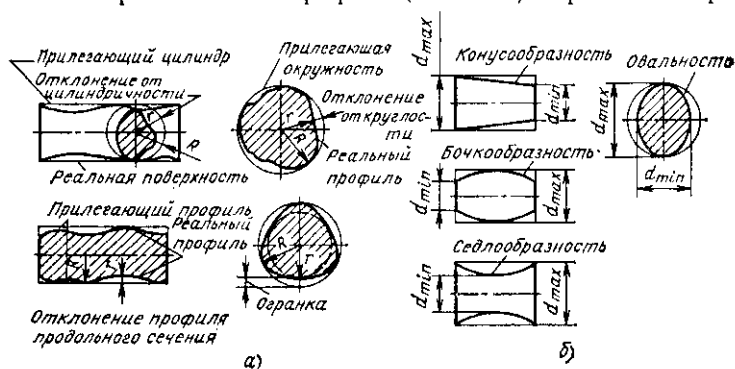


Рис. 27

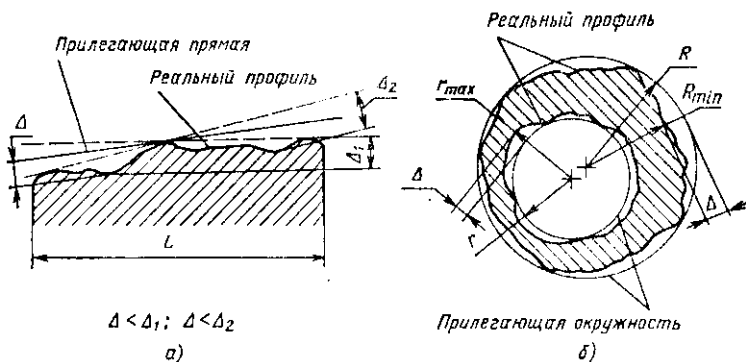


Рис. 28

ховатость поверхности не включают в отклонение формы, а волнистость — включают.

Реальная поверхность — поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды. **Реальный профиль** — профиль реальной поверхности в заданном сечении. **Номинальная поверхность (профиль)** — идеальная поверхность (профиль), номинальная форма которой (которого) задана чертежом или другой технической документацией. Количественно отклонение формы оценивают расстоянием от наиболее удаленной точки реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля), измеренным по нормали.

Прилегающая поверхность (профиль) — поверхность (профиль), имеющая форму номинальной поверхности (профиля), соприкасающаяся с реальной поверхностью (профилем) и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее (него) наиболее удаленной точки реальной поверхности (профиля) в пределах нормируемого участка было минимальным (рис. 28, а).

Условие минимального значения отклонения не распространяется на прилегающий цилиндр, а также прилегающую окружность к поперечному сечению любой поверхности вращения. При наружных поверхностях ими будут описанный цилиндр или окружность минимального диаметра, а при внутренних поверхностях — вписанный цилиндр или окружность максимального диаметра (рис. 28, б).

Согласно ГОСТ 24642—81 различают отклонения и соответствующие им допуски формы, расположения и суммарные формы и расположения.

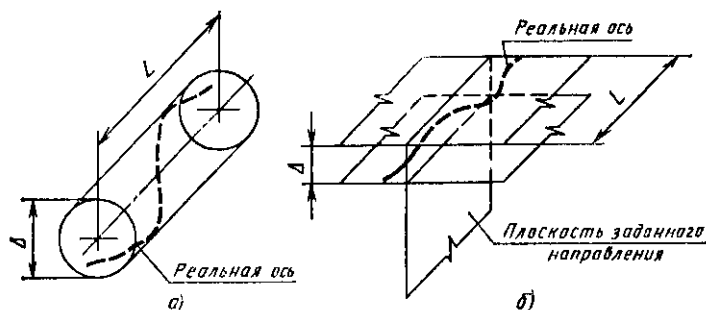


Рис. 30

нии выпуклых образующих, благодаря чему диаметры увеличиваются от краев к середине; при седлообразности образующие вогнутые, а диаметры от краев к середине уменьшаются.

Количественную оценку всех видов отклонений цилиндрических поверхностей производят в радиусном выражении.

Согласно прежде действовавшему ГОСТ 10356—63 овальность, конусообразность, бочкообразность и седлообразность характеризовали разностью диаметров. Это следует учитывать при использовании ранее выпущенной литературы и технической документации.

Отклонение от прямолинейности оси поверхности вращения в пространстве характеризуется наименьшим значением диаметра цилиндра Δ , внутри которого располагается реальная ось в пределах нормируемого участка L (рис. 30, а). Полем допуска прямолинейности оси в пространстве является область в пространстве, ограниченная цилиндром с диаметром, равным допуску прямолинейности T .

Отклонение от прямолинейности оси поверхности вращения в заданном направлении определяется наименьшим расстоянием между двумя параллельными плоскостями, перпендикулярными к плоскости заданного направления, в пространстве между которыми располагается реальная ось в пределах нормируемого участка (рис. 30, б).

Отклонение расположения — отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения. Отклонения расположения поверхностей и профилей всегда сочетаются с отклонениями формы. В работе и при измерениях указанные отклонения могут проявляться раздельно или совместно.

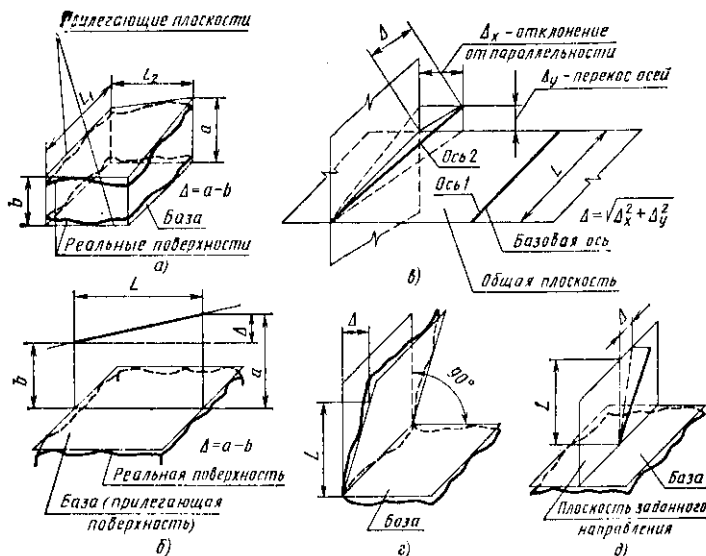


Рис. 31

Поэтому в стандарте установлены отклонения и допуски собственно расположения (когда их легко выделить) и суммарные отклонения и допуски формы и расположения (когда разделять их затруднительно или нецелесообразно).

Отклонения расположения и суммарные отклонения формы и расположения отсчитывают от базы или комплекта из двух-трех баз, образующих пространственную систему координат. В качестве базы может быть принята плоскость, профиль, плоскость симметрии, ось базовой поверхности вращения либо ось двух или нескольких поверхностей вращения и др. Иногда в качестве начала отсчета используют номинальные поверхность, профиль, угол или номинальное расположение какого-либо элемента детали (оси, плоскости симметрии).

Рассмотрим отклонения расположения, сгруппированные по видам. Отклонения формы рассматриваемых и базовых элементов при этом исключают путем замены реальных поверхностей или профилей прилегающими.

Отклонения от параллельности прямых в плоскости, плоскостей, оси и плоскости, осей или прямых в пространстве. Представления о подходе к числовому определению отклонения от параллельности плоскостей или прямой

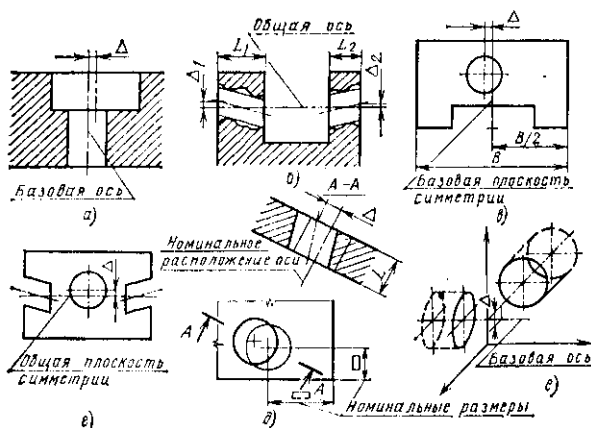


Рис. 32

и плоскости дают рис. 31, а и б, где $(L_1 \times L_2)$ и L определяют размеры нормируемого участка.

Отклонения от параллельности осей или прямых в пространстве тщательно нормируют во многих изделиях машино- и приборостроения, особенно в корпусах зубчатых передач.

Отклонение от параллельности осей в пространстве имеет самостоятельное выражение Δ (рис. 31, в), однако практически нормируют и контролируют раздельно ее составляющие: отклонение от параллельности в общей плоскости Δ_x и перекос осей Δ_y . Последний представляет отклонение от параллельности проекций осей в плоскости, перпендикулярной к общей плоскости осей и параллельной базовой оси.

Отклонение от перпендикулярности: плоскостей (рис. 31, г), *осей или прямых, оси и плоскости* (рис. 31, д).

Отклонение наклона по смыслу, вариантам проявления и способам оценки аналогично отклонению от перпендикулярности, но его применяют в случаях, когда между элементами имеется определенный наклон, т. е. при любых номинальных углах, отличных от 0, 90 и 180°. Допускается нормирование наклона в угловых единицах.

Отклонение от соосности представляет собой величину смещения номинально совпадающих осей, измеренную на длине нормируемого участка. При измерении за базу может быть принята либо ось одной из поверхностей (рис. 32, а), либо общая ось нескольких номи-

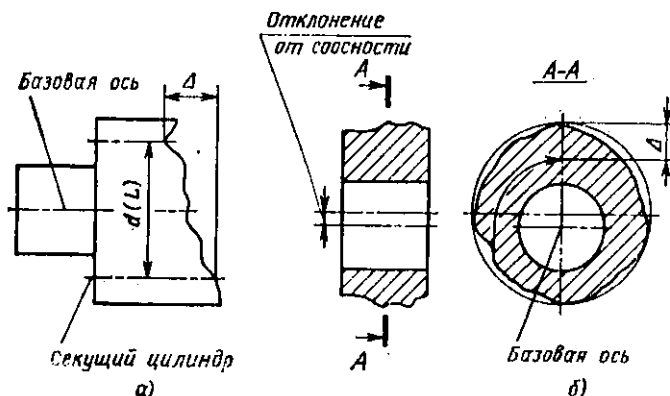


Рис. 33

нально соосных поверхностей вращения (рис. 32, б).

Отклонение от симметричности рассматривают либо относительно базового элемента (рис. 32, в), либо относительно общей плоскости симметрии (рис. 32, г). Оно определяется наибольшим расстоянием Δ между принятой базой и плоскостью (осью) симметрии рассматриваемого элемента в пределах нормируемого участка.

Позиционное отклонение — наибольшее расстояние Δ между реальным расположением элемента (центра, оси или плоскости симметрии) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка (рис. 32, д). *Отклонение от пересечения осей* — наименьшее расстояние между осями, номинально пересекающимися (рис. 32, е).

К суммарным отклонениям формы и расположения относятся в первую очередь торцовое и радиальное биения.

Торцовое биение является главным образом следствием отклонения от перпендикулярности торцевой поверхности к базовой оси вращения и одновременного влияния отклонений от плоскостности точек, лежащих на линии пересечения торцевой поверхности с секущим цилиндром заданного диаметра или, говоря иначе, на окружности измерения (рис. 33, а). При контроле полного торцового биения учитывают плоскостность всей торцевой поверхности, для чего при измерении, кроме вращения детали, следует дополнительно перемещать индикатор по радиусу от центра к периферии (или наоборот). Разность наибольшего и наименьшего показаний даст искомое полное биение.

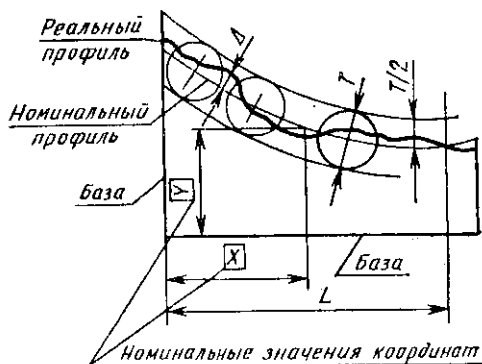


Рис. 34

Радиальное биение — следствие главным образом отклонения от соосности обследуемой поверхности вращения относительно базовой оси и одновременного влияния отклонений от круглости поперечного профиля в сечении измерения (рис. 33, б). При контроле *полного радиального биения* учитывают отклонение всей цилиндрической поверхности, для чего при измерении, кроме вращения детали, ее (или индикатор) следует дополнительно перемещать вдоль базовой оси вращения.

Стандартом предусмотрена возможность ограничивать суммарные отклонения формы и расположения в ряде других сочетаний, например, отклонения от плоскостности и параллельности, либо перпендикулярности, либо отклонения наклона.

Отклонения формы заданного профиля (поверхности) являются результатом совместного проявления отклонений размеров и формы профиля (поверхности), а также отклонений их расположения относительно заданных баз (рис. 34). Отсчет отклонений Δ и расположение поля допуска T формы заданного чертежом криволинейного профиля (поверхности) отсчитывают от номинального профиля (поверхности). Поле допуска формы профиля — область на заданной плоскости сечения, ограниченная двумя линиями, эквидистантными номинальному профилю и полученными как огибающие семейства окружностей, диаметр которых равен допуску формы заданного профиля в диаметральной выражении T , а центры находятся на номинальном профиле. Указание допуска в диаметральной выражении предпочтительно, хотя в принципе он может быть задан и в радиальном выражении $T/2$.

§ 21. НОРМИРОВАНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Нормирование отклонений формы и расположения заключается в ограничении их допусками. Наряду с понятием допуска ГОСТ 24642—81 установлено понятие поля допуска, под которым понимают ограниченную область в пространстве или на поверхности, внутри которой должны находиться нормируемые элементы — реальная поверхность, профиль или ось.

Иногда отклонения расположения элемента нормируют на участке, выступающем за пределы длины элемента (выступающее поле допуска расположения). Например, контроль соосности осей конического отверстия и подшипниковых шеек шпинделя в металлорежущих станках, когда у специальной конической оправки измеряют биение цилиндрической выступающей части на заданном расстоянии от торца шпинделя.

Для ряда отклонений расположения (соосности, симметричности, пересечения осей, позиционного отклонения и отклонений формы заданного профиля или поверхности) кроме числового значения допуска следует указывать способ его задания в диаметральном или радиальном выражении. Это необходимо, как было показано при рассмотрении отклонений формы заданного профиля (см. рис. 34), из-за того, что ограничиваться может либо наибольшее предельное отклонение от базы в любом возможном направлении R или $T/2$, либо целиком возможное поле отклонений ($\varnothing$ или T) при условии его симметричного расположения относительно базового элемента. В соответствии с международной практикой диаметральное выражение допуска расположения является предпочтительным.

Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей устанавливает ГОСТ 24643—81. Для всех видов нормируемых отклонений предусмотрено 16 степеней точности, обозначаемых арабскими цифрами от 1 до 16. При необходимости разрешается продолжать ряды допусков в сторону более точных (0; 0,1; 0,2 и т. д.) или более грубых (17, 18 и т. д.) степеней, изменяя числовые значения допусков по ряду $R5$, а также в пределах любой степени точности продолжать ряд допусков в сторону больших номинальных размеров с изменением числовых значений по ряду $R10$. Табл. 1 ГОСТ 24643—81 включает ряд чисел

Таблица 12

Группа допусков	Вид допуска	Знак	Числовое значение допуска
Формы	Допуск прямолинейности		Ограничивает абсолютную величину отклонения
	Допуск плоскостности		
	Допуск цилиндричности		Ограничивает отклонение в радиусном выражении
	Допуск круглости		
	Допуск профиля продольного сечения		
Расположения	Допуск параллельности		Ограничивает предельное отклонение погрешности от базы
	Допуск перпендикулярности		
	Допуск наклона		
	Допуск соосности		Ограничивает отклонение либо в диаметральном ($\varnothing$ или T), либо в радиальном (R или $T/2$) выражении, что оговаривается
	Допуск симметричности		
	Позиционный допуск		
	Допуск пересечения осей		
Суммарные формы и расположения	Допуск радиального биения Допуск торцового биения Допуск биения в заданном направлении		Ограничивает суммарное отклонение, показываемое индикатором при измерении

Продолжение табл. 12

Группа допусков	Вид допуска	Знак	Числовое значение допуска
Суммарные формы и расположения	Допуск полного радиального биения Допуск полного торцового биения		Ограничивает суммарное отклонение, показываемое индикатором при измерении
	Допуск формы заданного профиля Допуск формы заданной поверхности	 	Ограничивает суммарное отклонение либо в форме T , либо $T/2$, что оговаривается

от 0,1 до 16 000 мкм, которые только и могут использоваться в качестве стандартных значений допусков формы и расположения и до которых округляют расчетные значения (подшипники качения, зубчатые колеса).

В табл. 12 приведены стандартные (ГОСТ 2.308—79) условные обозначения допусков, в табл. 13 — нормируемые (ГОСТ 24643—81).

Таблица 13

№ таблицы в ГОСТ 24643-81	Вид отклонения	Номинальный размер, не более, мм
2	, —	10 000
3	, $\bigcirc$, =	2 500
4	$\parallel$, $\perp$, $\angle$, торцовое $\uparrow$ и $\nearrow$	10 000
5	$\odot$, = , $\times$ (ϕ) , радиальное $\uparrow$ и $\nearrow$	2 500
6	$\odot$, = , $\times$ (R)	2 500
7	$\oplus$, $\frown$, $\smile$	—

Допуски формы, как и допуски параллельности, назначают в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера (кроме поверхностей легкодеформируемых элементов). Предусмотрено три уровня относительной геометрической точности:

A — нормальная (назначается ~60 % от допуска размера),

B — повышенная (~40 % от допуска размера),

C — высокая (~25 % от допуска размера).

Применительно к допускам формы цилиндрических поверхностей уровни *A*, *B*, *C* составляют соответственно примерно 30, 20 и 12 %, так как ограничивают отклонение радиуса. Степень точности для допуска формы или расположения в каждом конкретном случае определяют в соответствии с рекомендациями ГОСТ 24643—81 по качеству допуска размера и принятого уровня геометрической точности.

Для деталей, сопрягаемых с контрдеталью по двум или более поверхностям, предусмотрена возможность ограничивать ряд погрешностей либо независимыми, либо зависимыми допусками.

Независимый допуск расположения или формы — допуск, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу. В этих случаях действительные значения проверяемой погрешности не должны превышать установленного на чертеже допуска, т. е. оценка годности рассматриваемого элемента не зависит от действительных размеров влияющих или базовых элементов. Например, в корпусах зубчатых передач контролируют собственно расположение осей в части их межосевого расстояния, перекоса, отклонения от параллельности или отклонений от соосности вне зависимости от действительно получившихся у детали размеров соответствующих цилиндрических отверстий и расточек. Независимые допуски назначают, когда необходимо обеспечить функциональную полноценность соединения или точность данного элемента взаимосвязана с точностью целого ряда других элементов (является звеном размерной цепи). При независимых допусках расположения годность изделия по данному параметру проверяют универсальными измерительными инструментами.

Зависимый допуск — переменный допуск, при котором годность элемента оценивают в зависимости от получив-

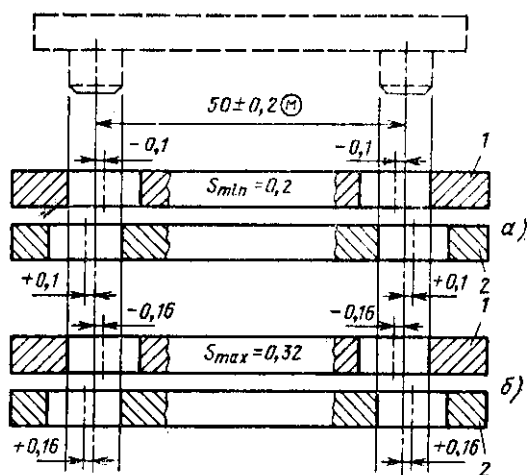


Рис. 35

шихся у каждой конкретной детали действительных размеров влияющих элементов. На чертеже, как и при независимом допуске, указывают минимальные значения допустимых отклонений, которые обеспечивают годность (собираемость) соединения из деталей, изготовленных по проходным пределам (вал по наибольшему, а отверстие по наименьшему предельным размерам). Во всех остальных случаях действительные отклонения у годных деталей могут превышать чертежные на величину, равную отклонению действительных размеров влияющих элементов от проходного предела.

Например (рис. 35), предположим, что необходимо болтами М5 попарно соединить независимо изготавливаемые планки 1 и 2. Для этого в каждой из них на расстоянии 50 мм сверлят два отверстия $\varnothing 5,2/112^{(+0,12)}$. Требуется назначить зависимый допуск (обозначают знаком, представляющим собой букву М в кружке). На рис. 35 зоны прохождения болтов $\varnothing 5$ мм, имеющих наибольший предельный размер, условно выделены двумя сквозными вертикальными полосами.

Минимально необходимые симметричные отклонения, обеспечивающие собираемость деталей с проходными пределами (рис. 35, а), в общем виде равны наименьшему зазору $\pm S_{min}$, что составляет $\pm 0,2$ мм.

При другом крайнем допущении отверстия могут быть изготовлены по непроходному пределу (рис. 35, б), при этом реальные зазоры, а значит и действительные отклонения межосевого расстояния в годных деталях возрастут до $\pm(S_{min} + T_D)$ или до $\pm 0,32$ мм.

Зависимые допуски расположения преимущественно назначают на межосевые расстояния крепежных отвер-

стей, соосность участков ступенчатых отверстий, на симметричность расположения шпоночных пазов и т. п. Эти допуски контролируют комплексными калибрами расположения, которые представляют собой прототипы композиции сопрягаемых деталей (штриховой контур на рис. 35). Зависимые допуски расположения экономичнее независимых за счет получающегося расширения пределов действительных отклонений и ускорения контроля и во всех технически допустимых случаях должны иметь преимущественное применение.

Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей устанавливает ГОСТ 25069—81. Он распространяется на металлические детали машин и приборов, обработанные резанием.

У поверхностей, для которых отклонения формы на чертеже не ограничены числовыми значениями, допускаются любые отклонения формы в пределах поля допуска размера рассматриваемого элемента. Если для каких-либо элементов указаны допуски параллельности, перпендикулярности, наклона или торцового биения, то неуказанный допуск плоскостности или прямолинейности равен указанному допуску расположения или торцового биения.

Неуказанные допуски расположения и биения устанавливают в зависимости от определяющего допуска размера, т. е. допуска того размера элемента, который принимают за номинальный при определении интересующей погрешности расположения. Этот допуск может быть указан качеством непосредственно у размера или оговорен общей записью в технических требованиях. За номинальный размер принимают, как правило, наибольший размер рассматриваемого или базового элемента.

Если деталь имеет элементы, для которых установлены допуски расположения, то одноименные неуказанные допуски следует относить к той же базе. В остальных случаях базы выбирают в соответствии со специально установленными правилами. В частности, при контроле перпендикулярности за базу следует принимать поверхность (или ее ось), имеющую большую протяженность в рассматриваемых перпендикулярных направлениях, при контроле соосности, пересечения осей, радиального или торцового биения за базу следует принимать ось поверхности с большей длиной, при одинаковых длинах — ось отверстия более точного качества, при одинаковых качествах —

ось отверстия с большим диаметром и т. д. Для погрешностей расположения, у которых имеется два способа задания допуска (диаметральный и радиальный), в таблицах стандарта их значения указаны в диаметральном выражении и в качестве независимых; при необходимости они могут быть установлены и как зависимые.

Допуски наклона и позиционные допуски нельзя устанавливать в качестве неуказанных. Когда необходимо назначить эти виды допусков расположения, они должны быть указаны на чертеже непосредственно у нормируемых элементов.

§ 22. УКАЗАНИЕ НА ЧЕРТЕЖАХ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Правила указания допусков формы и расположения геометрических элементов устанавливает ГОСТ 2.308—79. В стандарте для нормирования комплексных погрешностей формы и всех отклонений расположения предусмотрены условные обозначения, приведенные в табл. 12. Указание на чертежах допусков условными знаками является предпочтительным. При отсутствии условных обозначений или при наличии особых мотивов вид и значение допуска указывают в технических требованиях текстом с регламентированным содержанием: наименование допуска, буквенное или конструктивное наименование нормируемого элемента, числовое значение допуска в миллиметрах, а также (по необходимости) база, радиусная или диаметрально-формальная форма выражения допуска, оговаривают зависимые допуски.

При условном обозначении знак, числовое значение допуска в миллиметрах и, если надо, ссылка на измерительную базу в указанной последовательности вписывают в рамку, разделенную соответственно на две или три части. Рамку предпочтительно располагать горизонтально (допускается вертикально), высота всех обозначений в ней должна соответствовать принятому на чертеже размеру чисел. Пересекать рамку допуска какими-либо линиями не допускается. Рамку соединяют прямой или ломаной линией с контурной или продолжающей ее выносной линией элемента, форму или расположение которого ограничивает данный допуск. Конечный отрезок соединительной линии должен заканчиваться стрелкой и по рас-

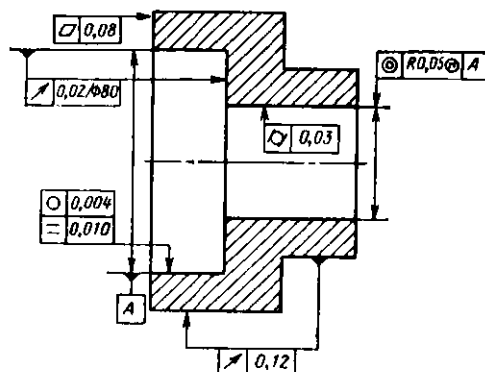


Рис. 36

положению соответствовать направлению измерения отклонений (рис. 36).

При ограничении отклонений расположения или суммарных формы и расположения измерительную базу указывают либо с помощью второй соединительной линии с зачерненным треугольником на конце, либо путем ее указания русской прописной буквой в третьей части рамки с одновременным обозначением этой же буквы на удобном месте около базы; буква при этом обводится отдельной рамкой, которая соединяется с базой. Если нет необходимости или возможности (у симметричной детали) различать элементы и выбирать один из них за базовый, то вместо зачерненного треугольника применяют стрелку.

Для отклонений, допуски которых могут быть заданы либо в диаметральном, либо в радиусном выражении, вид допуска указывают непосредственно перед числовым значением соответственно символами $\varnothing$ или R при круглой (цилиндрической) форме области поля допуска и T или $T/2$ в остальных случаях. Знак зависимого допуска помещают после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого или взаимосвязанных элементов детали. Этот знак помещают в третьей части рамки, если зависимый допуск связан с действительными размерами базы. При суммарном влиянии тех и других действительных размеров знаки зависимого допуска помещают одновременно во второй и третьей частях рамки допуска.

В случае задания выступающего поля допуска расположения непосредственно после его числового значения

помещают символ — буква *P* в кружке; одновременно такой же символ указывают перед размером, определяющим длину нормируемого участка.

Линейные и угловые размеры, определяющие номинальное расположение или номинальную форму элементов, ограничиваемых допуском, при назначении позиционного допуска, допуска наклона, допуска формы заданной поверхности или заданного профиля указывают на чертежах без предельных отклонений и заключают в прямоугольные рамки.

Примеры по указанию допусков формы и расположения приведены на рис. 36, где обозначено: допуск плоскостности наружного левого торца втулки 0,08 мм, допуск торцового биения дна расточки не более 0,02 мм на диаметре 80 мм относительно цилиндрической поверхности этой же расточки; цилиндрическая поверхность расточки имеет допуск круглости 0,004 мм и допуск профиля продольного сечения 0,01 мм; допуск цилиндричности отверстия меньшего диаметра 0,03 мм; отклонение от соосности малого отверстия относительно оси расточки в радиусном выражении 0,05 мм (допуск зависимый); радиальное биение наружных поверхностей большего диаметра относительно меньшего до 0,12 мм.

Более многочисленные и разнообразные примеры приведены в приложении к ГОСТ 2.308—79.

§ 23. ДОПУСКИ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОСЕЙ ОТВЕРСТИЙ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ

ГОСТ 14140—81 распространяется на детали машин и приборов, которые соединяют болтами, винтами, шпильками и другими крепежными деталями с параллельно расположенными осями при условии независимого изготовления всех деталей соединения. Как правило, допуски расположения осей следует задавать зависимыми. Следовательно, преимущественным способом контроля должен являться комплексный контроль калибрами расположения, который в случае расхождения с результатами поэлементной проверки является арбитражным.

Предусмотрено два способа задания предельных отклонений на расположение осей отверстий.

1. Позиционными допусками осей отверстий. Такой способ является предпочтительным при числе отверстий более двух. В этом случае поле допуска представляет собой номинально расположенный по толщине детали

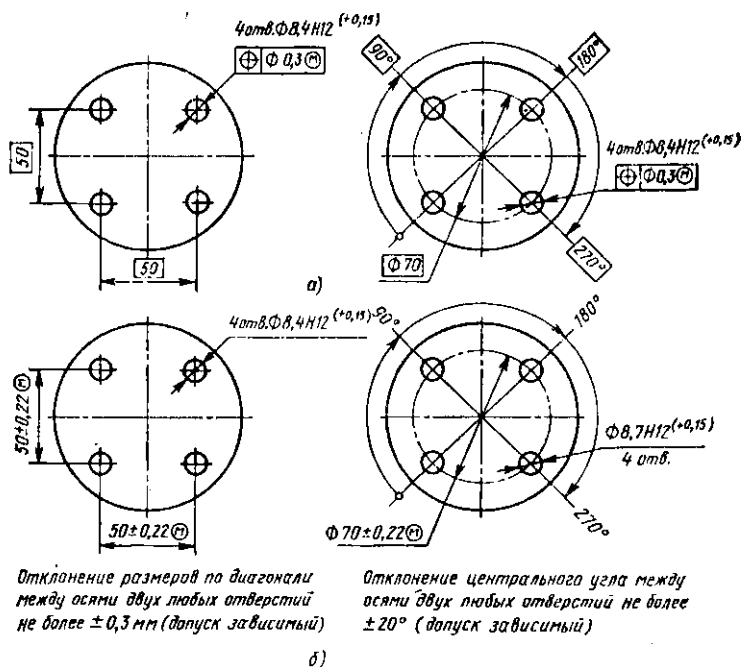


Рис. 37

цилиндр, за пределы пространства которого не должна выходить ось действительного отверстия. Таким образом комплексно ограничиваются любые линейные и угловые отклонения расположения осей отверстий.

2. Предельными отклонениями ($\pm \delta$) размеров, определяющих положение осей отверстий в прямоугольных либо полярных координатах.

При любом из двух возможных способов задания допусков сначала определяют значение позиционного допуска в диаметральной выражении. Его подсчитывают в зависимости от типа соединения *A* или *B*, минимального зазора для прохода крепежной детали $S_{\min}$ и степени использования этого зазора для компенсации отклонения расположения осей, определяемой коэффициентом *K*.

Обычно позиционные допуски осей отверстий устанавливают одинаковыми для обеих соединяемых деталей по следующим зависимостям: $T = K S_{\min}$ — для соединений типа *A* (болтами, заклепками, когда зазоры имеются

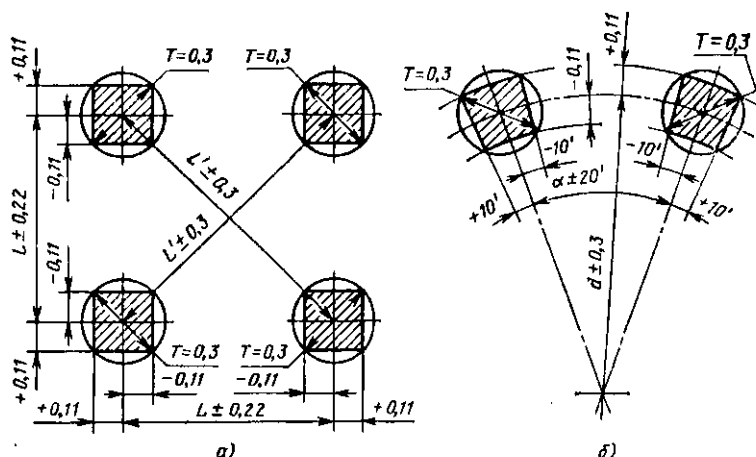


Рис. 38

в обеих деталях); $T = 0,5KS_{\min}$ для соединений типа В (винтами, шпильками, когда зазор имеется лишь в одной детали).

Рекомендуется принимать K равным 1 или 0,8 для соединений, не требующих регулировки взаимного расположения деталей; 0,8 или 0,6 (и даже меньше) для соединений, в которых необходима некоторая регулировка взаимного расположения деталей.

Например, при соединении двух деталей болтами М8 (рис. 37, а) и $K = 0,8$ находим $S_{\min} = 8,4 - 8 = 0,4$ мм, $T = 0,8 \cdot 0,4 = 0,32$ мм. Ближайшим стандартным значением (табл. 1 ГОСТ 14140—81) является 0,3 мм, которое и указываем на чертеже. Линейные или угловые координирующие размеры при этом заключаются в рамки и непосредственной проверке не подлежат.

В случае задания допусков по второму способу (рис. 37, б) при прямоугольных координатах в табл. 2 ГОСТ 14140—81 по $T = 0,3$ мм при схеме четырех отверстий в два ряда находим на межцентровые расстояния отклонения $\pm 0,22$ и на размеры по диагонали $\pm 0,3$ мм (без второго ограничения отверстия могут оказаться в вершинах параллелограмма, а не прямоугольника). При полярных координатах аналогично по $T = 0,3$ мм и схеме расположения отверстий в табл. 3 того же стандарта находим отклонения на диаметр окружности центров $\pm 0,22$ мм и на центральный угол между осями любых двух соседних отверстий $\pm 20'$.

Схема взаимного соответствия полей допусков при двух методах задания предельных отклонений в системе прямоугольных координат показана на рис. 38, а, в полярных координатах — на рис. 38, б. Отклонения координирующих размеров не зависят от их величины, а определяются лишь принятой величиной позиционного допуска T .

§ 24. ПОНЯТИЕ О КАЛИБРАХ РАСПОЛОЖЕНИЯ

Допуски, методика расчета исполнительных размеров и общие указания по применению калибров для контроля расположения поверхностей установлены ГОСТ 16085—80. Он распространяется на калибры неразъемной конструкции, предназначенные для контроля поверхностей (их осей или плоскостей симметрии) с зависимыми допусками расположения, а также для контроля прямолинейности оси при зависимом допуске формы.

Измерительные поверхности калибров расположения представляют собой композицию элементов, воспроизводящих совокупность поверхностей сопрягаемых деталей. При этом размеры отдельных измерительных поверхностей выполняют по наиболее неблагоприятному для сборки размеру (по проходному пределу), а их относительное расположение или положение относительно базового элемента с очень высокой точностью выдерживают по указанным на чертеже изделия номинальным размерам.

Калибры расположения являются проходными. Изделие считается годным и гарантируется его последующая собираемость, если калибр соединяется с ним (проходит) по всем контролируемым поверхностям. Расположение нормируемых элементов следует контролировать после того, как раздельно установлена годность размеров влияющих поверхностей (диаметров отверстий, валов, ширина пазов или выступов и т. п.).

Исходным для расчета допусков каждого элемента калибра расположения является поле позиционного (соосности, симметричности и др.) допуска. Если допуск расположения указан предельными отклонениями размеров, координирующих оси (плоскости симметрии) поверхностей, или другими видами допусков расположения, их предварительно пересчитывают на позиционный допуск контролируемых поверхностей по приведенным в ГОСТ 16085—80 формулам. Если у изделий зависимый допуск расположения задан равным нулю (отклонение расположения допускается лишь в пределах полей допусков на размеры поверхностей), то имеются особые указания о порядке их контроля.

Для типовых случаев в ГОСТ 16085—80 приведены схемы расположения полей допусков измерительных элементов калибров расположения относительно проходных пределов соответствующих поверхностей изделия. Расчет

калибров сводится к нахождению по величине позиционного допуска T_p поверхности изделия табличных значений основного отклонения F (определяет положение поля допуска калибра), значений допуска на изготовление H и гарантированного допуска на износ W элемента калибра, а также его позиционного допуска T_{PK} и некоторых дополнительных точностных ограничений (например, предельных отклонений осей измерительных элементов от общей плоскости и др.). По найденным величинам подсчитывают предельные размеры отдельных элементов калибра и составляют технические требования.

Вопросы для самопроверки.

1. Что принимают за начало отсчета отклонений формы и что за начало отсчета отклонений расположения?

2. Какие комплексные и частные виды отклонений формы Вы знаете? Условные знаки для их обозначения на чертежах.

3. Какие виды отклонений расположения и соответствующие им условные знаки Вы знаете?

4. Какие суммарные отклонения формы и расположения и соответствующие им условные знаки Вы знаете?

5. Правила указания допусков формы и расположения на чертежах.

6. Различие между независимыми и зависимыми допусками расположения. Когда применяются, как обозначаются и как контролируются те и другие?

7. Для каких отклонений обязательно надо оговаривать вид допуска — задан ли он в диаметральной или радиусном выражении?

8. Основные правила задания допусков расположения осей отверстий для крепежных деталей по ГОСТ 14140—81.

9. Нормирование точности поверхностей с неуказанными допусками формы и расположения.

10. Область и порядок применения калибров расположения.

ГЛАВА 5

КОНТРОЛЬ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ ГЛАДКИМИ КАЛИБРАМИ

§ 25. ПРИНЦИПЫ КОНТРОЛЯ ДЕТАЛЕЙ ГЛАДКИМИ КАЛИБРАМИ.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ КАЛИБРОВ

При изготовлении деталей их действительные размеры в силу различных причин иногда оказываются вне поля допуска. Годность действительных размеров устанавливают либо путем их измерения, либо путем

контроля. В любом случае необходимо учитывать ГОСТ 8.051—81 «Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм» и СТ СЭВ 1155—78 «Нормальные условия измерения длин и углов». В последнем указаны нормальные значения основных факторов, влияющих на результаты измерения: температура 20 °С, атмосферное давление 101325 Па, относительная влажность окружающего воздуха 58 %, горизонтальное (90° от направления силы тяжести) положение плоскости измерения линейных и угловых размеров, нулевая относительная скорость движения окружающей воздушной среды, отсутствие вибраций и сотрясений.

Измерить — значит определить действительный размер с заданной точностью в принятых линейных единицах с помощью каких-либо универсальных измерительных средств. Сравнив измеренные в нескольких сечениях размеры с предельными, делают заключение о годности детали. Метод применяют в единичном и мелкосерийном производствах, при ремонтных и экспериментальных работах, при точности выше 6-го качества, при очень малых (менее 1 мм) или достаточно больших (обычно более 200 мм) размерах, а также в массовом производстве при наладке оборудования или при статистических методах контроля, когда в выборках необходимо знать действительные размеры деталей.

Результаты точных измерений, выполненных в условиях, отличных от нормальных, должны приводиться к нормальным, если погрешность измерения из-за влияния этих отличий превышает 35 % допускаемой погрешности измерения. Погрешность измерения (ее главная составляющая — инструментальная погрешность) устанавливают в процентах от допуска измеряемых линейных величин, она колеблется примерно от 35 % (при точных качествах) до 20 % (при грубых качествах).

Проконтролировать — значит установить факт годности или негодности проверяемого размера, что часто возможно и без определения его действительной величины.

Методы контроля подразделяются на пассивные и активные. При *активных методах* по существу контролируют ход технологического процесса. При этом предупреждение выдается до момента появления брака и служит сигналом для подналадки данного технологического процесса. При *пассивных методах* контроля констатируют годность или негодность изготовленных деталей.

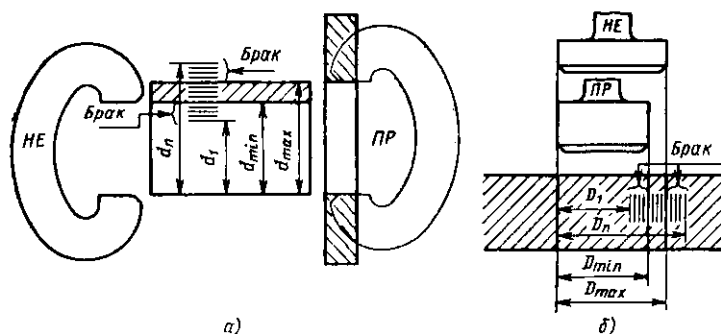


Рис. 39

В зависимости от целевого назначения применяют различные виды технического контроля (ГОСТ 16504—81): входной, операционный, приемочный, инспекционный, летучий и др.; контроль может быть сплошной или выборочный, непрерывный или периодический и т. д. В массовом и серийном производствах наиболее распространен способ контроля размеров гладкими калибрами, называемыми часто предельными.

В основу конструирования гладких калибров положен принцип подобия, согласно которому проходные калибры должны являться прототипом сопрягаемой детали и контролировать в комплексе все виды погрешностей данной простой или сложной (например, шлицевой) поверхности. Это обеспечивает собираемость соединения. Непроходные калибры должны иметь контакт, приближающийся к точечному, чтобы проверять раздельно у каждого элемента, не нарушен ли его непроходной предел (не чрезмерно ли удален при обработке материал).

Схема контроля цилиндрических поверхностей гладкими калибрами показана на рис. 39, где относительно предельных размеров штрихами условно обозначены различные действительные размеры ряда деталей. Если детали по размерам годные, то в соответствии с названием проходные калибры ПР по контролируемой поверхности должны проходить, а непроходные НЕ — не должны проходить. Детали, не удовлетворяющие любому из этих двух условий, являются негодными, их отбраковывают. При этом без всяких дополнительных действий они могут быть подразделены на исправимый брак (валы с завышен-

ным размером, отверстия с заниженным диаметром) и неисправимый брак.

При контроле валов (см. рис. 39, а) проходные калибры в виде колец применяют только в особо ответственных случаях, когда требуется контролировать цилиндричность (особенно при наличии огранки, имеющей форму псевдоокружности). Кольца неудобны для пользования, сложнее в изготовлении. Поэтому проходные калибры для валов обычно делают в виде скоб. Чтобы не пропустить детали с большой конусообразностью или овальностью, поверхность необходимо проверять скобами в нескольких местах по длине и не менее чем в двух взаимоперпендикулярных направлениях каждого сечения.

Контроль размеров отверстий (см. рис. 39, б) производится проходными и непроходными калибрами — пробками. Для одновременной проверки диаметра и прямолинейности оси отверстий, а также повышения износостойкости проходная пробка обязательно имеет большую длину, чем непроходная. Когда есть опасность получения в отверстиях значительной овальности, например при расточке вращающимся с борштангой резцом, непроходную пробку следует делать неполной (с боковыми срезами) или заменить ее штихмасом (мерный стержень со сферическими торцами).

При контроле гладкими калибрами следует соблюдать ряд правил, в частности, пользоваться только калибрами, предназначенными для данного случая по штатному положению (рабочие производственники — проходными новыми, работники ОТК, представители заказчика и других внешних организаций — частично изношенными), следить за чистотой мерительных поверхностей, не пытаться силой проталкивать проходные калибры (при массе свыше 100 г они должны проходить под действием силы тяжести), во избежание нагрева не держать калибры в руках дольше, чем это необходимо, контролировать только остывшие после обработки детали, стремиться, чтобы коэффициенты линейного расширения материалов средства измерения и проверяемых деталей были возможно более близкими.

Виды гладких нерегулируемых калибров для контроля цилиндрических отверстий и валов устанавливает ГОСТ 24851—81, в котором различным конструктивным разновидностям присвоены номера вида (1 ... 12) и соответствующие наименования.

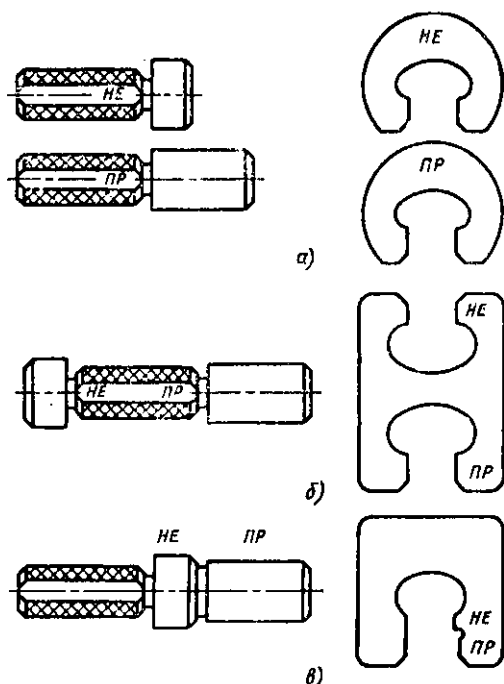


Рис. 40

Существует три варианта исполнения гладких калибров: 1. Однопредельные пробки или скобы, применяемые преимущественно при контроле относительно больших размеров (рис. 40, а). 2. Двусторонние калибры (рис. 40, б), которые несколько ускоряют контроль, однако они предусмотрены лишь для размеров 1 ... 10 мм (калибры-скобы) и 1 ... 50 мм (калибры-пробки). 3. Односторонние двухпредельные (рис. 40, в) калибры компактные, дешевле, вдвое ускоряют контроль, а потому наиболее широко рекомендуются к применению. Эти калибры предусмотрены для широкого диапазона размеров.

В связи со значительной трудоемкостью высокоточных измерений внутренних размеров для контроля калибров-скоб в процессе их доводки при изготовлении и для быстрого определения момента полного изнашивания проходных калибров-скоб в процессе эксплуатации установлены виды гладких контрольных калибров (контроль-калибров), имеющих форму гладких калибров-шайб или форму обычных гладких калибров-пробок.

Таблица 14

Кв. литет контролируемых поверхностей			Параметр шероховатости Ra^* (мкм) для номинальных размеров, мм	
Пробка	Скоба	Контроль-ный	0,1 ... 100	Св. 100 до 360
6	—	6—9	0,04 (0,025)	0,08 (0,05)
7—9	6—9	10 и грубее	0,08 (0,05)	0,16 (0,10)
10—12	—	—	0,16 (0,10)	
13 и грубее			0,32 (0,20)	0,32 (0,20)

* В скобках указаны предпочтительные значения.

Односторонние скобы, начиная с размеров свыше 20 мм для контроля валов до 8-го качества включительно, обязательно должны снабжаться теплоизоляционными ручками-накладками.

Конструктивно гладкие калибры могут выполняться регулируемыми (ГОСТ 2216—68) и нерегулируемыми (калибры-пробки по ГОСТ 14807—69 ... ГОСТ 14827—69, калибры-скобы по ГОСТ 18358—73 ... ГОСТ 18369—73). Регулируемые калибры-скобы дороже и менее жестки, чем нерегулируемые, но могут быть перенастроены в некотором интервале размеров (удобно для серийного производства) и допускают быстрое восстановление размера, потерянного из-за изнашивания мерительных поверхностей. Нерегулируемые калибры широко применяют вследствие дешевизны и большей точности. ГОСТ 2015—69 регламентирует технические условия на них и, в частности, шероховатость поверхностей (табл. 14), так как она влияет на их долговечность и точность контроля. Для улучшения упомянутых показателей мерительные поверхности закалывают до высокой твердости (HRC 62 ... 65), наносят износостойкие покрытия (хромирование) или оснащают твердыми сплавами (ГОСТ 16775—71 ... 16780—71).

§ 26. ДОПУСКИ НА ГЛАДКИЕ КАЛИБРЫ

Допуски на мерительные поверхности гладких калибров установлены для размеров до 500 мм (ГОСТ 24853—81) и для размеров 500 ... 3150 мм (ГОСТ 24852—81). Допуски на калибры должны быть значительно меньше допусков тех деталей, для контроля которых они предназначены. Очевидно, что все поля допусков калибра в принципе необходимо располагать в границах табличного поля допуска контролируемых деталей. Однако при точных квалитетах это сделать не удастся, так как реальный допуск, остающийся рабочему на изготовление (назовем его условно рабочий допуск), оказывается нерационально малым.

ГОСТ 24853—81 для размеров до 500 мм предусматривает восемь вариантов схем расположения полей допусков калибров и контркалибров относительно поля допуска контролируемой детали:

Калибры гладкие	До 180 мм	Св. 180 до 500 мм
Квалитеты для валов	6, 7, 8; 9—17	6; 7; 8; 9—17
Квалитеты для отверстий	6; 7; 8; 9—17	6; 7; 8; 9—17

Над каждым полем допуска цифрой указан номер конструктивного вида, а в его пределах — буквенное обозначение соответствующего калибра по ГОСТ 24851—81.

Калибры для размеров свыше 500 мм согласно ГОСТ 24852—81 применяют только для контроля деталей 9 ... 17-го квалитетов и имеют единую схему расположения полей допусков.

Расчет калибров сводится к определению исполнительных размеров измерительных поверхностей, ограничению отклонений их формы и назначению оптимальной шероховатости. Оптимальной называют шероховатость, обеспечивающую минимальный износ и сохраняющуюся в процессе длительной эксплуатации изделия. Началом отсчета отклонений для проходных гладких калибров является проходной предел вала или отверстия, для непроходных — их непроходной предел. На проходные калибры, кроме допуска на изготовление, отдельно предусматривают еще допуск на износ, так как без этого при современных инструментальных материалах не удастся обеспечить их достаточно длительную эксплуатацию.

На рис. 41 приведена схема полей допусков гладких калибров для контроля деталей 6 ... 8-го квалитетов с размерами до 180 мм. Над каждым полем допуска циф-

рой указан номер конструктивного вида, а в его пределах — буквенное обозначение соответствующего калибра по ГОСТ 24851—81. Все необходимые величины рабочих частей калибров и контркалибров указаны в установленных стандартом буквенных обозначениях и параллельно (в скобках) приведены числовые значения для деталей соединения 25H7/k6.

Поля допусков на изготовление калибров (H — для пробок, H_1 — для скоб, H_p — для контркалибров) оставлены светлыми, получающийся табличный допуск на износ помечен вертикальной штриховкой. Поля допусков на изготовление калибров располагаются симметрично линии, соответствующей размеру их проходной или непроходной стороны. В схемах для размеров до 180 мм непроходная сторона калибров совпадает с проходным пределом детали, а проходная сторона смещена внутрь контролируемого поля допуска на Z для пробок и Z_1 для скоб. Граница максимально допустимого износа для рассматриваемых квалитетов выходит за проходной предел детали на Y для пробок и Y_1 — для скоб.

Таким образом, для определения всех необходимых размеров достаточно в таблицах ГОСТ 24853—81 найти для калибров-пробок величины H , Z и Y , а для калибров-скоб H_1 , Z_1 , Y_1 и, если необходимо, H_p для контрольных калибров. Контрольные калибры целесообразно изготавливать только на специализированных предприятиях, выпускающих калибры-скобы большими партиями. В остальных случаях их роль выполняют блоки концевых плоскопараллельных мер.

Исполнительные размеры мерительных поверхностей гладких калибров подсчитывают по формулам ГОСТ 24853—81 (или берут по ГОСТ 21401—75) таким образом, чтобы весь допуск на изготовление оказался направленным «в тело», поскольку это удобнее при их индивидуальной доводке. Кроме того, стандарт регламентирует ужесточенные требования к отклонениям формы указанных поверхностей.

Исходя из многолетнего опыта установлено, что в подавляющем числе случаев лекальщики при доводке калибров используют только часть допуска на изготовление (условно — половину). Поэтому на калибре, как правило, остается средневероятный допуск на износ (с. в. д. и.), численно равный сумме $(Z + Y)$. Из этой величины исходят при определении предполагаемой долговечности и по-

требности в калибрах; по ней определяют момент передачи проходных калибров от рабочих (в сфере активного производства изнашивают ≈ 70 % с. в. д. и.) контролерам ОТК (изнашивают оставшиеся ≈ 30 % с. в. д. и. и обеспечивают изъятие калибров при их полном износе). Указанный порядок пользования проходными предельными калибрами практически исключает пропуск бракованных деталей, который кажется возможным в связи с частичным выходом полей допусков калибров за предельные размеры деталей. Схемы расположения полей допусков калибров в 9 ... 17-м квалитетах и во всех квалитетах для размеров свыше 180 мм отличаются главным образом тем, что в связи с возрастанием контролируемого допуска появляется возможность уменьшить, а то и совсем устранить выход размеров калибров за пределы поля допуска детали.

Контроль калибрами ведет к определенному ужесточению реального (рабочего) допуска на изготовление детали против табличного. На рис. 41 помечен теоретически возможный минимальный рабочий допуск, получающийся при самом неблагоприятном сочетании размеров выданных рабочему новых калибров ПР и НЕ (в примере у отверстия 14 мкм, по чертежу 21 мкм; у вала 6 мкм, по чертежу 13 мкм) и средневероятный рабочий допуск при средневероятных размерах новых калибров (у отверстия 18 мкм, по чертежу 21 мкм; у вала 10 мкм, по чертежу 13 мкм). По мере изнашивания проходной стороны рабочий допуск постепенно возрастает.

Контрольные калибры (или при размерах до 180 мм блоки концевых мер) предназначены для ускорения проверки окончательных размеров проходной и непроходной сторон при изготовлении нерегулируемых или при установке регулируемых гладких скоб (К—ПР и К—НЕ), а также для контроля момента полного износа проходных калибров-скоб в процессе их эксплуатации (К—И). Размеры калибров-пробок во всех случаях проверяют универсальными измерительными средствами, что для наружных поверхностей не представляет сложности.

На рис. 42 приведены эскизы калибра-пробки (ГОСТ 14810—69), калибра-скобы (ГОСТ 18362—73) и контрольного калибра-шайбы для рассмотренного числового примера с указанием типового клеймения, шероховатости и исполнительных размеров измерительных поверхностей.

По мере повышения точности отдельных деталей и качества изделий в целом рекомендуется во всех видах про-

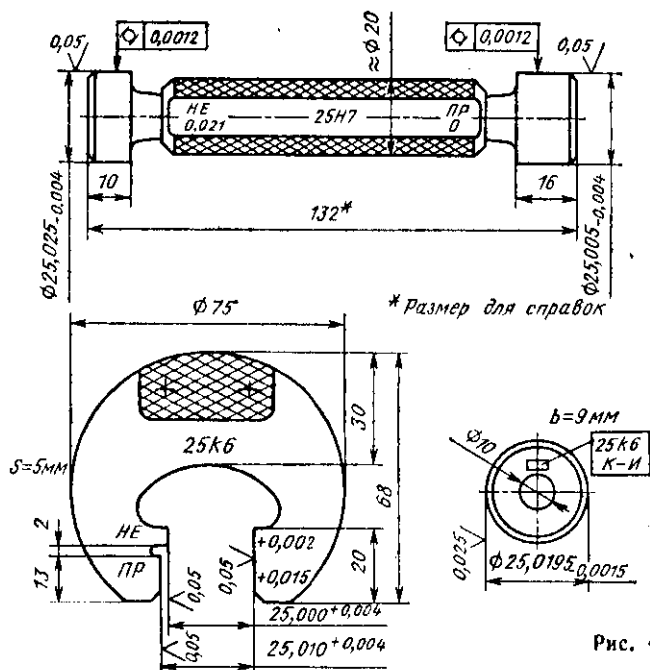


Рис. 42

изводства более широко применять универсальные или иные показывающие шкальные измерительные устройства [16]. Этим достигается: а) сокращение сроков и стоимости подготовки производства изделий; б) постоянное наличие информации о действительных размерах сходящих с металлообрабатывающего оборудования деталей, что позволяет своевременно вмешиваться в процесс обработки и предотвращать появление брака при любых видах производственного контроля; в) возможность одновременно с отклонениями размера выявлять и большинство отклонений формы, требования к которым для ответственных поверхностей, как правило, ограничены лишь частью допуска на размер.

§ 27. КАЛИБРЫ ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЛУБИН И ВЫСОТ УСТУПОВ

Особую группу составляют предельные калибры для контроля глубин и высот уступов, конструктивно представляющие ступенчатые пластины той или иной формы. ГОСТ 2534-77 предусматривает охват раз

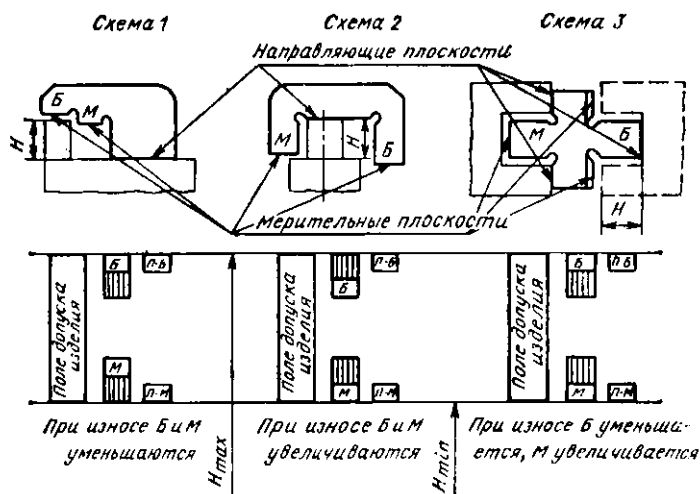


Рис. 43

меров 1 ... 500 мкм 11 ... 17-го квалитетов. Сторону рабочего калибра для наибольшего предельного размера обозначают буквой *Б*, сторону для наименьшего предельного размера — буквой *М*. Для калибров на оба размера *Б* и *М* всегда дается допуск на износ. Действительные размеры сторон при изготовлении и в процессе эксплуатации проверяют универсальными измерительными средствами.

Пользование рассматриваемыми калибрами основано на том же принципе: при годности размера контролируемого уступа ступень *Б* калибра через него проходит, а *М* — не проходит.

В зависимости от характера воздействия износа измерительных поверхностей на изменение размеров *Б* и *М* ГОСТ 2534—77 предусматривает три схемы расположения полей допусков (рис. 43). Поля допусков на износ калибров заштрихованы. Размеры допусков и отклонений, а также числовые примеры расчета калибров приведены в стандарте.

При использовании калибров в качестве приемных, т. е. работниками службы ОТК или представителями внешних организаций, действительные размеры сторон *Б* и *М* калибров должны быть близкими к соответствующим предельным размерам контролируемого элемента детали (см. поля допусков *П—Б* и *П—М* на рис. 43).

§ 28. ПОНЯТИЕ О НОРМАЛЬНЫХ КАЛИБРАХ

Нормальные калибры, называемые обычно шаблонами, представляют собой стальные пластины толщиной 1,5 ... 5 мм с точно выполненным фасонным рабочим контуром. При пользовании нормальным калибром о годности того или иного элемента детали судят по степени его прилегания к проверяемой поверхности. Точность изготовления тем выше, чем меньше протяженность и величина получающихся между ними зазоров, которые оценивают «на просвет», «на краску» (по оставляемым следам слегка смазанного шаблона) либо с помощью набора щупов.

В промышленности шаблоны широко применяют при обработке криволинейных контуров и фасонных поверхностей: полостей ручьев в штампах объемной штамповки, пресс-формах, кокилях, формовочных моделей, направляющих треугольного или трапециевидального сечения, соединений типа «ласточкин хвост», при изготовлении фасонного режущего инструмента (различные фрезы, резцы) и т. п.

К общим шаблонам относят угловые, радиусные, галтельные и др. (рис. 44, а ... в), которые должны иметься в наличии комплектами для встречающегося диапазона размеров R . Контурные шаблоны воспроизводят конфигурацию различных фасонных поверхностей в плане, профильные — в поперечном сечении.

Большинство шаблонов изготовляют в паре с контршаблоном (рис. 44, г). Контур проверяемой детали (фа-

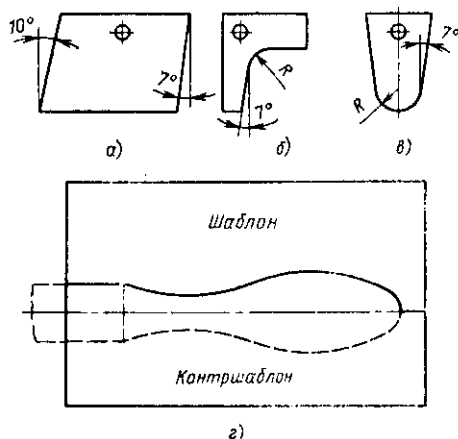


Рис. 44

сонной рукоятки) изображен штрихами. При изготовлении контршаблон окончательно доводят с проверкой на проекторе, добиваясь точного совпадения тени с контурами тщательно вычерченного в определенном масштабе (обычно 1 : 10) профиля. Контршаблон используют для: 1) доводки контура шаблона и изготовления нужного количества идентичных дубликатов, при симметричной фигуре обязательно добиваются плотного прилегания шаблона в обоих положениях (до и после поворота на 180°); 2) периодической проверки шаблонов в процессе их эксплуатации; 3) заточки в необходимых случаях фасонного режущего инструмента.

Вопросы для самопроверки.

1. Измерение и контроль деталей. Области применения указанных видов проверки.

2. Основные правила пользования гладкими калибрами. Почему новые ПР калибры выдают на рабочие места, а частично изношенные — ОТК?

3. Схема расположения полей допусков калибров и контркалибров относительно поля допуска проверяемой детали.

4. Значения каких величин надо найти из стандарта для определения исполнительных размеров измерительных поверхностей калибров?

5. Содержание типового клеймения гладких калибров и контркалибров.

6. Калибры предельные для контроля глубин и высот уступов. При каких качествах и размерах допускается их применение?

7. Нормальные калибры, области их применения и порядок пользования.

Г Л А В А 6

СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

§ 29. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения являются стандартными изделиями, которые изготавливают на специализированных государственных подшипниковых заводах (ГПЗ). Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям колец и ограниченной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения

и дорожками качения колец. Вследствие особо высоких требований к точности указанных элементов используют принцип групповой сборки.

Термины и определения подшипников качения и их элементов регламентирует ГОСТ 24955—81; допуски и отклонения размеров, формы, точности вращения и зазоров ненагруженных подшипников — ГОСТ 25256—82. Основные размеры подшипников качения устанавливает ГОСТ 3478—79. ГОСТ 520—71 распространяется на шариковые и роликовые подшипники с внутренним диаметром 0,6 ... 2000 мм, устанавливает пять классов точности подшипников, технические требования к материалам и термообработке, шероховатость присоединительных поверхностей, допуски на размеры, отклонения формы и расположения элементов отдельных колец и подшипников в сборе и др.

Классы точности подшипников качения обозначают в порядке повышения точности арабскими цифрами 0, 6, 5, 4 и 2. Класс точности проставляют через тире перед условным числовым обозначением подшипника (ГОСТ 3189—75), например 5—208, 6—36205. Нулевой класс в обозначениях не указывают, поскольку он является основным и принят к выпуску для всех типов подшипников качения. Чем выше класс точности, тем более ограничена номенклатура типоразмеров изготавливаемых по ним подшипников. Это объясняется как сужением области их применения, так и существенным повышением относительной стоимости.

С повышением класса точности возрастают точностные требования ко всем элементам подшипников как внутренним, обеспечивающим точность вращения и зазоры, так и внешним, обеспечивающим посадку колец в изделия. Для внутренних колец шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально упорных подшипников с номинальным размером присоединительного диаметра $d = 18 \dots 30$ мм допуски приведены ниже, мкм:

Класс точности	0	6	5	4	2
Допуск на средний диаметр отверстия d_m	10	8	6	5	4
Непостоянство ширины кольца	20	10	5	2,5	2
Биеение торца относительно отверстия	20	10	8	4	2
Радиальное биеение дорожки качения	13	10	4	3	2,5
Осевое биеение дорожки качения	40	20	8	4	2,5

В подшипниках качения оба кольца принимают в качестве основных деталей системы допусков (рис. 45).

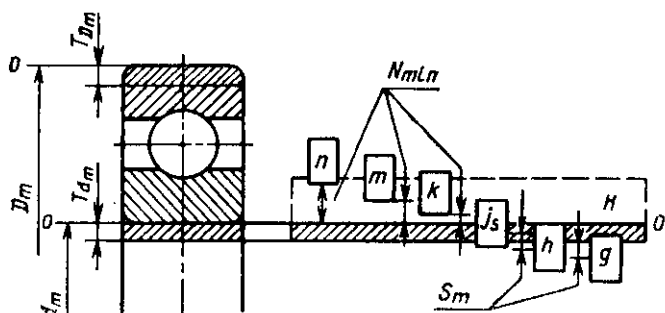


Рис. 45

Наружное кольцо по наружному диаметру D имеет допуск, направленный, как обычно, у основного вала «в тело». Внутреннее кольцо по внутреннему диаметру d является основной деталью системы отверстия. Однако его допуск направлен «в минус» от нулевой линии. Это позволяет получить из основных отклонений для переходных посадок частый ряд с натягами, что требуется в большинстве случаев для правильного присоединения внутреннего кольца. Посадки с зазором с основными отклонениями h и g при этом превращаются в переходные с небольшим средневероятным зазором S_m . Таким образом сохраняется приемственность с назначавшимися ранее посадками системы ОСТ, обеспечивается широкое использование предпочтительных полей допусков.

Предельные отклонения диаметров в ГОСТ 520—71 даны отдельно для наружных и внутренних колец для средних диаметров d_m (или D_m) и для номинальных диаметров d (или D), как показано в табл. 15.

Таблица 15

Интервалы номинальных диаметров d , мм	Предельные отклонения в классах точности, мкм											
	0				6				5			
	d_m		d		d_m		d		d_m		d	
	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.	ниж.	вер.
Св. 18 до 30	-10	0	-13	+3	-8	0	-9	+1	-6	0	-6	0
» 30 » 50	-12	0	-15	+3	-10	0	-11	+1	-8	0	-8	0
» 50 » 80	-15	0	-19	+4	-12	0	-14	+2	-9	0	-9	0

Высокие требования к точности подшипников и одновременно недостаточная жесткость их колец заставляют при малом допуске на присоединительный размер в классах точности 0 и 6 несколько расширить допуск на овальность колец в свободном состоянии. За действительный средний размер d_{mr} или D_{mr} принимают средний из наибольшего и наименьшего измеренных размеров. Годные кольца в свободном состоянии должны одновременно удовлетворять отклонениям по обоим видам диаметров.

Например, известны действительные значения диаметров трех внутренних колец $d = 20$ мм класса точности 0:

1-е кольцо — $d_{\max r} = 20,002$ мм, $d_{\min r} = 19,988$ мм, тогда $d_{mr} = 19,995$ мм;

2-е кольцо — $d_{\max r} = 20,000$ мм, $d_{\min r} = 19,986$ мм, тогда $d_{mr} = 19,993$ мм;

3-е кольцо — $d_{\max r} = 19,991$ мм, $d_{\min r} = 19,987$ мм, тогда $d_{mr} = 19,989$ мм

Согласно допустимым предельным отклонениям (см. первую строку табл. 15) заключаем, что 1-е кольцо по размеру присоединительного диаметра является годным, 2-е кольцо — бракованным по $d_{\min r}$ и 3-е кольцо — негодным по d_{mr} .

Расчет значений параметров в посадках колец подшипников качения производят по предельным отклонениям d_m (D_m).

§ 30. НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ДЛЯ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Перечень полей допусков, отобранных из ГОСТ 25347—82 для образования подшипниковых посадок, рекомендации для выбора из них оптимальных в конкретных случаях и дополнительные требования к присоединительным поверхностям деталей содержит ГОСТ 3325—55.

Отличие подшипниковых посадок от обычных посадок цилиндрических соединений при одинаковом обозначении и предельных отклонениях поля допуска сопрягаемой детали состоит в том, что зазоры и натяги в них будут иметь другие значения из-за отличий в величине, а для внутренних колец и расположения полей допусков основных деталей.

Стандартные поля допусков приведены в табл. 16. С повышением класса подшипника возрастают требования к точности посадочных мест деталей. При классе точности 2 она установлена на грани достижимой в производственных условиях (IT3, IT4, IT5).

Таблица 16

Класс точности подшипников					
0 и 6		5 и 4		2	
На валы	На отверстия	На валы	На отверстия	На валы	На отверстия
<i>r6; r7</i>	<i>P7</i>	<i>n5</i>	<i>P6</i>	<i>n4</i>	<i>N5</i>
<i>p6</i>	<i>N7</i>	<i>m5</i>	<i>N6</i>	<i>m4</i>	<i>M5</i>
<i>n6</i>	<i>M7</i>	<i>k5</i>	<i>M6</i>	<i>k4</i>	<i>K5</i>
<i>m6</i>	<i>K7</i>	<i>j_s5</i>	<i>K6</i>	<i>j_s4; j_s3</i>	<i>J_s5; J_s4</i>
<i>k6</i>	<i>J_s7</i>	<i>h5</i>	<i>J_s6</i>	<i>h4; h3</i>	<i>H5; H4</i>
<i>j_s6</i>	<i>H7</i>	<i>g5</i>	<i>G6</i>	<i>g4</i>	<i>G6</i>
<i>h6; h7</i>	<i>G7</i>				
<i>g6</i>					
<i>f6</i>					

Таблица 17

Класс точности подшипника	Номинальный размер, мм					
	валов		отверстий		торцов заплеchkов	
	<i>d</i> ≤ 30	<i>d</i> > 30	<i>D</i> ≤ 30	<i>D</i> > 30	<i>d</i> ≤ 30	<i>d</i> > 30
0	1,25 [0,8]	2,5 [1,6]	1,25 [0,8]	2,5 [1,6]	2,5 [1,6]	2,5 [1,6]
6 и 5	0,63 [0,4]	1,25 [0,8]	0,63 [0,4]	1,25 [0,8]	1,25 [0,8]	2,5 [1,6]
4	0,32 [0,2]	0,63 [0,4]				

Параметр шероховатости *Ra* (мкм) поверхностей валов и отверстий в корпусах под подшипники не должен превышать величин, указанных в табл. 17.

Использование предпочтительных значений *Ra* (в рамках) способствует повышению качества посадок.

На соединительные поверхности деталей ограничиваются допустимые отклонения формы от цилиндричности и предельные значения торцового биения заплеchkов валов и отверстий корпусов. Отклонения от цилиндричности при классах точности подшипников 0 и 6 не должны превышать четверти допуска на размер диаметра данной поверхности, а при классах 5 и 4 — одной восьмой указанного допуска. Значения биения приведены в ГОСТ 3325—55 в зависимости от класса точности под-

Таблица 18

Типы подшипников	θ'	ΔR мм
Радиальные однорядные шариковые (при радиальном нагружении)	8—15	0,23—0,44
Радиально-упорные однорядные шариковые с углами контакта:		
$\alpha = 12^\circ$	8—12	0,23—0,35
$\alpha = 26^\circ$	7—10	0,2 —0,29
$\alpha = 36^\circ$	6—9	0,17—0,26
Роликовые конические	4—6	0,12—0,17
Игольчатые роликовые:		
однорядные	5—9	0,15—0,26
многорядные	4—6	0,12—0,17

подшипника и номинального размера шейки вала или диаметра отверстия корпуса.

Допуски цилиндричности и торцового биения указывают на рабочих чертежах деталей стандартными символами (ГОСТ 2.308—79).

На надежность работы подшипниковых узлов значительно влияет отклонение от соосности. Однако регламентация норм на отклонения от соосности отдельных элементов составных частей изделий затруднена в связи с разнообразием их конструкций, размеров, условий применения и сложности измерений. Поэтому предлагается [7] в дальнейшем установить обобщенный конструктивный параметр в виде допустимого угла перекося колец подшипников, значение которого зависит от типа подшипника. Тогда суммарное отклонение от соосности, вызванное всеми видами погрешностей, будет оцениваться в смонтированном узле по углу перекося θ между осями внутреннего и наружного колец подшипника. В табл. 18 для ряда наиболее распространенных типов подшипников классов точности 0 и 6 указаны предельные значения углов перекося и те же пределы, выраженные через линейные смещения посадочных мест ΔR на измерительном расстоянии 100 мм.

Посадку выбирают отдельно для каждого кольца по таблицам ГОСТ 3325—55 в зависимости от вращения или неподвижности кольца, вида нагружения, режима работы, а также размеров и типа подшипника.

Схема «вращается вал» имеет место у подшипников валов коробок передач, у роторов электродвигателей,

в центробежных насосах, центрифугах, редукторах и т. п., где внутреннее кольцо вращается вместе с валом. Схема «вращается корпус» лежит в основе работы подшипников в колесах автомобилей, тракторов, самолетов, в роликах конвейеров, когда при работе вращается наружное кольцо.

Установлено три вида нагружения: местное, циркуляционное и колебательное. При *местном нагружении* постоянная по величине радиальная нагрузка воздействует на один и тот же ограниченный участок дорожки качения (преимущественно наблюдается на невращающемся кольце подшипника) и вызывает местный износ. Поэтому идея присоединения таких колец к соответствующей детали в изделии заключается в получении посадки с небольшим среднестатистическим зазором, вследствие чего кольцо в процессе работы под воздействием отдельных толчков, сотрясений и других факторов будет периодически проворачиваться, износ дорожки станет более равномерным и долговечность кольца значительно возрастет.

Циркуляционный вид нагружения создается на кольце при постоянно направленной радиальной нагрузке, когда место нагружения последовательно перемещается по окружности кольца со скоростью его вращения. Посадка вращающегося циркуляционно нагруженного кольца должна обеспечивать гарантированный натяг, исключающий возможность относительных смещений или проскальзываний этого кольца и детали, так как их появление приведет к развальцовке поверхностей сопряжения, потере точности, перегреву и быстрому выходу узла из строя.

Колебательное нагружение имеет место при одновременном действии на кольцо двух радиальных нагрузок; постоянной по направлению и вращающейся вокруг оси. В результате на одном участке дорожки качения они усиливают друг друга, а на другом — ослабляют. Если одна из нагрузок значительно превышает другую, то действием меньшей можно пренебречь и считать схему нагружения местной или циркуляционной.

Режим работы принимают в зависимости от расчетной долговечности подшипника; при расчетной долговечности более 10 000 ч — *легкий*, при 5000 ... 10 000 ч — *нормальный*, при 2500 ... 5000 ч — *тяжелый*. При ударных и вибрационных нагрузках (например, железнодорожные и трамвайные буксы, валы дробильных машин и т. п.) режим считают тяжелым независимо от расчетной долговечности.

В подшипниках качения различают исходный, монтажный и рабочий зазор. *Исходный зазор* подшипник качения имеет в свободном состоянии. Согласно ГОСТ 24810—81 по типам подшипников установлены условные обозначения групп зазоров (обозначают арабскими цифрами, а одну из них словом «нормальная»). Группы различаются размерами радиального и осевого зазоров. Условное обозначение группы радиального зазора, кроме нормальной, должно быть нанесено на подшипник и упаковку слева от обозначения класса точности подшипника. *Монтажный зазор* устанавливается в подшипнике после его сборки в изделие. Вследствие посадки одного из колец с гарантированным натягом монтажный зазор всегда меньше исходного. *Рабочий зазор* имеет место между телами качения и дорожками качения при установившемся режиме работы. Он является наиболее важным. Его значение определяется действующими радиальными усилиями и температурой. Рабочий зазор не должен быть большим, так как чем он меньше, тем равномернее и на большее число тел качения распределяется нагрузка.

Исходя из сказанного, посадку циркуляционно нагруженного кольца следует подбирать по так называемой интенсивности радиальной нагрузки [19, 23]:

$$P_R = F_R k_1 k_2 k_3 / b,$$

где F_R — расчетная радиальная нагрузка на опору, кН; b — ширина посадочной поверхности кольца подшипника (за вычетом фасок), м; k_1 — динамический коэффициент посадки, при перегрузках до 150 %, умеренных толчках и вибрации $k_1 = 1$, при перегрузках до 300 % с сильными ударами и вибрациями $k_1 = 1,8$; k_2 — коэффициент (табл. 19), учитывающий ослабление посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе, при сплошном вале $k_2 = 1$; k_3 — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения в двухрядных подшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии на опоре осевой нагрузки F_A , при этом $k_3 = 1, 2 \dots 2$. В обычных случаях $k_3 = 1$.

По P_R и размеру кольца в табл. 20 находят рекомендуемую посадку (назначены по средневероятным значениям натягов).

Таблица 19

$\frac{d_{\text{отв}}}{d}$ или $\frac{D}{D_{\text{корп}}}$	k_2 при посадке кольца			в корпус
	на вал			
	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$1,5 < \frac{D}{d} < 2$	$\frac{D}{d} > 2$	
До 0,4	1	1	1	1
Св. 0,4 до 0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
» 0,7 » 0,8	1,5	1,7	2	1,4
» 0,8	2	2,3	3	1,8

Примечание. d и D — соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника; $d_{\text{отв}}$ — диаметр отверстия полого вала; $D_{\text{корп}}$ — диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Таблица 20

Диаметр, мм	P_R , кН/м			
Для посадок отверстия внутреннего кольца подшипника	$js5; js6$	$k5; k6$	$m5; m6$	$n5; n6$
Св. 18 до 80	До 300	300—1400	1400—1600	1600—3000
» 80 » 180	» 600	600—2000	2000—2500	2500—4000
» 180 » 360	» 700	700—3000	3000—3500	3500—6000
» 360 » 630	» 900	900—3500	3500—4500	4500—8000
Для посадок наружной поверхности наружного кольца подшипника	$K6; K7$	$M6; M7$	$N6; N7$	$P7$
Св. 50 до 180	До 800	800—1000	1000—1300	1300—2500
» 180 » 360	» 1000	1000—1500	1500—2000	2000—3300
» 360 » 630	» 1200	1200—2000	2000—2600	2600—4000
» 630 » 1600	» 1600	1600—2500	2500—3500	3500—5500

Для обозначения подшипниковых посадок [7] введены специальные условные обозначения (рис. 46). В качестве символа основного отклонения принята начальная буква L (от нем. das Lager — подшипник). В сочетании с цифрой класса точности подшипника получены удобные обозначения

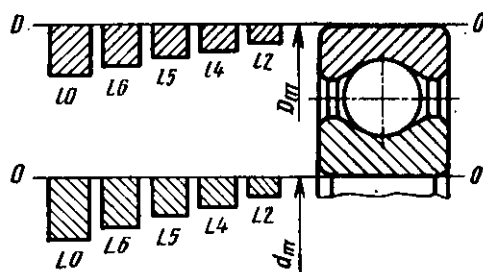


Рис. 46

ния для полей допусков присоединительных диаметров наружных колец ($L0 \dots L2$) и внутренних колец ($L0 \dots L2$). На рис. 47, а проиллюстрировано назначение и написание посадок колец подшипника 6-308 при условии, что вращается и испытывает циркуляционное нагружение наружное кольцо. Расточка в корпусе выполнена на всем протяжении размером $\varnothing 90N7_{(-0,010)}^{(-0,045)}$ и потому для защитной крышки вынужденно назначается комбинированная внесистемная посадка $\varnothing 90N7/d10$, обеспечивающая свободную установку крышки, закрепляемую затем винтами, и экономичность изготовления ее посадочной поверхности. Схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей и средневероятные параметры в посадках приведены на рис. 47, б.

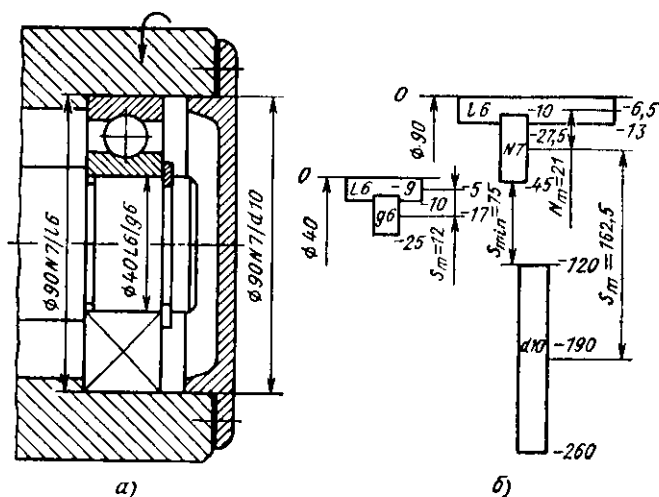


Рис. 47

Вопросы для самопроверки.

1. В чем состоит и чем вызвано своеобразие задания допусков на присоединительные размеры подшипников качения?
2. Классы точности подшипников качения и как их указывают на подшипниках?
3. Какого характера посадки и почему назначают для местно-нагруженных и для циркуляционно нагруженных колец?
4. Факторы, влияющие на выбор подшипниковых посадок.
5. Обозначение посадок колец подшипников качения на чертежах.
6. Дополнительные технические требования к поверхностям деталей под подшипниковые посадки.

ГЛАВА 7

ДОПУСКИ НА УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

§ 31. НОРМАЛЬНЫЕ УГЛЫ И КОНУСНОСТИ

Угловые размеры широко используют при конструктивном оформлении деталей и получении конических соединений. Во многих случаях эти размеры являются независимыми (фаски, скосы, наклонные поверхности, штамповочные и литейные уклоны), т. е. не связаны расчетными зависимостями с другими принятыми линейными или угловыми параметрами. Для независимых угловых размеров, применяемых в машиностроении и других отраслях промышленности, ГОСТ 8908—81 устанавливает три ряда нормальных углов (табл. 21). Первый ряд предпочтителен ко второму, а второй — к третьему.

Особыми свойствами конических соединений являются самоцентрируемость деталей, регулируемость характера сопряжения и простота обеспечения герметичности. Последнее свойство достигается индивидуальной притиркой деталей по коническим поверхностям, вследствие чего герметичные детали (запорные краны, клапаны четырехтактных двигателей, запорные иглы карбюраторов и т. п.) функционально не взаимозаменяемы. Обеспечение высокой концентричности при неподвижных соединениях определяет посадку на конус различных ответственных быстровращающихся деталей: маховиков двигателей внутреннего сгорания, вращающихся частей центрифуг, сепараторов, режущих инструментов и т. п. Возможность регулировать посадку относительным осевым смещением деталей используется в ряде конических подшипников, в дозаторах, а при модификации в плоский

Таблица 21

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3
0°		0° 15'		10°	12°		75°	70°
	0° 30'	0° 45'	15°		18°			80°
	1°	1° 30'		20°	22°	90°		85°
	2°	2° 30'	30°		25°			100°
	3°				35°	120°		110°
	4°		45°	40°				135°
5°					50°			150°
	6°				55°			165°
	7°							180°
	8°		60°		65°			270°
		9°						360°

клин — для регулирования зазоров в призматических направляющих станков, для закрепления штампов на молотах и т. п.

Термины и определения, относящиеся к конусам и коническим соединениям, устанавливает ГОСТ 25548—82. Под *прямой круговой конической поверхностью* (в дальнейшем коническая поверхность или просто конус) понимают поверхность вращения, образованную прямой образующей, вращающейся относительно оси и пересекающей ее.

Конус — обобщенный термин, под которым в зависимости от конкретных условий понимают коническую поверхность, коническую деталь или конический элемент детали. Конус называют наружным, когда деталь или ее элемент имеют коническую наружную (внешнюю) поверхность, внутренним — когда коническая поверхность внутренняя. При необходимости параметры наружных конусов помечаются индексом *e*, а внутренних — *i* (рис. 48, а). Под *основаниями конуса* понимают окружности, образованные пересечением конической поверхности с перпендикулярными плоскостями, ограничивающими его в осевом направлении.

Основной плоскостью называют плоскость поперечного сечения конуса, в котором задается номинальный диаметр конуса. *Базовой плоскостью* является плоскость, перпендикулярная оси конуса и служащая для определения осевого положения основной плоскости или осевого по-

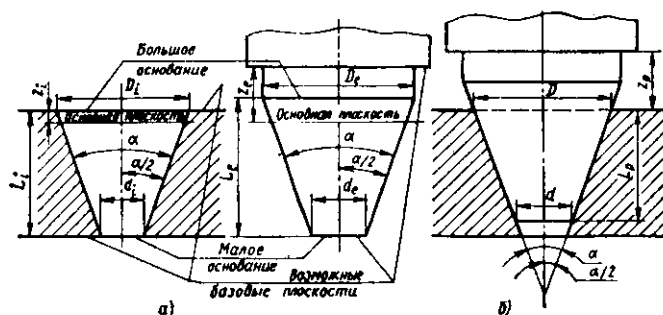


Рис. 48

Таблица 22

Исходная величина	Обозначение нормального конуса		Примерное назначение
	Ряд 1	Ряд 2	
C	1 : 500 1 : 200 1 : 100 1 : 50	—	Для соединений с гарантированным натягом
C	1 : 20 1 : 10	1 : 30 1 : 15 1 : 12 1 : 8 1 : 7	Для неподвижных установочных соединений
C	1 : 5 1 : 3	1 : 6 1 : 4	Для подвижных соединений
α	30° 45° 60° 90° 120°	75°	Для конструктивного оформления деталей

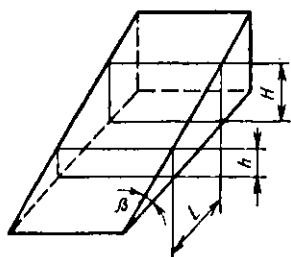


Рис. 49

ложения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса. В качестве базовой выбирают торцовую плоскость какого-либо заплечика, буртика или места перехода конуса в цилиндр, чаще всего со стороны большого диаметра. Расстояние между основной и базовой плоскостями конуса z_0 или z_1 называют *базорасстоянием конуса*.

Базовая и основная плоскости конуса могут совпадать.

Коническое соединение (рис. 48, б) — соединение наружного и внутреннего конусов, имеющих одинаковые номинальные углы конусов, характеризуется большим диаметром D , малым диаметром d , длиной конического соединения L и базорасстоянием соединения z_p (расстояние между принятыми базами собранных конусов); z_p определяет относительное осевое расположение конических деталей.

В осевом сечении конического соединения и отдельных конусов различают *угол конуса* α и угол уклона $\alpha/2$. Вместо этих углов часто используют понятия уклон i и конусность C :

$$i = \frac{D-d}{2L} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}; \quad C = \frac{D-d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Из четырех параметров D , d , L и α три независимы.

Нормальные конусности и углы конусов общего назначения устанавливают ГОСТ 8593—81. При выборе конусностей или углов конусов ряд 1 следует предпочитать ряду 2 (табл. 22). Назначение конусов приведено в работе [4].

Для призматических деталей (рис. 49), кроме нормальных углов, ГОСТ 8908—81 допускает применять шесть стандартных уклонов S от 1 : 500 до 1 : 10, которые численно соответствуют значениям шести первых конусностей ряда 1 (см. табл. 22). Уклон в этих случаях представляет собой отношение перепада высот $(H - h)$ точек наклонной стороны от второй (базовой) стороны к расстоянию L между местами их измерения:

$$S = (H - h)/L = \operatorname{tg} \beta.$$

§ 32. СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК НА УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ И КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Допуски углов призматических элементов деталей и углов конусов установлены ГОСТ 8908—81. Угловые допуски задаются в зависимости от номинальной длины конуса (при конусности $C \leq 1 : 3$) или в зависимости от длины образующего конуса L_1 (при $C > 1 : 3$, т. е. для $\alpha \geq 30^\circ$); для призматических элементов деталей — всегда в зависимости от длины меньшей стороны угла, обозначаемой L_1 .

Установлено 17 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, ..., 17. В технической документации номер степени проставляют после условного обозначения допуска угла. Значения допусков в степенях образуют геометрическую прогрессию со знаменателем $\phi = 1,6$. Используя эту закономерность, при необходимости разрешается образовывать сверхточные степени 0 и 01.

Реально высшей степенью точности, достижимой в настоящее время в производственных условиях, является 5 для наружных конусов (конусные калибры-пробки) и 6 для внутренних конусов (конусные калибры-втулки). Степени 7, 8 используют для изделий высокой точности (конусы инструментов, конические концы валов и осей для тщательно центрируемых деталей и т. п.); степени 10 ... 12 применяют при нормальной точности (центровые гнезда и центры, угловые пазы в направляющих и др.); степени 13 ... 15 — в деталях пониженной точности, степени 16, 17 — для свободных размеров.

Допуск угла AT (от фр. Angle tolerance — угловой допуск) представляет собой разность между наи-

Таблица 23

Интервал длин $L; L_1$, мм	Степень точности 8		
	AT_α , мкрад	AT'_α	$AT_H; AT_D$, мкм
До 10	1250	4'	До 12,5
Св. 10 до 16	1000	3'	10—16
» 16 » 25	800	2' 30"	12,5—20
Св. 1600 до 2500	80	16"	125—200

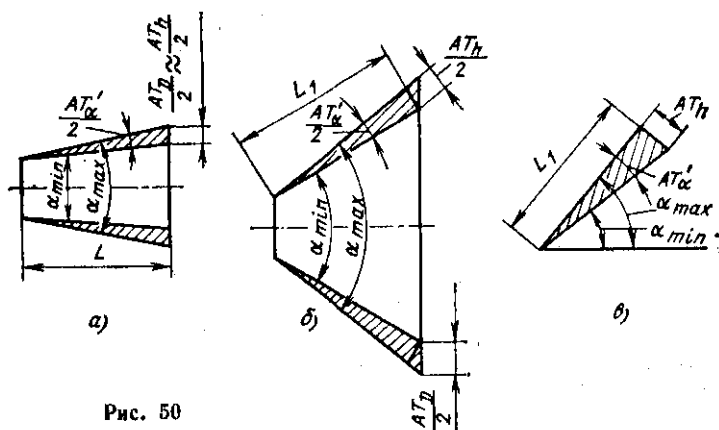


Рис. 50

большим и наименьшим предельными значениями угла. В ГОСТ 8908—81 допуски углов приведены в нескольких вариантах (табл. 23). Исходными являются значения AT_α , указанные в микрорадианах. На их основе получены округленные значения допусков углов AT'_α в градусах, минутах, секундах, проставляемые на чертежах. Кроме того, те же допуски приведены в виде линейных величин AT_h (для призматических элементов) и AT_D (для конических поверхностей).

Значения допусков углов AT_h и AT_D в каждой строке приведены для крайних значений интервалов длин. Промежуточные значения при необходимости определяют интерполированием. Указанные допуски используют, в частности, при косвенном контроле угловых отклонений.

Варианты задания допусков на углы для трех возможных в практике случаев приведены на рис. 50. Задание допуска через AT'_α и его контроль угломерным измерительным средством не требует дополнительных разъяснений. На призматических элементах для рассматриваемого варианта при любом значении угла нормируется и контролируется допуск AT_h (рис. 50, б), измеряемый по нормали на конце меньшей стороны плоского угла.

У отдельных конусов при задании допуска в линейных величинах контроль угла производят косвенно через перепад диаметров на заданной длине. При относительно малых углах конуса ($C \leq 1:3$) разность диаметров на длине конуса L не должна превышать AT_D (рис. 50, а), которую в этом случае принимают по таблицам

ГОСТ 8908—81 в допущении, что $AT_D = AT_h$ (отличие не превышает 2 %). Приведенные в стандарте значения AT_h определены по формуле $AT_h = AT_\alpha L_1 \cdot 10^{-3}$, где AT_h — в мкм; AT_α — в мкрад; L_1 — в мм.

При значительных углах конуса ($C > 1 : 3$) необходимое для контроля значение AT_D (рис. 50, б) следует определять по зависимости $AT_D = AT_h / \cos \frac{\alpha}{2}$, где α — номинальное значение угла конуса.

Допуски углов могут быть расположены «в плюс» ($+AT$), «в минус» ($-AT$) или симметрично ($\pm AT/2$) относительно номинального угла. Все аспекты системы допусков и посадок конических соединений с диаметрами до 500 мм и конусностью от 1 : 3 до 1 : 500 изложены в СТ СЭВ 1780—79.

При заданных конусности и размерах поверхности определяющими показателями конического соединения являются параметры конической посадки и базорасстояние соединения. Посадки в конических соединениях аналогично цилиндрическим характеризуют зазором или натягом, значение которых определяется разностью (до сборки) диаметров внутреннего и наружного конусов в их поперечных сечениях, совмещаемых после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых деталей.

Существует несколько способов фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов в соединении: путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов, когда детали при сборке продвигают до соприкосновения соответствующих базовых плоскостей; путем установления между базовыми плоскостями сопряженных конусов предписанного базорасстояния z_p ; путем осевого смещения сопрягаемых конусов на заданную величину E_a от их начального положения, за которое принимают положение в момент фактического соприкосновения данной пары конусов (последующий отвод конусов образует посадки с зазором, дополнительное сближение под усилием запрессовки-посадки с натягом); посадки с натягом, кроме того, возможно осуществлять путем фиксации положения конических деталей соединения по моменту достижения при запрессовке заданного усилия.

Установлено два способа нормирования допусков конусов. При первом способе задают единый допуск T_D на диаметр конуса в любом сечении по длине, кото-

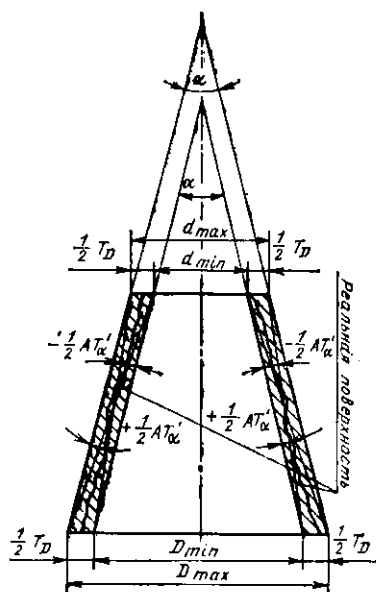


Рис. 51

рый одновременно ограничивает отклонения угла и формы конуса. Обычно его подсчитывают (см. прил. 1 к ГОСТ 25307—82) исходя из допустимых отклонений угла конуса, тогда он численно равен допуску AT_D . Поле допуска конуса в рассматриваемом случае представляет пространство между двумя предельными конусами (рис. 51), в пределах которого должны находиться все точки реальной поверхности конуса. Способ является предпочтительным при фиксации конусов в соединении по конструктивным элементам или заданному базовому расстоянию. Он обеспе-

чивает максимальную простоту операции контроля отдельных конусов (по двум диаметрам на заданном расстоянии). При необходимости допуск T_D может быть дополнен более узкими допусками угла и формы конуса с условием, что они находятся в пределах основного поля допуска на диаметр.

При втором способе у конусов отдельно нормируют каждый вид погрешностей: задают допуск диаметра в заданном сечении (обычно сечении основной плоскости) T_{DS} , допуск AT угла конуса, допуск T_{FR} круглости и допуск T_{FL} прямолинейности образующей конуса. Способ применяют преимущественно для конусов высокой степени точности, особенно несопрягаемых. Допуски T_D или T_{DS} должны соответствовать ГОСТ 25346—82 и выбираться соответственно по диаметру большого основания конуса или диаметру в заданном сечении конуса.

Расположение допусков на сопрягаемые конусы существенно влияет на характер соединения и характер контакта в начальном положении. Ясно, что изменение размеров конусов в пределах заданного на диаметр допуска T_D при сборке приведет к отклонению действительного раз-

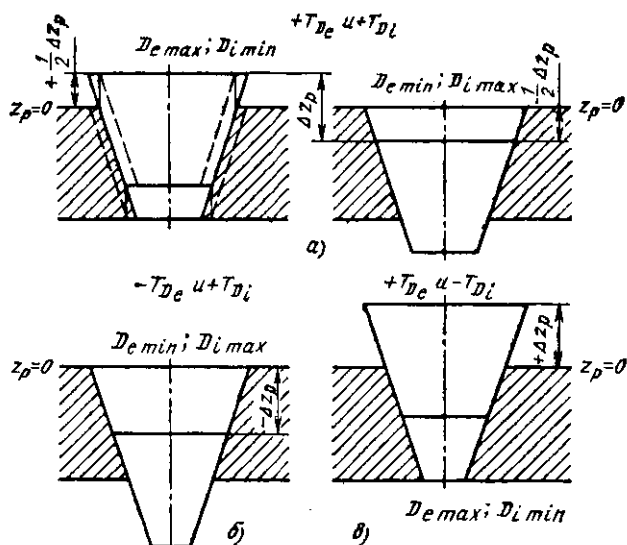


Рис. 52

мера базорасстояния соединения. С эксплуатационной точки зрения желательно получать его симметричным ($\pm \Delta z_p/2$) относительно номинального значения z_p . Такой результат будет достигаться, если допуски у обоих конусов будут симметричными ($\pm T_{D_i}/2$), либо односторонними одинаково направленными ($-T_{D_e}$ и $-T_{D_i}$, либо $+T_{D_e}$ и $+T_{D_i}$, как показано на рис. 52, а). При разностороннем направлении, например, в «тело» ($-T_{D_e}$ и $+T_{D_i}$), конусы в зависимости от степени использования допусков в процессе обработки после сборки будут «проваливаться» (рис. 52, б); в случае обратного направления допусков — «выпирать» (рис. 52, в), достигая при крайних значениях той же величины Δz_p . При условии $T_{D_e} = T_{D_i}$ имеем (без учета действительных отклонений углов уклона)

$$\Delta z_p = T_D / \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Когда нормальное функционирование конусного соединения определяется, кроме всего прочего, ограниченными отклонениями базорасстояния, то допуски на диаметры в таких случаях являются производными и должны подсчитываться (см. прил. 4 к ГОСТ 25307—82).

Погрешности углов уклона сопряженных деталей мало сказываются на изменении базорасстояния Δz_p . Зато они сильно влияют на характер контакта сопрягаемых конусов. Более желательным является замыкание по большому диаметру, нежели по малому, так как при этом поверхность соприкосновения больше (меньше давление и износ, надежнее передача $M_{тр}$), а величина возможных боковых отклонений тела наружного конуса при одной и той же ошибке угла уклона меньше. Для обеспечения в начальном положении контакта у больших оснований конусов следует назначать односторонние предельные отклонения: для наружного конуса $+AT_e$, для внутреннего конуса $-AT_i$.

Для образования конических посадок отобран ряд полей допусков из ГОСТ 25346—82, которые в ГОСТ 25307—82 указаны посредством синоптической таблицы. Большая их часть принята из имеющихся в ГОСТ 25347—82, где и следует брать для них предельные отклонения. Для полей допусков, установленных дополнительно, отклонения приведены в ГОСТ 25307—82.

В соединениях с фиксацией конусов по конструктивным элементам или заданному базорасстоянию при назначении посадок следует применять поля допусков 4 ... 9-го квалитетов с основным отклонением H для внутренних конусов (т. е. в системе отверстия) и любым из основных отклонений $d, e, f, g, h, js, k, m, n, p, r, s, t, u, x, z$ с учетом распределения каждого из них в пределах упомянутых квалитетов. Рекомендуется в посадках сочетать поля допусков одного квалитета, допускается в обоснованных случаях повышать точность наружного конуса, но не более чем на два квалитета.

§ 33. ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ КОНУСЫ

Отдельную группу составляют так называемые инструментальные конусы, которые применяют для конических хвостовиков режущего инструмента, конических отверстий шпинделей станков, конических поверхностей переходных втулок или станочных оправок разного назначения (для установки фрез, контроля точности) и т. п. К инструментальным конусам относят конусы метрические и конусы Морзе, перечень и основные размеры которых приведены в ГОСТ 25577—82.

Метрические конусы имеют постоянную конусность $S = 1 : 20$ и именуются по размеру большого диаметра

соединения в миллиметрах, каковым по конструкции соединения всегда является большой диаметр конического отверстия. В качестве инструментальных применяют конусы, обозначаемые цифрами 4, 6, 80, 100, 120, 180 и 200.

Конусы Морзе разработаны очень давно и имеют самое широкое международное распространение для инструментов, в станках и станочных приспособлениях. Конусность в них незначительно колеблется около $C = 1 : 20$, их обозначают условными номерами 0 ... 6. Кроме того, ГОСТ 9953—82 устанавливает размеры и обозначения укороченных конусов Морзе. Ниже приведены обозначения конусов Морзе и соответствующие им округленные значения большого диаметра конического соединения:

Конус Морзе . . .	0	1	2	3	4	5	6		
<i>D</i> , мм	9	12	18	24	31	44	63		
Укороченный конус Морзе	<i>B7</i>	<i>B10</i>	<i>B12</i>	<i>B16</i>	<i>B18</i>	<i>B22</i>	<i>B24</i>	<i>B32</i>	<i>B45</i>
<i>D</i> , мм	7	10	12	16	18	22	24	32	45

В ГОСТ 25577—82 и ГОСТ 9953—82 указаны размеры всех элементов метрических конусов и конусов Морзе, что позволяет в технической документации и на чертежах ограничиваться только их условным обозначением.

Допуски, методы и средства контроля инструментальных конусов регламентирует ГОСТ 2848—75. Для всех видов указанных конусов установлено пять степеней точности от *AT4* до *AT8*. В каждой степени отдельно нормируются предельные отклонения угла конуса (мкм) на длине конуса, отклонения от прямолинейности образующей и отклонения от круглости в любом сечении по длине конуса. Отклонения угла конуса от номинального размера следует располагать «в плюс» для наружных конусов и «в минус» для внутренних. Степени точности *AT4* и *AT5* можно применять только для наружных конусов. Кроме того, установлены допуски на длину конусов, размеры лапок и окон, зависимые допуски на симметричность плоскостей лапок у наружных конусов и плоскостей окон внутренних конусов и др.

Правила нанесения размеров, допусков и посадок конусов установлены ГОСТ 2.320—82. Ниже приведены примеры условного обозначения инструментальных конусов: Метр. 120 *AT8* ГОСТ 25577—82, Морзе 3 *AT7* ГОСТ 25577—82, Морзе *B16 AT6* ГОСТ 9953—82.

Для насадных зенкеров и разверток установлены специальные инструментальные конусы с конусностью $C =$

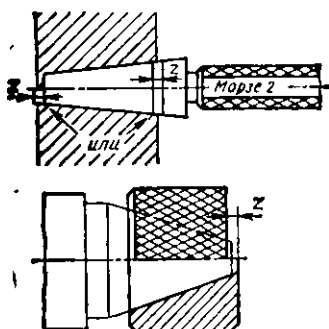


Рис. 53

$= 1 : 30$, размеры и допуски для которых указаны в СТ СЭВ 149—75.

§ 34. ПОНЯТИЕ ОБ ИЗМЕРЕНИИ И КОНТРОЛЕ УГЛОВ И КОНУСОВ

Измерение угловых размеров в зависимости от требуемой точности выполняют либо непосредственно с помощью различных угломеров или на инструментальных микроско-

пах, проекторах, оптических делительных головках, посредством призматических угловых мер (ГОСТ 2875—75), либо косвенно с использованием двух мерных колец, посредством роликов и шариков, с помощью синусной линейки и т. п. (ГОСТ 2848—75 [19]).

Комплексный контроль калибрами производят в основном по осевому положению конусного калибра относительно базы конусной детали. Тем самым он сводится к контролю базорасстояния z (рис. 53), а через него и суммарной ошибки диаметров и угла конуса. Основные размеры, допуски и технические требования к калибрам для инструментальных конусов степеней точности АТ6, АТ7 и АТ8 установлены ГОСТ 2849—77.

Виды и исполнения, формулы для определения размеров, допуски и комплектность калибров для конических соединений с конусностью от $1 : 3$ до $1 : 50$, с диаметрами в заданном сечении до 200 мм, с допусками диаметров 6 ... 12-го квалитетов, допусками углов конусов 4 ... 9 степени точности устанавливает ГОСТ 24932—81.

Степень прилегания калибра и характер контакта (по малому или большому диаметру) в обычных случаях определяет контролер по качанию вставленного калибра, а в ответственных случаях — используют метод окраски. Для этого мерительную поверхность калибра покрывают (после проверки каждой детали) тонким слоем смеси типографской краски с машинным маслом. Калибр с некоторым усилием провертывают относительно детали, после чего следы краски на проверяемой конической поверхности по площади и месту расположения должны соответствовать техническим требованиям чертежа.

Вопросы для самопроверки.

1. Укажите примерные области применения отдельных групп нормальных углов и конусностей.
2. Разновидности задания допусков угловых размеров.
3. Что принимается за номинальный размер при назначении допусков углов призматических деталей и конусов?
4. Специфические свойства, определения и обозначения для конусов и конических соединений.
5. Два способа задания допусков на конусы по ГОСТ 8908—81, области их применения.
6. Способы фиксации осевого положения конусов в соединениях.
7. Как должны быть заданы допуски на сопрягаемые конусы, чтобы обеспечить симметричность отклонений базорасстояния?
8. Определение зазоров и натягов в конических соединениях.
9. В какой системе, каких квалитетах и с какими основными отклонениями образуют конические посадки?
10. Разновидности инструментальных конусов. Как они и их точность обозначаются в технической документации?
11. Чем и как измеряют или контролируют конусы?

ГЛАВА 8

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

§ 35. РАЗНОВИДНОСТИ И ОСОБЕННОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

По эксплуатационному назначению резьбы делят на резьбы общего назначения (например, крепежные, кинематические) и специальные. По профилю поперечного сечения их можно разделить на треугольные, трапецеидальные, прямоугольные, круглые и др., по общей форме резьбовой поверхности — на цилиндрические и конические, по числу заходов — на однозаходные, двух-, трех- и многозаходные и, наконец, по направлению витков — на правые (завинчивают по часовой стрелке) и левые (завинчивают против часовой стрелки).

К *крепежным резьбам* относят метрическую и дюймовую. Метрическая резьба в значительной степени является универсальной и используется не только для целей закрепления. Дюймовую резьбу в настоящее время в большинстве стран мира не применяют. *Кинематические резьбы* — трапецеидальные и прямоугольные — пред-

назначены для передачи движения и усилий. Прямоугольные резьбы имеют наименьшие потери на трение, но не стандартизованы и не рекомендуются к применению из-за нетехнологичности изготовления и сложности получения соединений без осевого люфта. *Упорные резьбы* предназначены для восприятия односторонних больших нагрузок. *Трубные резьбы* используют для получения (с уплотнением) газодонепроницаемых соединений; они стандартизованы в международном масштабе. Для получения герметичных соединений используют также конические резьбы.

Общими требованиями для всех резьб является обеспечение свинчиваемости независимо изготовленных деталей без какой-либо пригонки и надежное выполнение предписанных эксплуатационных функций. Например, длительно сохранять прочность соединения, при преобразовании вращательного движения в поступательное обеспечивать плавность хода и высокую нагрузочную способность (прессы, домкраты) и еще либо точность перемещения (ходовые винты станков), либо главным образом точность и согласованность осевых и угловых перемещений (микрометрические винты измерительных средств) и др. Основные понятия, определения и обозначения элементов цилиндрических и конических резьб устанавливает ГОСТ 11708—82.

§ 86. МЕТРИЧЕСКАЯ РЕЗЬБА

Метрическая резьба принята для рассмотрения в качестве представителя резьбовых соединений. Многообразие вопросов построения профиля, задания допусков, обозначения размеров и точности, а также контроля метрических резьб регламентируется рядом государственных стандартов.

ГОСТ 9150—81 распространяется на все разновидности метрических резьб и устанавливает единый для них номинальный профиль (рис. 54). Номинальный профиль, общий для болта и гайки, получается из исходного равностороннего островершинного профиля высотой H путем среза вершин витков по наружному диаметру на $H/8$ и по внутреннему диаметру на $H/4$. Форма впадин у внутренних резьб не регламентируется. Форма впадин у наружных резьб по усмотрению заказчика может либо не оговариваться и быть, в частности, плоскосрезанной, либо специально оговариваться радиусной. Радиусная форма

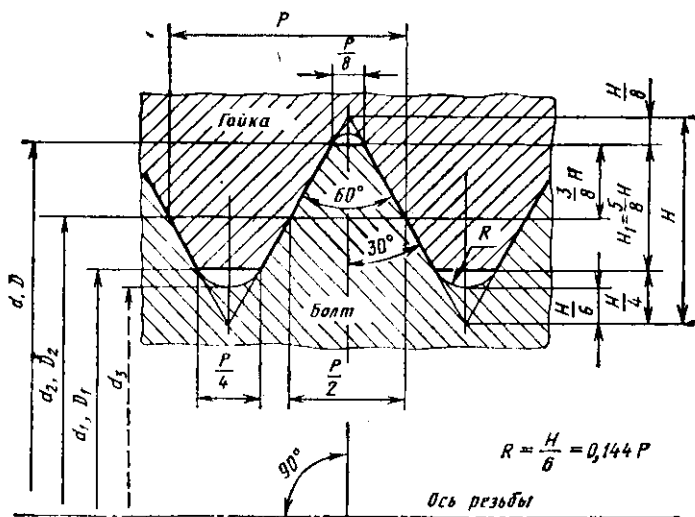


Рис. 54

впадин у наружных резьб является предпочтительной в силу большей прочности при циклических нагрузках. Расстояние $H/6$ используется при проектировании режущего инструмента для нарезания наружных резьб. Величина H_1 соответствует максимально возможной рабочей высоте профиля.

Параметрами профиля и резьбы в целом являются следующие: d (D) — наружный диаметр резьбы болта (гайки), по которому резьба условно обозначается; d_1 (D_1) — внутренний диаметр резьбы болта (гайки); d_2 (D_2) — средний диаметр резьбы болта (гайки), т. е. диаметр воображаемого соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль так, что ширина канавки равна толщине тела витка; P — шаг резьбы соответствует расстоянию между соседними одноименными (левыми или правыми) боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы; при нескольких заходах появляется понятие ход резьбы t , который соответствует относительному продольному перемещению за один оборот винта (гайки) и равен произведению шага на число заходов: $t = Pn$; α — угол профиля резьбы, годность резьбы определяет угол наклона боковых сторон профиля, равный для симметричных резьб $\alpha/2$; ψ — угол подъема резьбы, условно определяемый на среднем диа-

Таблица 24

Диаметры d, D , мм			Шаги P , мм								
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	крупные	мелкие							
				4	3	2	1,5	1,25	1	0,75	0,5
—	—	11	(1,5)	—	—	—	—	—	1	0,75	0,5
12	—	—	1,75	—	—	—	1,5	1,25	1	0,75	0,5
—	14	—	2	—	—	—	1,5	1,25	1	0,75	0,5
—	—	15	—	—	—	—	1,5	—	(1)	—	—
16	—	—	2	—	—	—	1,5	—	1	0,75	0,5

Примечание. При выборе диаметров резьб следует предпочитать первый ряд второму, а второй — третьему. Диаметры и шаги, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

метре по зависимости $\operatorname{tg} \psi = l/(\pi d_2) = l/(\pi D_2)$; l — длина свинчивания, равная длине соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьбы в осевом направлении. Из условия равнопрочности резьбы болта на срез и его тела на разрыв для метрических резьб с крупным шагом длина свинчивания составляет $0,8d$, она принята в качестве высоты стандартных гаек.

Основные размеры метрических резьб в интервале номинальных диаметров 0,25 ... 600 мм приведены в ГОСТ 24705—81. Кроме значений P , $d = D$, $d_1 = D_1$ и $d_2 = D_2$ в нем указана величина d_3 внутреннего диаметра болта по дну впадины (на рис. 54 показан штрихами). Метрические резьбы каждого диаметра в интервале 1 ... 600 мм могут изготавливаться с шагами нескольких размеров, но не более 6 мм. Крупные шаги имеются только у резьб диаметром 1 ... 68 мм. Кроме того, для каждой резьбы предусмотрен ряд мелких шагов, которые назначают при тонкостенных деталях, ограниченной длине свинчивания, для повышения прочности и самотормозящих свойств в условиях толчкообразных и вибрационных нагрузок, в случаях, когда необходимо получать малые осевые перемещения при значительных углах поворота (например, микрометрические винты приборов). Длина свинчивания у резьб с мелким шагом непостоянна и практически колеблется от 0,3 до $2d$. ГОСТ 8724—81 содержит все указания о наличии и предпочтительности метрических резьб с разными шагами (табл. 24).

В условном обозначении метрических резьб (без указания точности) непосредственно после прописной буквы *М* проставляют номинальный диаметр резьбы, через знак умножения числовое значение шага (только для резьб с мелким шагом), буквы *LH* для резьб с левой резьбой. Например: *M20*; *M20 × 1,5*; *M20 × 1,5LH*. В случаях многозаходных резьб после знака умножения указывают числовое значение хода, за ним в скобках букву *P* и числовое значение шага (все в миллиметрах), например: *M24 × 3 (P1) LH*.

§ 37. ДОПУСКИ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Система допусков должна обеспечивать как свинчиваемость, так и прочность резьбового соединения. Из нескольких разновидностей метрических резьб наиболее широко применяется и действительно является универсальной только резьба с зазорами. Систему допусков для посадок с зазором у метрических резьб общего назначения, имеющих шаг 0,2 ... 6 мм (при диаметрах 1 ... 600 мм), устанавливает ГОСТ 16093—81.

Резьба полностью определяется пятью параметрами: тремя диаметрами, шагом и углом наклона боковых сторон. Нормируются же полями допусков лишь средний диаметр и дополнительно *d* у наружных либо *D₁* у внутренних резьб.

ГОСТ 16093—81 устанавливает для метрических резьб степени точности 3 ... 9, которые для ряда диаметров назначают лишь выборочно (табл. 25).

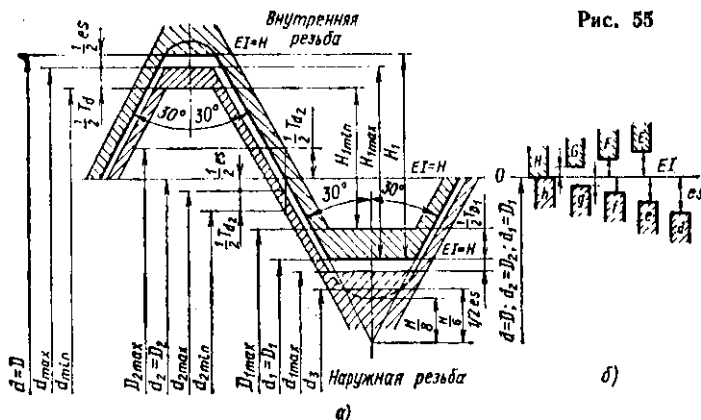
Все отклонения и допуски отсчитывают от номинального профиля в направлении, перпендикулярном оси резьбы (рис. 55, а). На схемах принято указывать поло-

Таблица 25

Вид резьбы	Диаметр резьбы	Степени точности							
Наружная	<i>d</i>	—	4	—	6	—	8	—	—
	<i>d₂</i>	3;	4;	5;	6;	7;	8;	9;	10 *
Внутренняя	<i>D₂</i>	—	4;	5;	6;	7;	8;	9 *	—
	<i>D₁</i>	—	4;	5;	6;	7;	8	—	—

* Только для резьб на деталях из пластмасс.

Рис. 55



винные величины, полагая вторые половины расположены на диаметрально противоположных профилях изделия.

Положение полей допусков резьбы относительно элементов номинального профиля определяется основным отклонением. Для наружных резьб предусмотрено пять верхних отклонений es («в тело»), обозначаемых в порядке возрастания зазора буквами h, g, f, e, d ; для внутренних резьб четыре нижних отклонения EI («в тело»), обозначаемых H, G, F, E (рис. 55, б). Выбранная величина основного отклонения соблюдается единой по всему периметру профиля, т. е. распространяется и на ненормируемые диаметры d_1 или D . Большие отклонения d, e, f, E, F, G преимущественно назначают для резьб с защитными покрытиями, причем предельные отклонения у них контролируют до нанесения покрытия. Если в технической документации нет специальных указаний о размерах резьбы после покрытия, то они не должны выходить за пределы номинальных профилей (соответствовать основным отклонениям h и H).

Поля допусков по впадинам резьбы «в тело» предельными значениями не ограничены, что значительно упрощает контроль указанных элементов. При неоговоренной форме впадин болта не разрешается, чтобы впадины получились глубже плоского среза на расстоянии $H/8$. При оговоренной закругленной впадине болта радиус кривизны впадины ни в одной из точек не должен быть менее $H/8 \approx 0,1P$.

Зазоры по впадинам резьбы получают за счет дополнительных размеров резьбонарезных инструментов,

очертания и размеры лезвий которых строго регламентированы. Поэтому опасность получения резьбовых изделий с чрезмерно глубокими впадинами практически отсутствует. По мере изнашивания режущих кромок зазор в резьбовых соединениях постепенно уменьшается и в пределе может стать равным нулю. На рис. 55 условно это показано прерывистой штриховкой.

Исходной степенью точности для расчета числовых значений допусков является шестая. Допуск на средний диаметр наружных резьб определяют по формуле $T_{d, (6)} = 90\rho^{0.4} d_2^{0.1}$. Допуск на средний диаметр внутренних резьб той же степени точности назначают больше (с целью уравнивать трудоемкость изготовления): $T_{D, (6)} = 1,32T_{d, (6)}$.

Имеются специальные формулы для подсчета допусков $T_{d, (6)}$ и $T_{D, (6)}$.

Числовые значения допусков остальных степеней точности получают умножением допуска шестой степени точности на соответствующие коэффициенты:

Степень точности	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5

Допуски по среднему диаметру $T_{d,}$ и $T_{D,}$ являются суммарными, так как одновременно с ограничением отклонений среднего диаметра предназначены и для ограничения в пределах длины свинчивания погрешностей резьбы по шагу и углу наклона сторон профиля. В связи с этим у резьб различают действительный средний диаметр (измеренный по материалу детали) и приведенный средний диаметр ($d_{2пр,}$ $D_{2пр,}$), учитывающий совокупное влияние на свинчиваемость всех перечисленных погрешностей.

Условное обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, соответствующей принятой степени точности, и буквы, обозначающей основное отклонение, например 4h, 6g, 8H, что отличает поля допусков резьбы от полей допусков гладких соединений. При необходимости разрешается комбинировать степени точности (но не основные отклонения) по двум диаметрам одной резьбы. В этом случае в обозначении последовательно указывают два поля допуска, сначала по среднему, а затем по второму нормируемому диаметру.

Так как при изготовлении трудность обеспечения заданной точности резьбы зависит от имеющейся у нее длины свинчивания (главным образом из-за погрешностей шага), ГОСТ 16093—81 по этому признаку устанавливает

Таблица 26

Класс точности	Поле допуска при длине свивчивания									
	S			N				L		
Наружная резьба										
Точный	—	(3h4h)	—	—	—	<u>4g</u>	4h	—	—	(5h4h)
Средний	5g6g	(5h6h)	6d	6e	6f	<u>6g</u>	6h	(7e6e)	7g6g	(7h6h)
Грубый	—	—	—	—	—	8g	(8h)*	—	(9g8g)	—
Внутренняя резьба										
Точный	—	4H	—	4H5H; 5H				—	6H	
Средний	(5G)	5H	6G	<u>6H</u>				(7G)	7H	
Грубый	—	—	7G	7H				(8G)	8H	
* Только для резьб с $P \geq 0,8$ мм, для резьб $P < 0,8$ мм применяют поле допуска 8h6h.										

три группы резьб: короткие S , нормальные N и длинные L . Значения граничных номинальных длин $l_{N \min}$ и $l_{N \max}$ для всех диаметров и возможных у каждого из них шагов подсчитаны по специальным формулам и указаны в стандарте.

Допуск резьбы, если нет особых указаний, относится к наибольшей нормальной длине свинчивания интервала или ко всей длине резьбы, если она меньше этой величины. Длина свинчивания N в условном обозначении резьбы не указывается. Длина свинчивания, к которой относится допуск резьб, должна быть указана в обозначении резьбы, если она относится к группе L или к группе S , но меньше, чем вся длина свинчивания.

В соответствии со сложившейся ранее практикой поля допусков условно сгруппированы в три класса точности и рекомендованы к применению в зависимости от длины свинчивания (табл. 26). Указанные поля являются ограничительным отбором. При наличии оснований допускается применять их в других сочетаниях. Поля допусков 6g и 6H выделены для предпочтительного применения. В резьбовых соединениях рекомендуется сочетать поля допусков одного класса точности.

Поля допусков точного класса следует назначать для ответственных статических нагруженных резьбовых соединений, при высоких требованиях к стабильности характеристик посадки или обеспечению по резьбе повышенной соосности (при отклонениях h и H). Средний класс включает предпочтительные поля и является основным для резьб общего применения; грубый класс используют редко, для неответственных соединений или при неблагоприятных условиях обработки (по горячекатаной заготовке, в глубоких глухих отверстиях и т. п.).

Все особенности полного обозначения метрических резьб с зазорами станут ясны из следующих примеров:

$M18-6H$ — внутренняя резьба с крупным шагом, шестой степени точности по D_2 и D_1 и основным отклонением H ;

$M12 \times 1,5 - 7g6g - 18 - R$ — наружная резьба с мелким шагом 1,5 мм, седьмой степени точности по d_2 и шестой — по d с основным отклонением g (небольшой гарантированный зазор), с длиной свинчивания группы L , равной 18 мм (при $d = 12$ мм и $P = 1,5$ мм длины N находятся в интервале 5,6 ... 16 мм), с обязательным радиусным исполнением впадин;

$M30 \times 4,5 (P1,5) LH - 6H/6g$ — резьбовое соединение, имеющее ход 4,5 мм, шаг 1,5 мм (следовательно, трехзаходная), резьба левая, у болта и гайки на оба нормируемых диаметра назначены предпочтительные поля допусков, длина свинчивания нормальная, форма впадин болта не оговорена.

Рассмотрим более подробно понятие о *приведенном среднем диаметре*. Допустим, имеется два болта с совершенно одинаковыми действительными средними диаметрами d_2 . Их легко измерить резьбовым микрометром, методом трех проволочек или по контурам резьбы на инструментальном микроскопе. У первого болта погрешностей в шаге и в угле наклона сторон профиля нет, а у второго — есть. Спрашивается, одинаково ли они будут ввинчиваться в одну и ту же гайку? Нет. За счет ошибок в шаге и перекосов в резьбе второй болт будет ввинчиваться хуже, а то совсем не ввинтится, т. е. будет казаться при свинчивании полнее, чем есть на самом деле. Этот кажущийся диаметр и называют приведенным средним диаметром $d_{зпр}$. У гаек ухудшение свинчиваемости соответствует кажущемуся уменьшению среднего диаметра, который обозначают $D_{зпр}$.

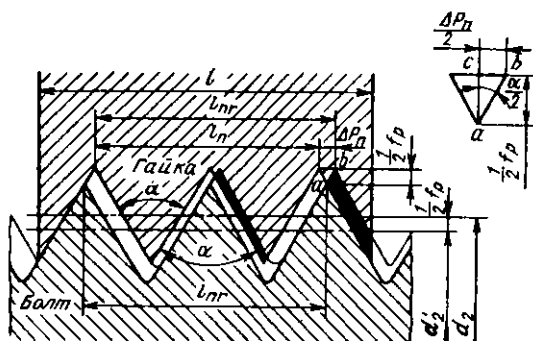


Рис. 56

Установим количественную взаимосвязь между указанными выше погрешностями и их диаметральным проявлением. Предположим, что у болта ошибок в наклоне боковых сторон профиля нет $\Delta \frac{\alpha}{2} = 0$, а имеются только ошибки по размеру шага ΔP . Эта ошибка может быть местной, но обычно она является прогрессивной, возрастающей пропорционально числу полных шагов n на длине свинчивания (ΔP_n). Рассмотрим возможность свинчивания такого болта, имеющего номинальное значение действительного среднего диаметра, с теоретически наименьшей годной гайкой (рис. 56). При равенстве средних диаметров болт в гайку не ввинтится, так как действительное расстояние l_{nr} между крайними витками в данном случае окажется больше (а могло быть и меньше) номинального l_n , в связи с чем залитые на рисунке участки соответствуют внедрению тела болта в тело гайки (реально недопустимо). Для обеспечения свинчиваемости надо профиль резьбы болта сместить вниз, где полость гайки расширяется, т. е. надо уменьшить действительный средний диаметр болта на f_P . Практически это выразилось бы в дополнительном проходе резьбовым резцом по впадинам болта. Из прямоугольного треугольника abc находим: $f_P = \Delta P_n \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}$. Тогда для метрической резьбы *диаметральная компенсация погрешности шага на длине свинчивания*

$$f_P = 1,732 \Delta P_n.$$

При наличии у болта ошибок только в угле наклона сторон профиля (рис. 57) аналогичные рассуждения при-

водят к понятию о диамет-
ральной компенсации погреш-
ности угла наклона сторон
профиля $f_\alpha = \frac{0,582H_1}{\sin \alpha} \Delta \frac{\alpha}{2}$.

Тогда для метрической резь-
бы получаем, мм:

$$f_\alpha = 0,36P\Delta \frac{\alpha}{2},$$

где P — шаг резьбы, мм;

$\Delta \frac{\alpha}{2}$ — средняя ошибка угла

наклона сторон профиля, в минутах: определяется как
полусумма абсолютных значений погрешности на левой
и правой сторонах профиля.

Отклонения собственно среднего диаметра Δd_2 при
изготовлении резьбы соответствуют обычно допускам 8-го
и 9-го квалитетов гладких соединений.

В результате суммарное диаметральное влияние ука-
занных трех видов погрешностей не должно выходить за
границы табличного допуска среднего диаметра

$$T_{d_1} = \Delta d_2 + f_P + f_\alpha \text{ и } T_{D_1} = \Delta D_2 + f_P + f_\alpha.$$

В результате приведенные средние диаметры для на-
ружных и внутренних резьб могут быть вычислены по
соотношениям

$$d_{2\text{ пр}} = d_2' + f_P + f_\alpha \text{ и } D_{2\text{ пр}} = D_2' - (f_P + f_\alpha),$$

где d_2' , D_2' — действительный (измеренный) средний диа-
метр соответственно наружной и внутренней резьбы.

Изложенное проиллюстрировано на схемах рис. 58,
где допуски, как для цилиндрических соединений, пока-
заны полной величины. Рассмотрение схем болтов и гаек 1
и 2 позволяет понять, что резьбовые изделия, имеющие
одинаковый приведенный средний диаметр, равноценны
с точки зрения свинчиваемости, но прочнее из них то,
в котором ошибки шага и половины угла профиля меньше.
Из схем следуют и условия годности резьбы. Они могут
быть записаны в виде двух неравенств, которые, как
увидим в дальнейшем, контролируются предельными резь-
бовыми калибрами, но могут быть проверены и на основа-
нии поэлементных измерений:

$$\begin{aligned} \text{для болта } d_2' &\geq d_{2\text{ min}}; & d_{2\text{ пр}} &\leq d_{2\text{ max}}; \\ \text{для гайки } D_2' &\leq D_{2\text{ max}}; & D_{2\text{ пр}} &\geq D_{2\text{ min}}. \end{aligned} \quad (14)$$

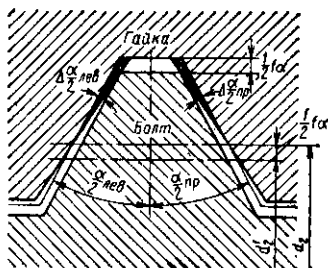
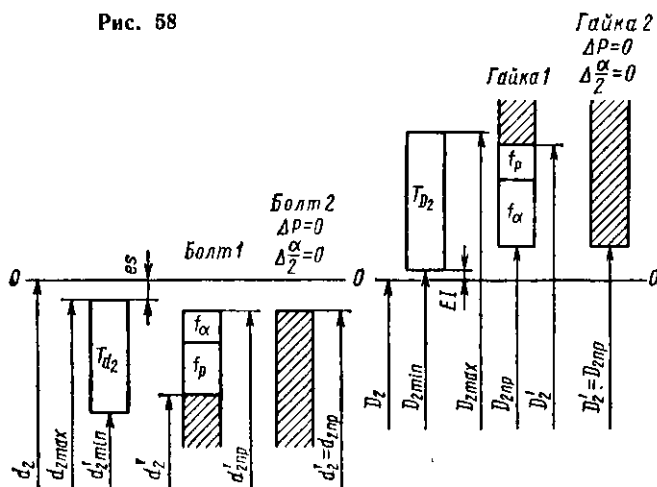


Рис. 57

Рис. 58



Пример. Дать заключение о годности резьбы болта $M22-6g$, если измеренные величины элементов составляют $d' = 19,85$ мм, $d'_2 = 18,22$ мм, $d'_1 = 17,06$ мм, $\Delta P_n = 30$ мкм, $\Delta \frac{\alpha}{2} \text{ лев.} = +40'$, $\Delta \frac{\alpha}{2} \text{ прав.} = -50'$.

Для $d = 20$ и $P = 2,5$ мм находим (ГОСТ 24705—81) $d_2 = 18,376$ мм, $d_1 = 17,294$ мм, $d_3 = 16,933$ мм. Для $6g$ выписываем (ГОСТ 16039—81) $es = -42$ мкм, $T_{d_2} = 170$ мкм, $T_d = 335$ мкм.

Найдем табличные предельные значения диаметров и сделаем заключение о годности:

1) наружный диаметр $d_{\max} = 19,958$ мм, $d_{\min} = 19,623$ мм; по $d'_1 = 19,85$ мм резьба годная;

2) внутренний диаметр $d_{1 \max} = 17,252$ мм и меньше (до $d_3 = 16,933$ мм); по $d'_1 = 17,06$ мм резьба годная;

3) средний диаметр $d_{2 \max} = 18,334$ мм, $d_{2 \min} = 18,164$ мм; определяем диаметральные компенсации $f_p = 1,732 \cdot 30 = 52$ мкм; $f_\alpha = 0,36 \cdot 2,5 \cdot 45 = 41$ мкм и подсчитываем $d_{2 \text{нр}} = 18,22 + 0,052 + 0,041 = 18,313$ мм. В соответствии с условиями (14) имеем $18,22 > 18,164$ и $18,313 < 18,334$, следовательно, резьба годная.

§ 38. КОНТРОЛЬ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ КАЛИБРАМИ

Проверка годности резьбы может быть выполнена поэлементно либо комплексно. Если допуски заданы на каждый элемент отдельно, что имеет место при особо точных резьбах (микрометрические винты, резьбонарезной инструмент, резьбовые калибры и т. п.), то вопрос о годности решается просто. Если же ошибки ΔP и $\Delta \frac{\alpha}{2}$ огра-

ничиваются допуском среднего диаметра, то приходится сначала подсчитывать средний приведенный диаметр и лишь потом судить о годности изделия, как в приведенном выше примере. Такой метод нерационален, и в производственных условиях резьбу проверяют комплексно — путем контроля резьбовыми калибрами.

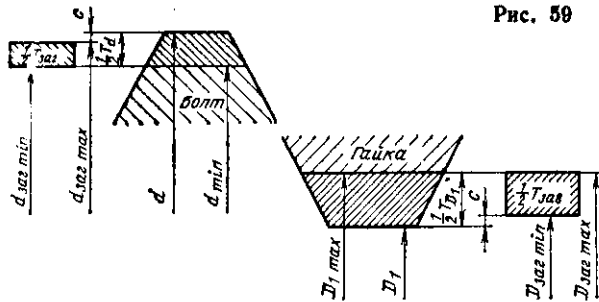
Все виды калибров и контркалибров (всего 37 видов) для цилиндрических резьб (метрической, трапецеидальной, трубной и упорной) устанавливает ГОСТ 24939—81. Калибры для метрической резьбы (СТ СЭВ 234—75) должны иметь определенную твердость измерительных поверхностей (не менее $HRC\ 58$) и шероховатость различных элементов профиля ($Ra = 0,25 \dots 0,65$ мкм). Для повышения износоустойчивости калибров их хромируют или оснащают твердым сплавом. На каждом калибре должно быть клеймение с обозначением резьбы, поля допуска, назначения калибра в соответствии с номером вида, товарный знак изготовителя.

Наружный диаметр d болтов и внутренний D_1 гаек можно контролировать обычными гладкими калибрами. Обычно так и поступают при контроле высокоточных резьбовых деталей (3 ... 5-й степеней). Виды гладких калибров и допуски на них для этих случаев включены в стандарты на резьбовые калибры.

При степени точности 6 и грубее эту проверку на предприятиях, как правило, исключают за счет контроля размеров поверхностей под нарезку, причем их годность автоматически обеспечивает годность у нарезанных резьб размера d или размера D_1 .

При всех методах нарезания резьбы схема резания инструментом такова, что он не касается имеющейся у заготовок болтов наружной или у резьбового отверстия внутренней поверхностей. Чтобы устранить необходимость у готовой резьбы повторно контролировать указанные диаметры, допуск на диаметр заготовок задают более точным, чем требуется у готовой резьбы, и смещенным «в тело» (рис. 59). При нарезании резьбы на пластичных металлах происходит не только вырезание металла из впадин, но и некоторое его выдавливание («вспучивание» резьбы). Смещение s соответствует максимально возможному подъему резьбы, которое получается при работе метчиками или плашками. При нарезании резьбы резцом на токарном станке $s = 0$. Тогда, например, при минимальной заготовке болта и нарезании резьбы резцом диаметр d

Рис. 59



готовой резьбы окажется годным, хотя и равным $d_{\min}$. При наиболее полной заготовке и работе плашкой наружный диаметр тоже останется годным, но теперь уже близким к своему наибольшему значению d . Аналогичная картина у внутренних резьб. Указания по выбору диаметра сверления отверстия или обточки стержня под резьбу приводятся в справочниках технологов.

Контроль годности резьб по остальным элементам осуществляется проходным ПР и непроходным НЕ резьбовыми калибрами. Проходные калибры проверяют собираемость деталей, в связи с чем должны ограничивать размер приведенного среднего диаметра резьбы и минимальную глубину впадин. Чтобы контролировать впадины по глубине и «ощущать» ошибки угла наклона сторон профиля, калибр ПР должен иметь резьбу полного профиля, а чтобы улавливать все ошибки шага — иметь длину резьбы рабочей части не менее 0,8 длины свинчивания. По существу проходные калибры должны быть выполнены по номинальному профилю резьбы и представлять собой самую маленькую годную гайку или самый полный еще годный болт.

Непроходные калибры проверяют только годность действительного среднего диаметра d'_2, D'_2 . Чтобы при контроле максимально уменьшить влияние ошибок шага, непроходные калибры имеют укороченную длину (три витка), а чтобы уменьшить влияние ошибок половины угла профиля — имеют укороченную высоту профиля, вследствие чего соприкосновение боковых сторон витков калибра с витками резьбы изделия происходит лишь на узкой полосе около среднего диаметра (рис. 60). На рисунке нанесены поля допусков резьбы изделия (болта) и показаны номинальные контуры предельных резьбовых

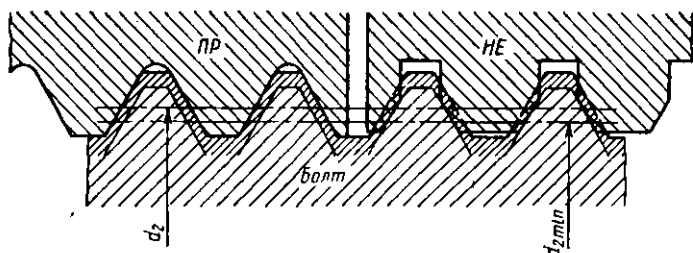


Рис. 60

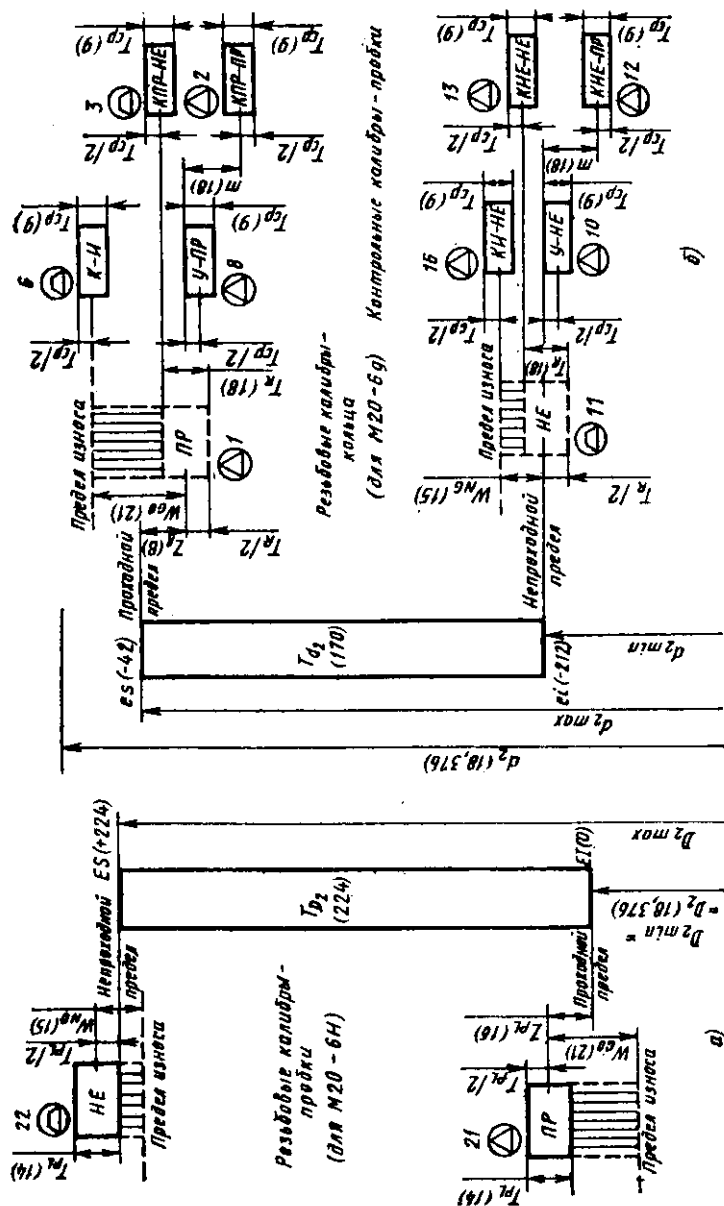
калибров-колец проходного (ПР) и непроходного (НЕ).

Конструктивные размеры резьбовых калибров и их элементов регламентируют ГОСТ 18465—73 и ГОСТ 18466—73. Правила пользования калибрами (ГОСТ 24939—81) допускают свинчивание непроходного калибра с годной контролируемой резьбой до двух оборотов. Допущение вызвано тем, что при многих методах нарезания резьбы инструмент (метчик, плашка, резьбо-нарезная головка) работает с самозатягиванием вдоль оси, вследствие чего первые витки получают несколько деформированными. В результате у непроходных резьбовых калибров приходится предусматривать допуск на износ, хотя и меньшей величины, чем у проходных.

Соответственно несколько изменены по сравнению с гладкими калибрами и правила выдачи калибров: в процессе изготовления резьбы изделий рабочим рекомендуется пользоваться новыми проходными и частично изношенными непроходными калибрами. Контролерам ОТК и представителям заказчика следует проверять детали частично изношенными проходными и новыми непроходными калибрами.

Допуски на все виды резьбовых калибров для цилиндрической метрической резьбы нормированы ГОСТ 24997—81. Он устанавливает профиль резьбы калибров, длину рабочей части и предельные отклонения для размеров диаметров их измерительных поверхностей.

Допуск шага T_p на расстояние между любыми витками резьбы калибра задается в зависимости от ее длины симметричными отклонениями от ± 4 мкм (при длине до 12 мм) до ± 7 мкм (при длине 50 ... 80 мм). Предельные отклонения угла наклона боковых сторон при полном профиле резьбы калибров допускаются от $\pm 60'$ при шаге 0,2 мм до $\pm 8'$ при шаге 4 мм и более; при укороченном профиле от $\pm 60'$ при шаге 0,2 мм до $\pm 10'$ при шаге 5,5 и 6 мм.



Расположение полей допусков среднего диаметра калибров для контроля внутренней резьбы приведено на рис. 61, а, калибров для контроля наружной резьбы и относящихся к ним контрольных калибров-пробок на рис. 61, б, где параметры указаны в принятых стандартом обозначениях.

Над прямоугольниками, условно обозначающими поля допусков среднего диаметра, цифрами указан номер вида калибра по ГОСТ 24939—81, а внутри — соответствующее ему буквенное обозначение.

Размеры калибров-пробок при изготовлении и в процессе эксплуатации в целях наблюдения за степенью их износа проверяют универсальными измерительными средствами. В связи с большой сложностью точных измерений параметров калибров-колец (резьбовых скоб) соответствующие им поля допусков по среднему диаметру, а также допуски на шаг и отклонение угла наклона боковых сторон профиля непосредственно не измеряют, а указывают (на рис. 61 показано штриховой линией) лишь для координации полей допусков контрольных калибров-пробок и проектирования соответствующего резьбонарезного инструмента.

Мотивы отсутствия контркалибров для пробок и целевое назначение контркалибров износа И-И и КИ-НЕ такие же, как для гладких калибров. Поскольку контркалибры износа служат для проверки износа действительного среднего диаметра резьбовых колец, то между ними и кольцом должен быть минимальный контакт по боковым сторонам. Это обеспечивается при полном профиле КИ-НЕ, так как профиль непроходных колец уже укороченный, и требует изготовления у К-И укороченного по высоте профиля (на рис. 61 помечено условными значками).

Разрезные регулируемые резьбовые кольца удобнее и дешевле нерегулируемых. Установку регулируемых колец производят по специальным установочным контркалибрам: У-ПР для проходных колец У-НЕ для непроходных колец. Регулируемое кольцо навинчивают на установочный контркалибр, стягивают специальным винтом до касания, после чего контркалибр вывинчивают, а стопорный винт опечатывает контролер-установщик. Указанные контркалибры используют также для выверки на размер регулируемых калибров-скоб ПР и НЕ. При установке должно улавливаться суммарное влияние ошибок по собственному среднему диаметру, шагу и углу профиля

калибра. Поэтому профиль установочных контркалибров делают полным.

Резьбовые контрольные пробки КПР-ПР, КПР-НЕ, КНЕ-ПР и КНЕ-НЕ предназначены для проверки в процессе изготовления нерегулируемых резьбовых колец. В условном обозначении после буквы *К* (контркалибр) указывается обозначение калибра (ПР или НЕ), для которого он предназначен, а затем назначение контркалибра (проходной или непроходной).

На рис. 61 после обозначений полей допусков и других параметров резьбовых калибров в скобках приведены их числовые значения для резьбового соединения М20—6Н/6g. Все указанные значения в ГОСТ 24997—81 находят сразу в одной таблице по величине допусков деталей, в данном случае по $T_{d_1} = 170$ и $T_{D_1} = 224$ мкм.

Допуск на наружный диаметр калибра-пробки одинаков по обозначению и величине с допуском на его средний диаметр T_{PL} ; аналогично, допуск T_R на внутренний диаметр калибра-кольца одинаков с допуском на его средний диаметр.

§ 39. РАЗНОВИДНОСТИ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

В целях более полного удовлетворения специфических требований отдельных конструкций, условий их эксплуатации либо применяемых материалов предусмотрены разновидности метрических резьб.

Резьба метрическая для деталей из пластмасс диаметром 1 ... 180 мм по ГОСТ 11709—81 предназначена для соединений с пластмассовыми или металлическими деталями. Исходный профиль по этому стандарту отличается от общепринятого незначительным скруглением кромок по вершинам витков болта и гайки, что связано с повышенной хрупкостью некоторых пластмасс и спецификой изготовления указанных резьб при методе формования. Диаметры и шаги резьб следует выбирать по ГОСТ 8724—81, основные размеры резьб с крупными и мелкими шагами — по ГОСТ 24705—81. Однако для пластмассовых деталей рекомендуется применять лишь шаги более 1 мм. Для резьб диаметром 3 ... 8 мм допускается применение особо крупных шагов, которые обязательно указывают в условном обозначении резьбы, например, М5×1,5.

Допуски резьбы на деталях из пластмасс, как и классификация по длинам свинчивания, принимаются по

ГОСТ 16093—81. Для резьб с особо крупными шагами аналогичные данные приведены в ГОСТ 11709—81. При нормальной длине свинчивания имеются поля допусков по классам точности: в среднем — 6g; 6h; 6G; 6H, в грубом — 8g; 8h; 7G; 7H, очень грубом — 10h8h и 9H8H.

В приложении к ГОСТ 11709—81 даны рекомендации по методам получения резьб, выбору степени точности и величины шага.

Резьба метрическая для приборостроения применяется в тех случаях, когда диаметры и шаги по ГОСТ 8724—81 не могут удовлетворить функциональные и конструктивные требования, в частности, такие, как небольшая масса, ограниченность габаритов, повышенные самотормозящиеся свойства, обеспечение малых осевых перемещений и, наконец, эстетическое совершенство приборов. В связи с этим рассматриваемые резьбы отличаются от резьб с зазорами для обычного применения набором диаметров и шагов, приведенным в ГОСТ 16967—81. В нем охвачен диапазон резьб от 3,5 до 400 мм, содержится два ряда предпочтения, не повторяя возможности ГОСТ 8724—81, по диаметрам введены дополнительные более мелкие шаги и добавлен целый ряд промежуточных диаметров, например, $M12 \times 0,35$; $M32 \times 1$ (1-го ряда) или $M12,5 \times 0,5$; $M32,5 \times 0,5$; $M70 \times 3$ (P1) LH (2-го ряда).

Основные размеры резьб для приборостроения приведены в ГОСТ 24706—81, допуски и обозначение полей допусков болтов, гаек и посадок — обычные по ГОСТ 16093—81.

В технически обоснованных случаях резьбы метрические для приборостроения допускается применять и в других отраслях.

Резьба метрическая для диаметров менее 1 мм по ГОСТ 9000—81 предназначена в основном для приборов точной механики, включая приборы отсчета времени. Номинальные диаметры в диапазоне 0,25 ... 0,9 мм имеют согласно ГОСТ 8724—81 два ряда предпочтения, для каждого размера предусмотрен один (крупный) шаг, основные размеры приведены в ГОСТ 24705—81. Для резьб до 1 мм по диаметрам выборочно могут назначаться степени точности 3 ... 6 с основным отклонением h для наружных резьб и отклонениями H или G для внутренних резьб.

Обозначение резьбы согласно ГОСТ 9000—81 имеет против общепринятого две условности. Во-первых, степень точности по обоим нормируемым диаметрам указы-

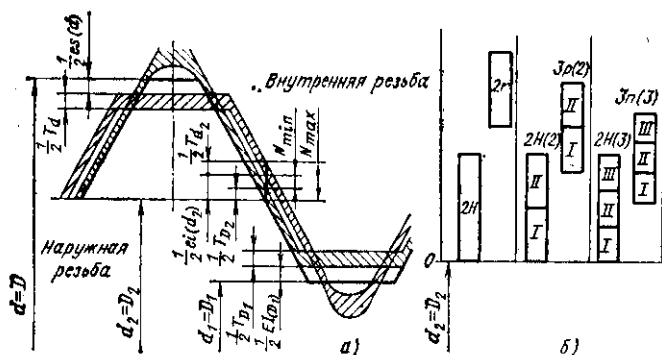


Рис. 62

вается отдельно, даже если она одинакова. Во-вторых, буквенное обозначение основного отклонения для второго диаметра не повторяется (поскольку оно всегда одинаково по всему периметру профиля), например, М0,5 — 5h5 или для соединения М0,5 — 4Н5/5h5.

«Резьба метрическая. Посадки с натягом» (ГОСТ 4608—81) и «Резьба метрическая. Переходные посадки» (ГОСТ 24834—81) применяются преимущественно для наружных резьб: они нарезаются на свинчиваемых концах резьбовых шпилек, которые должны туго держаться в корпусе и не проворачиваться ни при затяжке, ни при отвинчивании гаек, крепящих крышку, головку блока цилиндров или другую подобную присоединяемую деталь. В обоих случаях номинальные диаметры от 5 до 45 мм разбиты на два ряда предпочтения, для каждого размера установлен крупный и один мелкий шаги. Указаны оптимальные значения длин свинчивания в зависимости от материала детали с внутренней резьбой: для стали от $1d$ до $1,25d$, для чугуна от $1,25d$ до $1,5d$, для алюминиевых и магниевых сплавов от $1,5d$ до $2d$.

Рассматриваемые резьбы различаются тем, что посадки с натягами обеспечивают необходимую прочность неподвижного соединения только за счет упругих деформаций материалов шпильки и гнезда по среднему диаметру (рис. 62, а) а при переходных посадках — то же самое достигается при одновременном применении дополнительного элемента заклинивания (по коническому сбегу резьбы, упору в плоский бурт шпильки или упору цилиндрической цапфы шпильки в дно гнезда).

Нужный характер посадки в резьбе получают в обоих случаях за счет расположения полей допусков по среднему диаметру; при этом по впадинам резьбы гарантируются зазоры.

При переходных посадках наружную резьбу выполняют 2-й или 4-й степеней точности с основными отклонениями jh , j , jk или m . Внутренняя резьба гнезда может иметь поля допусков $3H$, $4H$ или $5H$.

Переходные посадки в отечественной практике указанным стандартом введены впервые, но уже находят широкое применение благодаря возможности обеспечить неподвижность соединения в сочетании с простотой сборки и экономичностью. Условное обозначение резьбового соединения с переходной посадкой номинальным диаметром 10 мм и крупным шагом имеет вид $M10 - 4H6H/4jk$.

Резьбовые соединения с гарантированным натягом имеют пока преимущественное применение. В гнездах во всех случаях должно выдерживаться поле допуска $2H$. На ввинчиваемом конце шпилек по d_2 предусмотрено три варианта расположения полей допусков (рис. 62, б), назначаемых главным образом в зависимости от материала деталей с внутренней резьбой.

В корпусах из чугуна или алюминиевых сплавов назначают поле $2r$. Сборка осуществляется без групповой сортировки деталей и относительно двух других вариантов имеет наибольший разброс действительных значений получающихся натягов. При необходимости получить на тех же материалах более стабильные по качеству соединения резьбу шпилек изготавливают с полем допуска $3r$, сортируют готовые детали по действительному размеру среднего диаметра на две группы с последующей сборкой одноименных групп. Корпуса из стали или высокопрочных и титановых сплавов требуют еще большей однородности соединений, что обеспечивается выполнением резьбы шпилек с полем допуска $3l$ и последующей сортировкой обеих деталей на три группы.

Допуск среднего диаметра резьбы деталей, не сортируемых на группы, является суммарным. Те же допуски резьбы деталей, сортируемых на группы, не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковых сторон профиля. Указанные параметры нормируют раздельно и при необходимости контролируют.

В обозначении резьб с натягом поле допуска по наружному диаметру у наружных резьб опускают (в связи

с отсутствием вариантности), а число сортировочных групп указывают дополнительно в скобках, например, $M10-2H5C/2r$; $M10-2H5C(2)/3p(2)$.

Резьба метрическая коническая по ГОСТ 25229—82 с конусностью 1 : 16 и диаметрами 6 ... 60 мм предназначена в основном для получения герметичных соединений как с применением уплотнителей, так и без них. Стандарт устанавливает профиль, два ряда предпочтения диаметров, шаги, основные размеры и допуски. Предусмотрена возможность свинчивания наружной конической резьбы как с конической, так и обычной цилиндрической внутренней резьбой.

Угол профиля конической резьбы симметричен относительно диаметральной плоскости; все размеры и отклонения задают и измеряют как обычно, перпендикулярно оси резьбовой поверхности. Значения диаметров, наружного (по которому резьбу обозначают), среднего и внутреннего относятся к основной плоскости. Положение основной плоскости для каждой из сопрягаемых конических резьбовых деталей задают отдельным осевым размером от какого-либо характерного конструктивного элемента: торца резьбового участка, буртика, заплечика и т. п.

Смещение основной плоскости от номинального положения нормируется симметрично расположенным допуском, который является суммарным, включающим отклонения собственно среднего диаметра, шага, угла наклона боковых сторон профиля и угла конуса.

Исполнение метрических конических резьб предусмотрено одной точности, которую поэтому в обозначении не указывают. Условное обозначение конической резьбы и конического резьбового соединения состоит из букв МК, значения диаметра и шага, например, $МК20 \times 1,5$.

Внутреннюю цилиндрическую резьбу, предназначенную для соединения с наружной конической, обозначают как обычно с обязательным указанием номера стандарта, например, $M20 \times 1,5$ ГОСТ 25229—82. Это обязывает выполнять ее с плоскорезанной впадиной и предопределяет допуск $T_D = 6H$.

Соединение внутренней цилиндрической резьбы с наружной конической обозначают так $M/МК20 \times 1,5$ ГОСТ 25229—82.

§ 40. ОСОБЕННОСТИ ЗАДАНИЯ ДОПУСКОВ ДЛЯ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫХ И ДРУГИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Все виды резьб имеют схожие системы задания допусков и отсчета отклонений и наряду с этим некоторые особенности.

Трапецеидальные резьбы имеют общий для наружной и внутренней резьб симметричный профиль с углом при вершине 30° , регламентируемый ГОСТ 9484—81. Кроме того, в качестве начала отсчета отклонений установлены номинальные профили отдельно для наружной резьбы (винтов) и для внутренней резьбы (гаек). При равенстве средних диаметров $d_2 = D_2$ у номинальных профилей созданы гарантированные зазоры по впадинам 0,5 ... 2 мм за счет значений номиналов. Стандарты на трапецеидальные резьбы охватывают диаметры 8 ... 640 мм (ГОСТ 24738—81, ГОСТ 9562—81) для однозаходной резьбы и 10 ... 320 мм (ГОСТ 24739—81) для многозаходных резьб с разбивкой в каждом случае на два ряда предпочтения. Выделены предпочтительные значения шагов.

По средним диаметрам гайки выполняют с одним основным отклонением H , для винтов предусмотрен ряд отклонений с зазорами. Степени точности по d_2 и D_2 могут назначаться при однозаходных резьбах 6 ... 9, при многозаходных — 7 ... 10. При многозаходных резьбах наряду со значениями шагов предусмотрены стандартные значения ходов P_h . Длины свинчивания разделяют на две группы: нормальные N и длинные L .

Условное обозначение трапецеидальной резьбы состоит из букв *Tr*, числовых значений номинального диаметра, шага (у многозаходных значений хода и шага) и обозначения поля допуска по среднему диаметру. Поле допуска по второму нормируемому диаметру для трапецеидальных резьб принято постоянным ($4h$, $4H$) и потому в обозначении не указывается. Например: *Tr 40×6 — 6g* (винт) *Tr 40×6—6H* (гайка), *Tr 40×6—6H/6g* (резьбовое соединение). Для наружных резьб, изготавливаемых накатыванием, в виде исключения допускается назначать по d поле $6h$, которое, тоже в виде исключения, должно указываться в условном обозначении сразу после поля допуска среднего диаметра, например, *Tr 40×6—7e6h*. Для четырехзаходного резьбового

соединения с номинальным размером 80 мм, ходом 40 мм, левым направлением витков и большой длиной свинчивания $L = 180$ мм обозначение имеет вид $Tr\ 80 \times 40\ (P10) \times LH - 8H/8e - 180$.

Резьба трубная цилиндрическая предназначена для получения герметичных соединений в стыках трубопроводов. По существу она представляет собой мелкую дюймовую резьбу и имеет широкое международное применение. Профиль, основные размеры и допуски трубной цилиндрической резьбы устанавливает ГОСТ 6357—81.

Построение профиля и обозначение его элементов идентично с метрической резьбой, но при этом угол при вершине профиля равен 55° , впадины наружной и внутренней резьбы всегда радиусные и расположены на одинаковом расстоянии $H/6$ от вершин исходного треугольного профиля. Номинальные диаметры $1/16 \dots 6''$ разделены на два ряда предпочтения, каждый имеет только одно значение шага. По среднему диаметру установлено два класса точности, обозначаемые буквами *A* и *B*. Допуски T_d и T_D , являются суммарными. Длины свинчивания нормальные N и длинные L . Расположение допусков по диаметрам такое же, как в метрических резьбах.

Обозначение трубной цилиндрической резьбы состоит из буквы *G*, размера и класса точности; обозначение дополняется для левой резьбы буквами *LH*, например, $G1\frac{1}{2}-A$; $G1\frac{1}{2}LH-B$, для соединения $G1\frac{1}{2}-A/A-40$, где 40 — длина свинчивания группы L , мм.

Резьба упорная по ГОСТ 10177—82 с асимметричным профилем (30° и 3°), предназначенная для восприятия больших односторонних усилий, охватывает двумя рядами предпочтения номинальные диаметры 10 ... 640 мм. ГОСТ 25096—82 устанавливает для упорной резьбы по среднему диаметру суммарные допуски в 7 ... 9-й степенях точности, основное отклонение h для наружной резьбы и положительное отклонение AZ (с зазором) для внутренней, подразделяет длины свинчивания на нормальные N и длинные L (указывается в обозначении). По наружному и внутреннему диаметрам для обеих деталей основное отклонение равно h и H .

Полное обозначение упорной резьбы состоит из буквы *S*, номинального диаметра, шага (или хода и шага), для левой резьбы с добавлением букв *LH*, обозначения поля допуска по среднему диаметру и, если необходимо,

длины свинчивания группы *L*. Например, $S80 \times 20 \times$
 $\times (P10) LH-7AZ/7h-120$; более типично $S80 \times 10-$
 $-7AZ/7h$.

Вопросы для самопроверки.

1. Какими элементами определяется профиль любой резьбы?
2. Какие предпочтительные указания имеются в стандартах для большинства резьб и какое значение имеет их соблюдение?
3. Что означает понятие «допуск среднего диаметра является суммарным»?
4. Что такое приведенный средний диаметр резьбы болта или гайки?
5. Какие степени точности, виды отклонений и группы длин свинчивания предусмотрены для метрических резьб с зазорами?
6. Структура условного обозначения метрической резьбы с зазорами.
7. Методы контроля резьбы по наружному и внутреннему диаметрам.
8. Какие элементы резьбы контролируют резьбовые калибры ПР и НЕ и каковы их конструктивные отличия?
9. Основные особенности стандарта на допуски метрических резьб для деталей из пластмасс и чем они обусловлены?
10. Основные особенности стандарта на метрическую резьбу для приборостроения.
11. Целевое назначение метрических резьб с натягами и переходным посадками. За счет чего обеспечивается в них повышенное сопротивление отвинчиванию?

Г Л А В А 9

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

§ 41. ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Шпоночные и шлицевые соединения предназначены для получения разъемных неподвижных соединений, передающих крутящие моменты. Они позволяют при необходимости осуществлять относительное осевое перемещение сопряженных деталей, например, при включении-выключении муфт или зубчатых колес.

Шпоночные соединения выполняют обычно по одной из переходных посадок. Их применяют в малонагруженных тихоходных передачах (кинематические цепи подач станков), в крупногабаритных соединениях (шестерни-

маховики, шкивы кузнечно-прессовых машин), во всех ответственных неподвижных конических соединениях (маховики двигателей внутреннего сгорания, центрифуги и т. п.), в единичных (опытных) экземплярах машин.

Шлицевые соединения совершеннее шпоночных: при одном и том же диаметре они передают значительно больший крутящий момент, обеспечивают высокую степень центрирования деталей, в них отсутствует съемная деталь (шпонка). В массовом и серийном производствах изготовление шлицевых деталей не сложнее и не дороже шпоночных, а сборка удобнее и быстрее.

Шлицевые соединения, кроме прямобочного и эвольвентного, могут иметь треугольный профиль, размеры, допуски и посадки для которого приведены в рекомендации СЭВ РС 656—66 и нормативно-технических документах [23] некоторых ведомств.

§ 42. ДОПУСКИ, ПОСАДКИ И КОНТРОЛЬ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками устанавливает ГОСТ 23360—78, с сегментными шпонками — ГОСТ 24071—80, ГОСТ 23360—78 полностью соответствует международным стандартам; он не распространяется на шпоночные соединения для крепления режущего инструмента, а также на специальные шпоночные соединения (например, ходовых валиков токарных станков).

Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки b . Остальные размеры задают так, чтобы исключить возможность защемления шпонки по высоте или чрезмерное зажатие поверхностей соприкосновения боковых сторон.

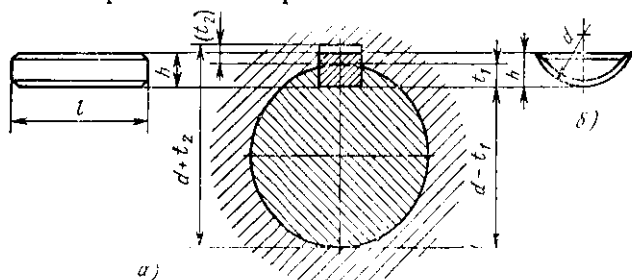


Рис. 63

Таблица 27

Высота шпонки h , мм	Глубина паза на валу t_1 , мм	Предельные отклонения размеров, мм	
		t_1 или $(d - t_1)$	$(d + t_2)$
От 2 до 6	От 1,2 до 3,5	$-0,1$ или $(-0,1)$	$+0,1$
Св. 6 » 18	Св. 3,5 » 11	$-0,2$ или $(-0,2)$	$+0,2$
» 18 » 50	» 11 » 31	$-0,3$ или $(-0,3)$	$+0,3$

На рис. 63, *а* приведены параметры призматических, а на рис. 63, *б* — сегментных шпонок. Для шпоночных пазов втулок на чертежах проставляют размер $d + t_2$ как единственно удобный для контроля; на валах предпочтительно указывать t_1 , но допускается и размер $d - t_1$. Предельные отклонения размеров по глубине пазов приведены в табл. 27.

Высоту призматических шпонок выполняют по $h11$ (при высоте 2 ... 6 мм — по $h9$), длину l — по $h14$, длину пазов — по $H15$, диаметр сегментных шпонок d — по $h12$. Как видим, по указанным элементам допуск всегда направлен «в тело», что гарантирует собираемость.

По ширине для призматических шпонок предусмотрено три варианта соединения: свободное, нормальное и плотное (рис. 64), для сегментных применяют только нормальное и плотное. Поля допусков для обоих типов шпонок одинаковы, посадки выполняют только в системе вала (основная деталь — шпонка). Последнее позволяет ограничить номенклатуру размеров калиброванной стали для шпонок, точность изготовления которой без дополнительной обработки обеспечивает точность h (см. рис. 63).

Схемы соединений на рис. 64 конкретизированы для размера $b = 6$ мм. Наибольшее распространение в общем машиностроении имеет нормальное соединение; свободное соединение применяют главным образом для направляющих шпонок, иногда при наличии объемной термообработки сопрягаемых деталей. В случае термообработки допускается пазы на валу по ширине выполнять по $H11$, если это не повлияет на работоспособность соединения.

Элементы стандартизованных шпоночных соединений контролируют предельными калибрами: по ширине пазов — пластинами ПР и НЕ, по глубине пазов в отверстиях — специальными пробками со ступенчатой шпонкой, на валах — ступенчатой пластиной-высоткой (раз-

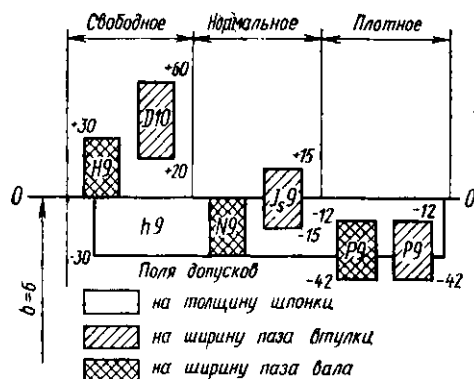


Рис. 64

мер t_1) или скобами ПР и НЕ со стороны торца (размер $d-t_1$). Для контроля суммарной погрешности из-за отклонений пазов от симметричности, прямолинейности или заданного направления вдоль образующей проектируют и изготавливают специальные калибры: для валов — в виде накладной призмы с контрольным стержнем определенной толщины, для втулок — в виде пробок со шпонкой. Виды, конструкции и размеры калибров для шпоночных соединений регламентируют ГОСТ 24109—80 ... ГОСТ 24121—80.

§ 43. ДОПУСКИ, ПОСАДКИ И КОНТРОЛЬ ПРЯМОБОЧНЫХ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

ГОСТ 1139—80, распространяющийся на шлицевые соединения общего назначения с прямобочным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения, устанавливает число зубьев (6 ... 20), номинальные размеры соединений легкой, средней и тяжелой серий (при $D = 14 \dots 125$ мм) и три метода центрирования сопрягаемых втулки и вала. Выбор метода центрирования определяется эксплуатационными требованиями и технологическими факторами.

Метод центрирования по боковым сторонам зубьев b обеспечивает достаточно точные поля допусков и посадки только по размеру b (рис. 65, а). По нецентрирующим диаметрам обязателен гарантированный зазор, условно показанный на рисунке просветом между размерами d и D .

При центрировании по b , особенно если вал термически обрабатывается, боковые поверхности шлиц шлифуют, чтобы точно выдержать их толщину и прямоли-

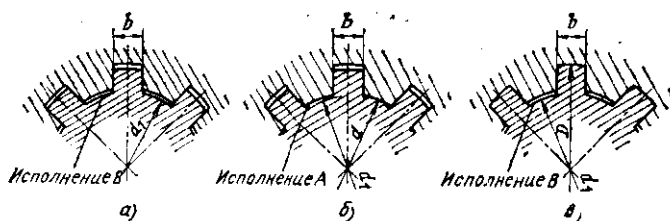


Рис. 65

нейность. Исполнение В обеспечивает выход кромке тарельчатого шлифовального круга и повышенную стойкость фрезы, у которой отсутствуют «усики», необходимые для получения канавок исполнения А. Данный метод центрирования самый простой и дешевый. Он назначается при невысоких требованиях к соосности сопрягаемых деталей, когда главное требование состоит в надежной передаче крутящего момента и отсутствии ударов при реверсе, например, в карданных соединениях транспортных, строительных и других подобных машин.

Методы центрирования по внутреннему d (рис. 65, б) и наружному диаметру D (рис. 65, в) примерно равноценны. Оба регламентируют точность и вид сопряжения по двум элементам: центрирующему диаметру и боковым сторонам зубьев. По нецентрирующему диаметру обеспечивается гарантированный зазор (табл. 28), что исключает его влияние на собираемость шлицевого соединения. Для понимания дальнейшего необходимо иметь некоторое представление о способах изготовления шлицевых валов и отверстий. Шлицы на валах фрезеруют либо последовательно вырезая паз за пазом фасонной фрезой на гори-

Таблица 28

Нецентрирующий диаметр	Центрирование	Поле допуска	
		вала *	штулки
d D	По D или b По d или b	— $a11$	$H11$ $H12$

* Диаметр d не менее диаметра d_1 . Допустимо для d устанавливать поле допуска $a11$ или $b12$.

зонтально-фрезерном станке, либо обрабатывают сразу все шлицы червячной фрезой на зубофрезерном станке. Точность при этом получается недостаточной. При наличии термообработки накладываются погрешности от коробления детали и шлиц. Поэтому точные элементы шлицевого валика при окончательной обработке обязательно шлифуют. Шлифование боковых сторон шлиц и внутреннего диаметра у валков не представляет особой сложности (при исполнении А).

Шлицевые отверстия сначала сверлят, а затем протягивают круглой и шлицевой протяжками. Протяжки, особенно шлицевые, — это сложный дорогостоящий высокопроизводительный инструмент. При большом числе деталей такая обработка экономична, так как сразу получается высокая точность, которая при незакаленных втулках обычно не требует последующей обработки. Эффективность использования протяжек обуславливается не только масштабом производства, но и в значительной степени унификацией шлицевых отверстий в различных деталях выпускаемых изделий. Из соображений ограничения номенклатуры применяемых протяжек посадки шлицевых соединений выполняют только в системе отверстия.

Следовательно, основным мотивом при выборе центрирования по d или D является возможность наиболее производительно и экономично произвести чистовую обработку посадочных поверхностей.

Если втулка остается незакаленной или подвергается закалке до относительно невысокой твердости ($HRC \leq 40 \dots 45$), то следует применять центрирование по D . Термообработанные втулки могут быть дополнительно прокалиброваны прошивкой. У валков наружный диаметр шлифуют на обычном круглошлифовальном станке, боковые поверхности шлиц (если надо) — на шлицшлифовальном станке, дно впадин при исполнении В не подвергают чистовой обработке.

В случае объемной закалки шлицевой втулки до высокой твердости дефекты от коробления можно устранить лишь шлифованием, а для шлифования в отверстиях доступна только внутренняя поверхность. Следовательно, в указанных случаях следует назначать центрирование по d . В связи с недоступностью боковых поверхностей пазов втулки для обработки после закалки обычными методами механической обработки поля допусков на них

Таблица 29

Квалитет	Основные отклонения для валов								Основные отклонения для втулок			
	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i_s</i>	<i>k</i>	<i>n</i>	<i>D</i>	<i>F</i>	<i>H</i>	<i>J_s</i>
5				<i>g</i> 5		<i>i_s</i> 5						
6				<i>g</i> 6	(<i>h</i> 6)	<i>i_s</i> 6		<i>n</i> 6			<i>H</i> 6	
7			<i>f</i> 7		<i>h</i> 7	<i>i_s</i> 7	<i>k</i> 7				<i>H</i> 7	
8	<i>d</i> 8	<i>e</i> 8	<i>f</i> 8		<i>h</i> 8					<i>F</i> 8	<i>H</i> 8	
9	(<i>d</i> 9)	<i>e</i> 9	<i>f</i> 9		<i>h</i> 9				<i>D</i> 9			
10	<i>d</i> 10				(<i>h</i> 10)				<i>D</i> 10	<i>F</i> 10		<i>J_s</i> 10

задают на один-два квалитета грубее, чем в случаях центрирования по *D*.

Разделение шлицевых соединений на три серии расширяет возможности конструктора. При одном и том же внутреннем диаметре при переходе от легкой серии к тяжелой несколько возрастает высота зубьев, а при переходе от средней серии к тяжелой еще увеличивается и число зубьев. В условном обозначении вид серии не указывают, однако серия может быть установлена по числовым значениям *z*, *d* и *D* с помощью стандарта.

Ниже приведены примеры условных обозначений прямобочных шлицевых соединений, в которых стоящая вначале буква указывает на принятый метод центрирования, последующие числовые значения соответствуют числу шлиц *z*, внутреннему диаметру *d*, наружному диаметру *D* и ширине зуба *b*:

$$d - 8 \times 46 \frac{H7}{f7} \times 50 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{D9}{f8} - \text{легкая серия};$$

$$D - 8 - 46 \frac{H11}{a11} \times 54 \frac{H7}{js6} \times 9 \frac{F8}{js7} - \text{средняя серия};$$

$$b - 10 \times 46 \times 56 \times 7 \frac{D9}{e8} - \text{тяжелая серия}.$$

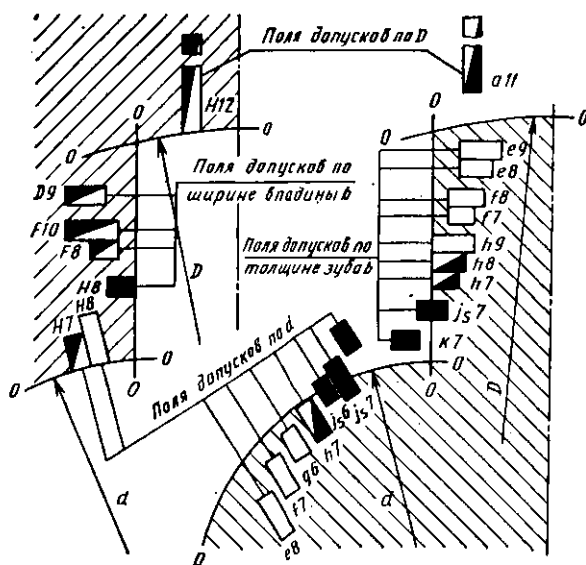


Рис. 66

Поля допусков и посадки по каждому из трех элементов шлицевого соединения указаны непосредственно после числового значения по ГОСТ 25346—82 и там же следует находить соответствующие им предельные отклонения. В условном обозначении допускается не указывать посадку по нецентрирующим диаметрам, поскольку они для них определены (см. табл. 28).

Для образования посадок по центрирующим диаметрам и ширине зубьев в стандарт на шлицевые соединения из ГОСТ 25347—82 отобрано 20 полей допусков для валов (7 предпочтительных выделены в рамках) и 8 полей допусков для втулок (4 предпочтительных), которые приведены в табл. 29. В прил. 1 к ГОСТ 1139—80 для каждого метода центрирования произведен ограничительный отбор полей допусков из указанных в табл. 29 отдельно для подвижных (в осевом направлении) и неподвижных соединений. Посадки по боковым сторонам шлиц в подавляющем числе случаев внесистемные (из неосновных полей допусков). Это обусловлено стремлением обеспечить преемственность с ранее существовавшими специальными полями допусков и посадками.

На рис. 66 в качестве примера показаны рекомендуемые поля допусков по элементам шлицевого соединения

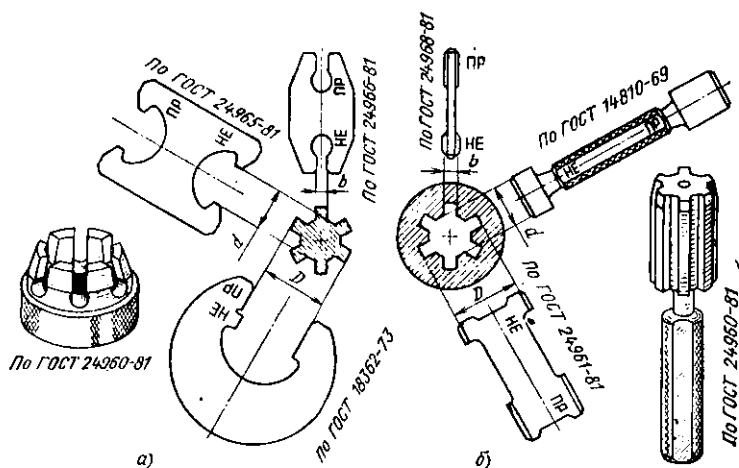


Рис. 67

для случаев центрирования по внутреннему диаметру. Поля для неподвижных соединений условно залиты; поля, используемые как для неподвижных, так и подвижных соединений, залиты краской по диагонали на половину.

Поле допуска *F10* применяют только для закаленных нешлифованных втулок, *h9* — при чистовом фрезеровании незакаливаемых шлицевых валов; при повышенных требованиях к точности соединения допускается использовать соседний, более точный квалитет (не выше *IT5*).

Поля допусков, назначенные на элементы деталей шлицевого соединения и указанные в условном обозначении, контролируют независимо друг от друга специальными гладкими калибрами по ГОСТ 24961—81 ... ГОСТ 24968—81. Для шлицевых валов комплект калибров включает три скобы (рис. 67, а). У детали каждый шлиц контролируют по всей длине, наружный диаметр — в нескольких поперечных сечениях по длине, внутренний — надвигая скобу с торца по впадинам в нескольких продольных сечениях. Аналогичный комплект для втулки (рис. 67, б) состоит из калибра-пластины для ширины пазов, гладкой пробки для контроля внутреннего диаметра и листовой пробки для контроля наружного диаметра по впадинам втулки.

У сложных поверхностей наряду с погрешностями размеров всегда имеют место отклонения формы и распо-

На рис. 68 приведена схема полей допусков на размеры d и b деталей, обозначены номинальные размеры всех калибров контрольного комплекта и поля допусков комплексных калибров по d и b , а также проставлены в скобках числовые значения размеров, допусков и отклонений для $d = 8 \times 46H7/f7 \times 50H12/a11 \times 9D9/f8$.

У прямобочных комплексных шлицевых калибров за счет предельных отклонений $-z_d$ и $-z_b$ занижаются размеры калибра-пробки, а за счет отклонений $+z_{1d}$ и $+z_{1b}$ завышаются размеры калибра-кольца. Получающееся пространство (на рис. 68 заштриховано накрест) представляет собой минимальный суммарный допуск на отклонения формы и расположения элементов шлицевых поверхностей. В случаях использования у конкретных деталей только части допуска на изготовление размеров (светлое поле) для них автоматически на такую же величину возрастает суммарный допуск.

На рис. 68 изображены поля допусков на изготовление (помечены буквой H с соответствующим индексом) и границы допустимого износа (буква Y с индексом) размеров d и b комплексных калибров.

Для некоторого упрощения контроля ГОСТ 1139—80 рекомендует раздельный контроль элементов соединения осуществлять лишь непроходными калибрами (не ослаблены ли отдельные элементы шлицевого профиля), а затем контролировать собираемость комплексными калибрами. Учитывая относительно высокую стабильность технологических процессов обработки шлицевых поверхностей и значительную длительность проверки отдельных деталей, в производственных условиях, как правило, применяют выборочный контроль — периодически через установленные интервалы времени проверяют небольшое число (3—5) деталей.

§ 44. ДОПУСКИ, ПОСАДКИ И КОНТРОЛЬ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

Профиль эвольвентных шлицев имеет большую боковую поверхность соприкосновения. Такое соединение прочнее, чем у соединений с прямобочным профилем, поскольку имеет большее сечение в основании зуба.

ГОСТ 6033—80 распространяется на соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30° и устанавливает исходный контур, форму зубьев, номинальные диаметры

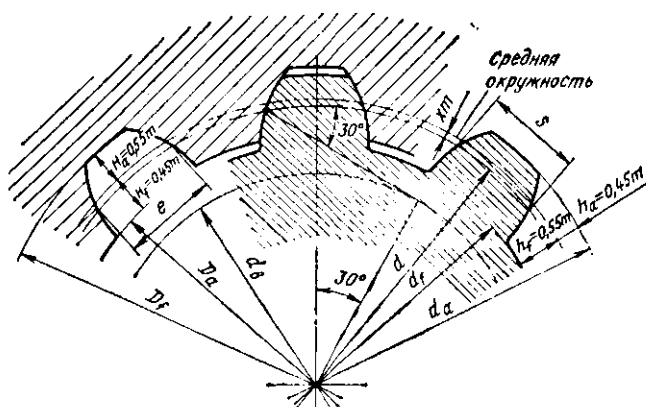


Рис. 69

$D = 4 \dots 500$ мм, модули $m = 0,5 \dots 10$ мм, число зубьев $z = 6 \dots 82$, номинальные размеры элементов и измеряемые величины при центрировании по боковым поверхностям зубьев, а также допуски и посадки.

Основным является центрирование по боковым сторонам зубьев (рис. 69), при котором, в отличие от прямобочных, достигается достаточно хорошая соосность деталей. Из-за малых размеров опорных площадок предусматривается еще центрирование по D . Рекомендации по назначению допусков и посадок в случае центрирования по d , которое применяется, например, в автостроении в связи с удобством установки деталей при их обработке по внутренней поверхности отверстия, приведены в справочном приложении к ГОСТ 6033—82.

На рис. 69 указаны элементы эвольвентного шлицевого соединения: номинальный (исходный) диаметр D , делительная окружная толщина зуба вала s и ширина впадин втулки e (номинально $s=e$), диаметр основной окружности d_b , диаметр делительной окружности d , смещение исходного контура x_m , делительный окружной шаг p . Соотношения между отдельными элементами следующие: $m = p/\pi$; $p = 2s = 2e$; $d = mz$; $d_b = mz \cos 30^\circ$; $D_f = D$; $D_a = D + 2m$; $d_f = D - 2,2m$; $d_d = D - 0,2m$.

По наружному и внутреннему диаметрам шлицевых деталей с эвольвентным профилем зуба поля допусков и посадки в соответствии с ГОСТ 6033—80 задают по ГОСТ 25347—82. На ширину впадин и толщину зуба вала

Таблица 30

Степень точности	Втул- ка	Вал									
	Основное отклонение										
	<i>H</i>	<i>r</i>	<i>p</i>	<i>n</i>	<i>k</i>	<i>h</i>	<i>g</i>	<i>l</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>a</i>
7	7H	—	—	7n	—	7h	—	7f	—	—	—
8	—	—	8p	—	8k	—	—	8f	—	—	—
9	9H	9r	—	—	—	9h	9g	—	9d	—	—
10	—	—	—	—	—	—	—	—	10d	—	—
11	11H	—	—	—	—	—	—	—	—	11c	11a

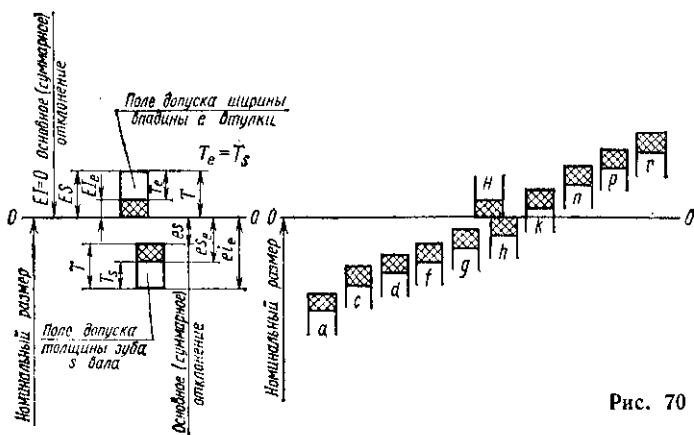
Примечание. Поля допусков, заключенные в рамки, являются предпочтительными для подвижных соединений.

установлены специальные поля допусков, обозначаемые (для отличия от обычных полей допусков для гладких соединений) сначала числом, показывающим степень точности, а затем буквой основного отклонения. Установленные ГОСТ 6033—80 специальные поля допусков приведены в табл. 30.

Поля допусков на размер между боковыми поверхностями впадин втулки и зубьев вала заданы тремя отклонениями (рис. 70): ES и es — верхние отклонения, определяющие верхнюю границу полного (суммарного) допуска T ; EI_e и ei_e — отклонения, определяющие нижнюю границу той части T_e или T_s общего допуска, которая предназначена для отклонений собственно размера; EI и ei — нижние отклонения суммарного допуска. На чертежах деталей указывают только предельные отклонения поля допуска T_e (T_s), а нижнее суммарное отклонение используют в качестве начала отсчета отклонений при проектировании рабочей части комплексных калибров.

На правой части рисунка проиллюстрировано относительное расположение установленных стандартом основных отклонений деталей и относительное расположение допусков размера (светлые поля) и допусков формы и расположения (заштрихованные поля). По ширине впадины втулки предусмотрено одно отклонение H .

Условное обозначение эвольвентных шлицевых соединений содержит значения номинального диаметра соединения D , модуля m , обозначение посадки соединения



(полей допусков вала и втулки), помещаемое после размеров центрирующих элементов, и в конце номер стандарта.

Например: 50×2×9H/9g ГОСТ 6033—80 — условное обозначение соединения $D = 50$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев и посадкой 9H/9g;

50×2×9H ГОСТ 60330—80 — то же, для втулки;

50×2×9g ГОСТ 6033—80 — то же, для вала:

50×H7/g6×2 ГОСТ 6033—80 — условное обозначение соединения тех же размеров с центрированием по наружному диаметру и посадкой H7/g6 по ГОСТ 25347—82;

150X2X H7/g6 ГОСТ 6033—80 — то же, при центрировании по внутреннему диаметру.

При центрировании соединения по диаметру D или d поля допусков по ширине впадины втулки и толщине зуба вала оговорены в ГОСТ 6033—80 и в условном обозначении не указываются.

Эвольвентные шлицевые соединения контролируют комплексными проходными и гладкими непроходными калибрами, виды и допуски которых устанавливает ГОСТ 24969—81. Комплексные калибры должны проходить по контролируемой поверхности под действием силы тяжести, в одном положении, без перестановки калибра.

Гладкие непроходные калибры для контроля толщины зубьев на валу и ширины пазов во втулке конструктивно представляют собой соответственно кольцо или пробку с двумя противоположно расположенными секторами из двух зубьев каждый. Контроль указанными калибрами следует проводить не менее чем в трех различных положениях. Наружный и внутренний диаметры эвольвентных шли-

цевых деталей, как и прямобочных, проверяются предельными скобами и пробками, выполненными с допусками для обычных гладких калибров по ГОСТ 24853—81.

§ 45. ОСОБЕННОСТИ ОФОРМЛЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Правила оформления чертежей шлицевых соединений и деталей установлены ГОСТ 2.409—74 и СТ СЭВ 650—77. На сборочных чертежах стандартизованных шлицевых соединений на полке линии-выноски (или в технических требованиях) следует указывать его условное обозначение по соответствующему стандарту. На рабочих чертежах шлицевых деталей наряду с условным обозначением наносят для каждого элемента (D , d и b) номинальные размеры и предельные отклонения, предпочтительно в комбинированной форме.

Вопросы для самопроверки.

1. Как задают поля допусков на глубину шпоночных пазов и высоту шпонки?
2. Варпанты стандартных посадок для призматических и сегментных шпонок по размеру b .
3. Факторы, определяющие выбор метода центрирования.
4. Содержание условного обозначения прямобочного шлицевого соединения.
5. Содержание условного обозначения эвольвентного шлицевого соединения.
6. Особенности задания посадок по нецентрирующим диаметрам.
7. Этапы контроля шлицевых деталей и используемые при этом калибры.
8. Правила указания на чертежах размеров, допусков и посадок стандартизованных шлицевых соединений и деталей.

Г Л А В А 10

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 46. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО НОРМИРОВАНИЮ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Большинство зубчатых передач машин и механизмов в зависимости от назначения можно разделить на следующие группы.

Отсчетные передачи входят в состав точных кинематических цепей измерительных приборов (часы, индика-

торы часового типа, рычажно-зубчатые измерительные головки), счетно-решающих механизмов, следящих систем, делительных механизмов приспособлений, станков и т. п. Обычно указанные передачи работают при малых нагрузках и низких скоростях. Основное эксплуатационное требование — высокая точность и согласованность углов поворота ведомого и ведущего колес, т. е. высокая кинематическая точность. Чаще всего это небольшие зубчатые колеса малого модуля с небольшой длиной зуба.

Скоростные передачи входят в состав кинематических цепей различных коробок передач, редукторов турбин, двигателей и т. п. Работают при высоких скоростях (до 120 м/с) и достаточно больших мощностях. В этих условиях главное требование к зубчатой передаче — плавность работы, т. е. бесшумность и отсутствие вибраций. Безусловно, важна также полнота контакта зубьев. В основном это передачи с зубчатыми колесами средних размеров.

Силовые передачи работают в передаточных механизмах грузоподъемных, землеройных, строительных и дорожных машин, конвейеров, эскалаторов, механических вальцов и т. п. Они передают большие усилия при небольших скоростях. Основное требование — полнота контакта зубьев, особенно по длине зуба. Обычно это колеса большого модуля, часто с большой длиной зуба.

Отдельную группу образуют *передачи общего назначения*, к которым не предъявляют повышенные эксплуатационные требования ни по одному из трех рассмотренных выше направлений.

Для регламентации точности отдельных видов зубчатых передач (цилиндрических, конических и др. с нормальными модулями и отдельно мелкомодульных) созданы системы допусков именно на передачи, а не на отдельные зубчатые колеса, так как точность зубчатых передач как самостоятельных звеньев машины или механизма зависит не только от точности входящих в зацепление зубчатых колес, но и от точности расположения осей в корпусах.

Системы допусков для различных зубчатых передач имеют много общего. Ниже рассмотрены погрешности и допуски эвольвентных цилиндрических зубчатых передач. Усвоение системы невозможно без четкого знания элементов эвольвентного зацепления, схема которого приведена на рис. 71 (колеса некорректированные). Обозна-

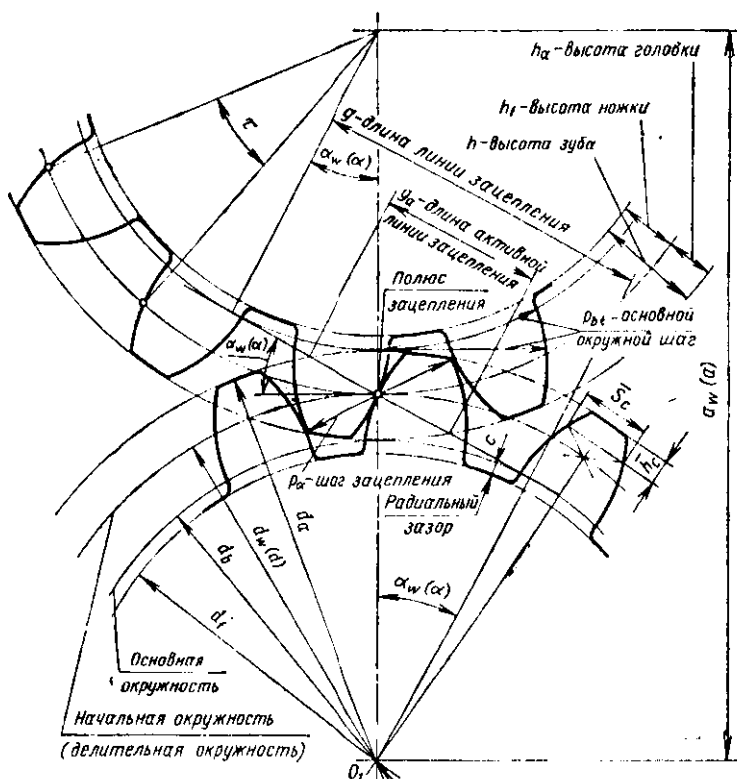


Рис. 71

чение и наименование большинства элементов ясны из рисунка; развернутые определения и иллюстрации к любому из них даны в ГОСТ 16530—70 и ГОСТ 16531—70, а также специальной литературе [10].

Обозначения параметров нормальных или относящихся к нормальным сечениям имеют нижний индекс n , окружных, торцовых или относящихся к торцовому сечению — t , осевых или относящихся к осевому сечению — x (простые индексы первой очереди). Параметры, относящиеся к делительной поверхности или делительной окружности, не имеют индексов, относящиеся к начальной поверхности или начальной окружности, получают индекс W , относящиеся к основной поверхности или окружности, — b , относящиеся к поверхности или ок-

ружности впадин и ножке зуба — f (простые индексы второй очереди).

Делительная окружность d зубчатого колеса — окружность, для которой модуль получается стандартным (ГОСТ 9563—60). Она является базовой для определения элементов зубьев и их размеров и представляет собой как бы начальную окружность, получающуюся в процессе изготовления колеса методом обкатки. *Начальная окружность d_w* — это окружность (центроида) каждого из сопряженных колес в передаче, их диаметры соответствуют диаметрам воображаемых фрикционных дисков, которые могли бы заменить данную зубчатую передачу и обеспечить заданное передаточное отношение. По существу d_w является теоретической величиной, которая у отдельно взятого зубчатого колеса неизвестна до тех пор, пока нет парного колеса и неизвестно межосевое расстояние a_w . При отсутствии коррекции начальная и делительная окружности совпадают ($d_w = d$), межосевое расстояние в передаче равно делительному ($a_w = a$), угол зацепления равен номинальному ($\alpha_w = \alpha$). Если коррекция такова, что сумма коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 положительна, то при зацеплении без зазора $a_w > a$, если отрицательна, то $a_w < a$; аналогичен характер изменения угла зацепления α_w . Размер основной окружности при этом остается постоянным.

При назначении и контроле ряда показателей используют еще понятия постоянная хорда и коэффициент перекрытия.

Постоянной хордой зубьев $\bar{S}_n$ называют отрезок прямой, соединяющий точки касания противоположных профилей зуба колеса с поверхностями исходного реечного контура при симметричном их расположении. Длина этой хорды неизменна для всех колес одного модуля и угла зацепления и определяется кратчайшим расстоянием от средней точки до делительной окружности, либо вершины зуба h_c .

Коэффициент перекрытия прямозубой передачи ϵ_α — отношение угла перекрытия зубчатого колеса к его угловому шагу τ . Для косозубых цилиндрических передач пользуются понятием коэффициента осевого перекрытия ϵ_β . В обоих случаях под углом перекрытия понимают угол поворота зубчатого колеса от момента входа зуба в за-

депление до момента выхода его из зацепления, причем у косозубых колес вход фиксируется со стороны одного торца, а выход — у другого. Чем больше коэффициент перекрытия, тем выше плавность и долговечность работы передачи.

Математические зависимости, необходимые для расчета геометрических параметров зубчатых передач и отдельных колес, приведены в ГОСТ 16532—70 и в работе [10].

§ 47. СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ И ВИДЫ СОПРЯЖЕНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Система допусков цилиндрических зубчатых передач, включая термины, определения и обозначения, изложена в ГОСТ 1643—81, который распространяется на эвольвентные передачи внешнего и внутреннего зацепления с прямыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами с делительным диаметром до 6300 мм, шириной зубчатого венца или полушеврона до 1250 мм, модулем зубьев 1 ... 55 мм, с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 независимо от метода получения боковых поверхностей зубьев.

Для зубчатых колес и передач установлено двенадцать степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности арабскими цифрами от 1 до 12. Степени 1 и 2 пока не имеют установленных норм и являются резервными для будущего развития. Расчетной степенью точности является шестая, т. е. все допуски рассчитывают для нее, а числовые значения допусков других степеней определяют умножением на коэффициенты перехода. Степени точности 3 ... 5 используют для измерительных зубчатых колес, зуборезного инструмента и в передачах прецизионных машин и механизмов; 6, 7 — в ответственных передачах станков, автомобилей, самолетов и т. п.; 8, 9 назначают на колеса зубчатых передач средней точности в общем машиностроении; 10 ... 12 задают для малоответственных передач. Более подробные рекомендации приведены в работе [11].

В каждой степени точности установлены и отдельно контролируются нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Это позволяет конструктору в одной передаче комбинировать степени точности, задавая на важные функциональные параметры более

высокие, а на второстепенные — пониженные требования к точности изготовления. В результате изготовление зубчатых передач упрощается и удешевляется без снижения качественных показателей данных изделий. Сказанное станет еще более понятным, если учесть, что отделочные операции обычно существенно повышают точность колеса лишь в отношении показателей одного вида норм. Например, шлифование зубьев увеличивает главным образом кинематическую точность, шевингование — плавность работы, а притирка и приработка — контакт зубьев.

Для каждого вида погрешностей с учетом заданной степени точности и конструктивных особенностей зубчатой передачи предусмотрено либо несколько равноправных контрольных показателей (ими могут быть одиночные, преимущественно комплексные, показатели), либо контрольные комплексы из двух более простых показателей.

Оценка по комплексному показателю всегда предпочтительнее, так как она ограничивает суммарную погрешность данного вида каждого колеса или передачи в целом, а не погрешности отдельных элементов, которые взаимодействуя могут как усиливаться, так и частично компенсироваться. Однако многие комплексные показатели в цеховых условиях не применяют из-за ограниченного числа, сложности и низкой производительности соответствующих измерительных средств.

Заменяющие одиночные и двухкомпонентные проверки, предусмотренные в стандартах на допуски зубчатых передач, хотя и дают менее достоверную информацию, однако с учетом установленных значений допусков, наблюдением оговоренных в стандарте для ряда частных случаев правил, простотой и производительностью проведения имеют преимущественное применение в производственных условиях.

Наряду с показателями для проверки точности посредством контроля отдельных зубчатых колес предусмотрены комплексные показатели для контроля кинематической точности, плавности и степени контакта в передаче. Контроль каждого вида норм достаточно проводить по одному из показателей: для зубчатых колес либо только для передачи.

Контролируемые показатели устанавливает предприятие-изготовитель в зависимости от применяемой техно-

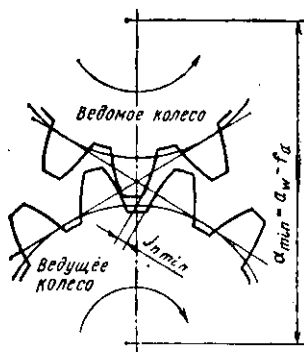


Рис. 72

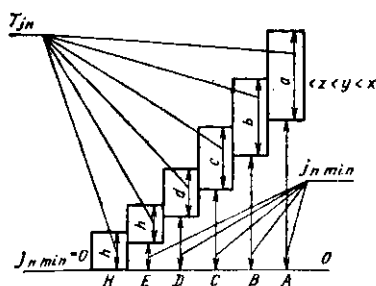


Рис. 73

логии изготовления, размеров колес, объема производства, требуемой точности, наличия измерительных средств и принятой в данной отрасли общей системы контроля зубчатых передач. Заказчик не вправе отклонять выбранные изготовителем стандартные показатели (комплексы) и требовать их замены. Числовые значения всех показателей по каждому виду норм взаимно увязаны на основе специальных зависимостей, а потому прием по любому из них приводит к одинаковым заключениям о годности.

Теоретическое эвольвентное зацепление является двух-профильным, т. е. безазорным. Реально зубчатые передачи могут работать только при однопрофильном зацеплении. Это значит, что собранная передача должна иметь между нерабочими профилями сопряженных зубьев боковой зазор. Он необходим для размещения слоя смазочного материала, компенсации температурных и упругих деформаций деталей, а также погрешностей изготовления деталей и монтажа зубчатой передачи.

Боковой зазор зубчатой передачи — расстояние между боковыми поверхностями зубьев зубчатых колес в передаче, обеспечивающее небольшой свободный поворот одного из колес при неподвижном парном зубчатом колесе. Он определяется в сечении, перпендикулярном направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрическим поверхностям.

В рассматриваемом аспекте работоспособность конкретной зубчатой передачи определяется гарантированным боковым зазором $j_{n \min}$ (рис. 72). Значение гарантированного бокового зазора характеризует в зубчатой

передаче *вид сопряжения*, который назначают независимо от степени точности зубчатых колес. ГОСТ 1643—81 устанавливает шесть видов сопряжений, обозначаемых заглавными буквами латинского алфавита (рис. 73), и восемь видов допуска T_{jn} на гарантированный боковой зазор, обозначаемых в порядке их возрастания h, d, c, b, a, z, y, x . С увеличением в сопряжении гарантированного бокового зазора предусмотрен возрастающий по величине одновременно обозначаемый допуск (кроме сопряжения *E*).

Допускается при необходимости изменять рекомендованное соответствие между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, используя при этом и дополнительные виды допуска z, y и z . Наибольшее применение в зубчатых передачах общего назначения имеет вид сопряжения *B*.

Вид сопряжения	<i>H</i>	<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
Допуск	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>
Класс отклонения МОР ($\pm f_a$)	II	II	III	IV	V	VI
Для степеней точности	3—7		3—8	3—9	3—11	3—12

Кроме того, на гарантированный боковой зазор значительно влияет допуск на межосевое расстояние (МОР) в корпусе передачи, равный $\pm f_a$. Очевидно, что его увеличение уменьшает наименьшее предельное значение МОР $a_{\min}$ (см. рис. 73) и минимально получающееся значение бокового зазора $j'_{n \min}$. Поэтому установлено шесть классов отклонений для МОР, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами I ... VI. Нормально предусмотренный класс отклонений на МОР при каждом виде сопряжения приведен выше. Иногда разработчик вынужден назначить другой, обычно более грубый класс. Тогда гарантированный боковой зазор уменьшится и его численное значение указывают в условном обозначении зубчатой передачи:

$$j'_{n \min} = j_{n \min} - 0,68 (|f'_a| - |f_a|),$$

где $j_{n \min}$ и f_a — стандартные значения гарантированного бокового зазора и предельного отклонения МОР для данного вида сопряжения; f'_a — отклонение МОР для назначенного более грубого класса.

Принятые для зубчатой передачи единая степень точности и определенный вид сопряжения указывают условно, например, 8—*D* ГОСТ 1643—81. При комбинировании степеней точности первая цифра указывает степень по

нормам кинематической точности, вторая — по плавности работы и третья — по нормам контакта, например, 8—7—7—D ГОСТ 1643—81.

Так как между различными показателями точности существует определенная взаимосвязь, практически невозможно изготовить зубчатые колеса со значительным разрывом в степенях точности. Поэтому при комбинировании в передаче норм точности разрешается устанавливать нормы плавности не более чем на две точнее или на одну грубее норм кинематической точности; нормы контакта могут быть такой же или любой более точной степени, чем нормы плавности, а также иногда на одну степень грубее. Шестерни и колеса не обязательно изготавливать по одним и тем же степеням точности.

Вид допуска на боковой зазор указывают только в случаях, когда он отличается от общерекомендуемого, например, 7—6—7—Bc ГОСТ 1643—81. В случае назначения на МОР более грубого класса отклонений запись имеет, например, вид 7—Ca/V—113 ГОСТ 1643—81. Здесь (при МОР 315 ... 400 мм) вместо нормально предусмотренного для вида сопряжения C класса IV ($f_a' = \pm 70$ мкм) и $j_{n \min} = 140$ мкм назначен класс V ($f_a' = \pm 110$ мкм), вследствие чего $j_{n \min} = 140 - 0,68 (110 - 70) = 113$ мкм.

Все нормы и допуски в ГОСТ 1643—81 даны относительно рабочей оси, вокруг которой вращается зубчатое колесо в собранной передаче. Если контроль каких-либо параметров производят не от оси, то надо ввести ужесточенные производственные допуски в целях компенсации погрешностей от замены базы. Ужесточать допуски для колес приходится и в случаях, когда передача имеет много деталей. Например, готовое зубчатое колесо копируют на вал, на который насаживают подшипники; подшипники помещают в стаканы, а стаканы — в корпус; в итоге нормам стандарта должна удовлетворять собранная передача.

В стандартах на все виды зубчатых передач при образовании символов нормируемых отклонений и допусков придерживаются следующих правил. Показатели, определяющие кинематическую точность, принято обозначать F , плавность работы — f . Показатели для зубчатых колес конкретизируют добавлением буквенных индексов. Если же показатель относится к передаче в целом, то в конец индекса добавляют o . Когда под символом контролируемой погрешности подразумевают действительное (реальное) значение, полученное измерением у конкрет-

ных деталей, в конец индекса добавляют еще r , без нее символ обозначает соответствующий стандартный допуск.

Наличие у символа одного штриха означает, что контроль данного показателя на измерительном приборе должен производиться в однопрофильном зацеплении, наличие двух штрихов обязывает проводить контроль при двухпрофильном (безазорном) зацеплении, обеспечиваемом непрерывным поджатием колес пружиной. Показатели зубчатых колес проверяют в зацеплении с измерительным колесом, а передачи — в зацеплении с парным рабочим колесом. Показатели без штрихов в подавляющем числе случаев проверяются на отдельно взятых зубчатых колесах вне зацепления (например, толщина зуба, окружной шаг, длина общей нормали и т. п.).

§ 48. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ТОЧНОСТЬ, ЕЕ НОРМИРОВАНИЕ И КОНТРОЛЬ

Кинематическая точность характеризуется полной погрешностью угла поворота зубчатого колеса за оборот. Комплексным показателем кинематической точности является наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{tor} либо наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса F'_{ir} . Показатель для отдельных колес имеет преимущественное применение в силу ряда обстоятельств, в том числе из-за возможности независимого контроля каждого из парных колес в процессе производства.

Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса (рис. 74) представляет наибольшую погрешность угла поворота зубчатого колеса при однопрофильном зацеплении с измерительным колесом в пределах одного оборота (2π) и вычисляется как алгебраическая разность экстремальных значений кинематической погрешности колеса в указанных условиях. Отклонения действительные и предельные отсчитывают в микрометрах по дуге делительной или близкой к ней окружности при повороте зубчатого колеса на его рабочей оси в сечении, перпендикулярном этой оси.

Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса непосредственно выявляется при комплексной однопрофильной проверке, которая заключается в сопоставлении углов поворота точного измерительного колеса (его погрешностями обычно пренебрегают) и связанного с ним в паре проверяемого колеса в процессе их непре-

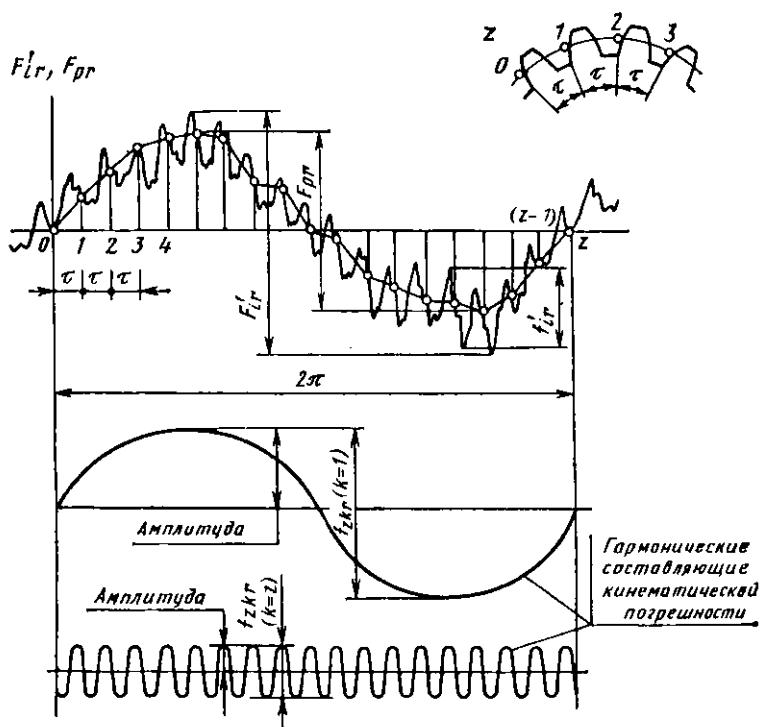


Рис. 74

ровного обката. Измерительные зубчатые колеса (ГОСТ 6512—74), используемые в качестве парного колеса при комплексном контроле, должны быть не менее чем на 2—3 степени точнее контролируемого зубчатого колеса. Одна из возможных схем прибора для проверки показана на рис. 75, где 1, 2 и 3 — соответственно измерительное, проверяемое и промежуточное колеса. Шпиндели колес 1 и 2 концентричны, но могут повертываться друг относительно друга на некоторый угол. При вращении промежуточного колеса с помощью электродвигателя (прибор БВ-608К) проверяемое колесо вследствие совокупного влияния различных погрешностей то обгоняет, а то отстает от измерительного колеса, что приводит к рассогласовыванию вращения их шпинделей, фиксируется датчиком и передается на самопишущий прибор (на рис. 75 показано стрелками). Погрешности промежу-

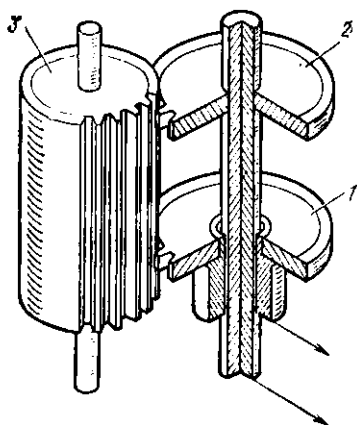


Рис. 75

точного колеса не влияют на точность измерения при условии, что они постоянны по длине каждого зуба.

Числовые значения F_i в стандарте не приведены, их подсчитывают по соотношению

$$F_i = F_p + f_f,$$

где F_p — допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса, принимаемый в зависимости от степени по нормам кинематической точности; f_f — допуск на погрешность профиля

зуба, выбираемый в соответствии с установленной в передаче степенью точности на нормы плавности работы.

Погрешность профиля зуба f_f определяют с помощью эвольвентомера [10], как расстояние между двумя номинальными торцовыми профилями, ограничивающими действительный торцовый активный профиль зуба в плоскости, перпендикулярной рабочей оси колеса (рис. 76).

В случае необходимости допуск для передачи F'_{io} находят как сумму допусков на кинематическую погрешность для составляющих ее зубчатых колес. Определение наибольшей кинематической погрешности передачи F'_{ior} (как и во всех других случаях контроля показателей в передаче) выполняют за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес, т. е. в пределах числа оборотов большего колеса, равного частному от деления числа зубьев меньшего колеса на общий наибольший делитель чисел зубьев обоих колес передачи.

Комплексный показатель F'_{ir} наиболее полно характеризует суммарное проявление погрешностей колеса в условиях, близких к эксплуатационным. Однако его использование ограничено из-за отсутствия простых и надежных измерительных приборов.

Комплексным показателем для оценки кинематической точности является также *накопленная погрешность шага* по зубчатому колесу F_{pr} или по k шагов F_{phr} . По существу это наибольшая погрешность во взаимном расположении двух любых одноименных профилей зубьев

по одной окружности колеса или на заданной ее части в k угловых шагов, проходящей по середине высоты зуба, с центром на рабочей оси колеса в сечении, перпендикулярном его оси.

Наглядное представление о показателе дает рассмотрение условной схемы (рис. 77), на которой теневая проекция зубчатого венца проверяемого колеса наложен на выполненный в заданном масштабе геометрически правильный чертеж того же венца (штриховой профиль). После совмещения бокового профиля одного из зубьев (условно — первого) с соответствующим теоретическим профилем на чертеже обнаруживается, что профили остальных зубьев колеса в той или иной степени не доходят (отрицательные погрешности) или переходят (положительные погрешности) за свои номинальные контуры. Ошибки отдельных шагов могут быть и незначительными, когда их измеряют между двумя любыми соседними зубьями колеса. Но относительно номинального расположения

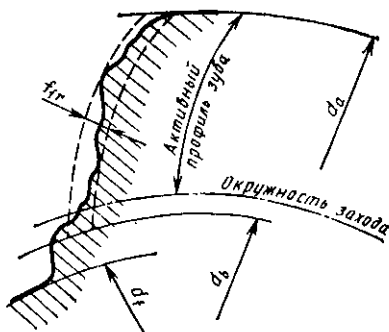


Рис. 76

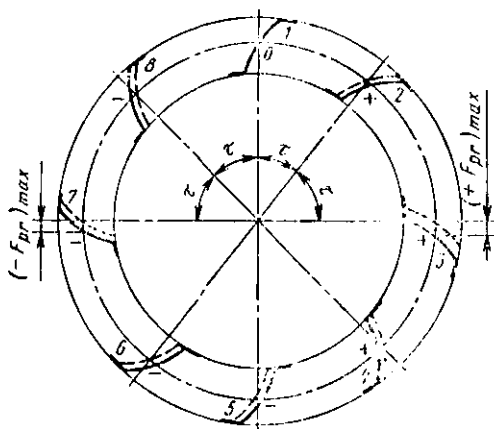


Рис. 77

$$f_{pr} = (+f_{pr})_{max} - (-f_{pr})_{min}$$

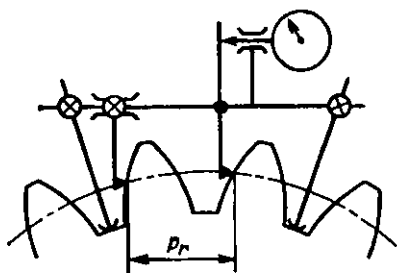


Рис. 78

профиля зуба они постепенно суммируются, достигая на каком-то зубе (3) наибольшего положительного, а на другом (7) наибольшего отрицательного значений. Алгебраическая разность этих наибольших накопленных погрешностей составляет F_{pr} .

Вместо F_{pr} можно контролировать накопленную

погрешность на k шагах F_{prk} , назначая допуск для $k = z/6$ (с округлением до ближайшего большего целого числа зубьев). Характер изменения накопленной погрешности шага зубчатого колеса близок к характеру изменения кинематической погрешности (см. рис. 74), но отражает погрешности угла поворота в виде дискретных значений, зафиксированных для идентичных точек одноименных профилей зубьев через каждый угловой шаг τ . Последовательно соединив полученные точки, получим искомый график. Как видим, для любого колеса значения F_{pr} всегда несколько меньше значений F_{ir} . F_{pr} или F_{prk} в принципе можно измерить с помощью универсальной оптической делительной головки, которая позволит последовательно поворачивать проверяемое колесо в центрах прибора строго на номинальную величину углового шага. Индикатор, настроенный на нуль по произвольному зубу, для последующих зубьев данного колеса будет показывать соответствующую положительную или отрицательную накопленную погрешность шага. Имеются и специальные станковые угловые шагомеры, например, БВ-5015 для колес с $m = 1 \dots 10$ мм, $d = 20 \dots 400$ мм с ценой деления $2''$.

Из косвенных методов наиболее простой и доступный метод контроля окружных шагов с помощью станковых или накладных (рис. 78) шагомеров. Сущность метода заключается в сравнении измеряемых окружных шагов зубчатого колеса с произвольно выбранным первым шагом, по которому установлен нуль прибора. Методика пересчета полученных относительных отклонений шагов на абсолютные приведена в работах [10, 20]. Метод трудоемок, а при использовании накладных шагомеров и неточен.

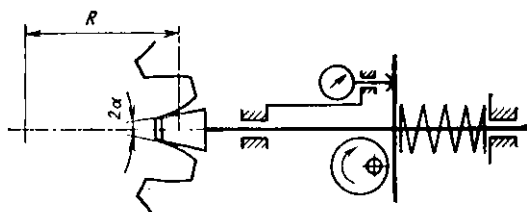


Рис. 79

Кинематическая погрешность может рассматриваться как результат одновременного действия двух составляющих погрешностей — радиальной и тангенциальной (касательной). Радиальная составляющая является следствием главным образом установочного эксцентриситета заготовки относительно оси вращения стола зуборезного станка, радиального биения стола и зуборезного инструмента. Тангенциальная составляющая является следствием погрешностей зуборезного станка, ведущих к нарушению равномерности обката инструмента и изделия, а особенно кинематических погрешностей конечного звена кинематической цепи привода вращения стола (конечного делительного колеса, червячной пары и т. п.), которые целиком переносятся на обрабатываемое колесо.

Из сказанного ясно, что заменяющие комплексы должны состоять, как правило, из двух показателей.

В качестве контрольных показателей для радиальной составляющей кинематической погрешности предусмотрены F_{rr} и F'_{rr} . Радиальное биение зубчатого венца F_{rr} является следствием несовпадения рабочей оси колеса с геометрической (технологической) осью зубчатого венца. При измерении радиального биения на специальных биенимерах проверяемое зубчатое колесо устанавливают на оправке в центра прибора, после чего во впадины зубьев последовательно вводится шпиндель высокоточной измерительной головки, оснащенный специальным сменным наконечником. В принципе тангенциальные наконечники должны выполняться в форме зуба (или впадины) исходной рейки соответствующего модуля. В отечественных приборах наконечники имеют вид конуса (рис. 79) с углом при вершине $2\alpha = 40^\circ$.

Менее точно радиальное биение зубчатого венца можно измерить в стандартных центрах путем последовательного подведения обычного точечного наконечника индикатора ко дну впадин зубьев. При очередном повороте колеса шпиндель индикатора вручную оттягивают за головку

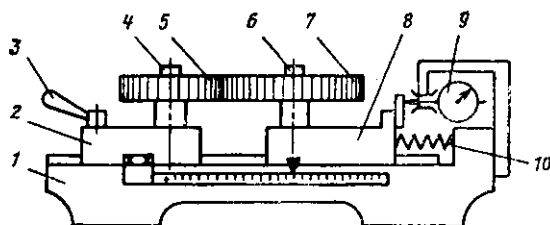


Рис. 80

на необходимое расстояние, тогда как в биениемерах это осуществляется автоматически с помощью кулачка.

Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса F''_i (комплексная радиальная погрешность) численно равно разности между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при безазорном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым при повороте последнего на полный оборот.

При комбинировании норм кинематической точности и плавности работы из разных степеней точности допуски на колебание измерительного МОР за оборот зубчатого колеса подсчитывают по формуле $[F''_i]_{\text{комб}} = [F''_i - f''_i]_F + [f''_i]_f$, где допуски с индексом F принимают по заданной степени кинематической точности, а с индексом f — по степени плавности работы.

Показатель F''_i легко определять в цеховых условиях на межцентромере (рис. 80). На направляющих станины 1 каретка 2 стопорится рукояткой 3. На оправку 4 поочередно надевают проверяемые зубчатые колеса 5. На оправке 6 подвижной каретки 8 установлено измерительное зубчатое колесо 7. Под действием пружины 10 колеса постоянно находятся в двухпрофильном (безазорном) зацеплении. При провороте колес вручную колебание измерительного МОР будет соответствовать наибольшей разности показаний индикатора 9. Если фиксировать размах отклонений стрелки при повороте проверяемого колеса на каждый угловой шаг, то получим действительные значения колебания измерительного МОР на один зуб f''_i , используемого в качестве контрольного показателя плавности работы.

Для контроля тангенциальной составляющей кинематической погрешности предусмотрены показатели F_{vw_r} и F_{cr} . Колебание длины общей нормали F_{vw_r} , равное разности между наибольшей и наименьшей действитель-

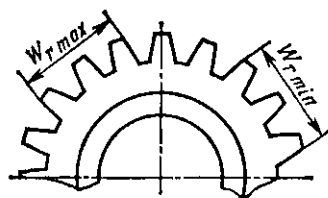


Рис. 81

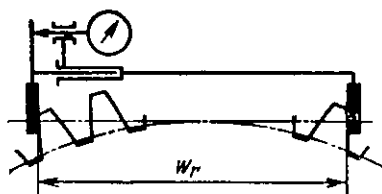


Рис. 82

ными длинами общей нормали в одном и том же зубчатом колесе (рис. 81): $F_{VW_r} = W_{r, \max} - W_{r, \min}$. Преимуществом этого показателя является простота измерения в любых производственных условиях с помощью нормалемера (рис. 82), причем никаких подсчетов номинального значения длины общей нормали при этом не требуется.

Погрешность обката F_{σ} представляет собой составляющую кинематической погрешности зубчатого колеса, определяемую при вращении его на технологической оси и при исключении циклических погрешностей зубцовой частоты и кратных ей более высоких частот.

В несколько упрощенном изложении это означает, что из кинематической погрешности должны быть исключены радиальное биение зубчатого венца и погрешности основного шага. Отсюда следует, что погрешность обката соответствует накопленной погрешности шага, но измеренной не на рабочей, а на его технологической оси, т. е. оси, вокруг которой оно вращается в процессе окончательной механической обработки обеих сторон зубьев. Следовательно, погрешность обката можно определять либо путем измерения накопленной погрешности шага с помощью угломерного устройства и чувствительного индикатора непосредственно при обработке колеса на зубообрабатывающем станке, либо на приборе с угломерным устройством после выверки колеса по зубчатому венцу или специальному контрольному буртику, по которому колесо выверялось на станке.

Если колеса не подвергают объемной закалке, то целесообразно применять косвенный контроль погрешности обката путем проверки кинематической погрешности цепи обката зубообрабатывающего станка. При этом кинематомером определяют рассогласование во вращении стола станка и инструментального шпинделя.

Относительно большая трудоемкость большинства способов ограничивает использование F_{cr} в качестве контрольного параметра по сравнению с F_{vw} . Численно допуски на эти показатели равны $F_o = F_{vw}$.

§ 49. ПЛАВНОСТЬ РАБОТЫ, ЕЕ НОРМИГОВАНИЕ И КОНТРОЛЬ

Плавность работы характеризуется удвоенной амплитудой гармонических составляющих кинематической погрешности (см. рис. 74).

Первая гармоническая составляющая ($k = 1$) по существу тождественна кинематической погрешности. Определяющей для плавности работы обычно является вторая ($k = 2$) и иногда последующие гармонические составляющие, придающие кривой кинематической погрешности волнообразный вид.

При прямозубых колесах частота колебаний (Гц) равна или кратна частоте входа в зацепление зубьев колес, вследствие чего ее называют зубцовой частотой ($zn, 2zn, \dots$, где n — частота вращения, c^{-1}). Колебания зубцовой частоты являются следствием погрешностей шага зацепления, рабочих профилей и направления зубьев.

У косозубых колес со значительным осевым перекрытием нарушение плавности работы связано еще с волнистостью винтовой поверхности зубьев, а потому у этих передач могут быть дополнительные гармоники с разными частотами и соизмеримыми амплитудами [10].

При работе передачи рассматриваемая категория погрешностей вызывает вибрации, шум и «вой» высокого тона, возникающие от повторяющихся разрывов контакта сопрягаемых зубьев.

Рассмотрим показатели плавности работы зубчатых колес и передач. *Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса f'_{tr}* (по существу это комплексная тангенциальная погрешность на зубе) определяется как наибольшая разность между местными экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота (см. рис. 74).

Циклическая погрешность зубчатого колеса (передачи) f_{zhr} (f_{zhor}) равна удвоенной амплитуде гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса (передачи). Контролируют обычно вторую гармоническую составляющую.

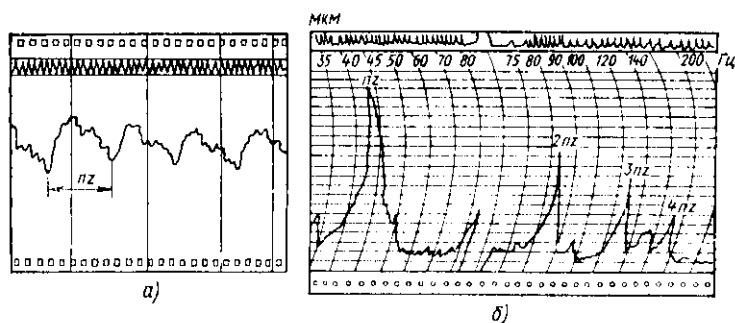


Рис. 83

Циклическая погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса (передачи) $f_{z\pm r}$ ($f_{z\pm op}$) представляет собой циклическую погрешность в зацеплении с измерительным колесом (в передаче) с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Перечисленные показатели близки по смыслу и значениям допусков. При контроле с измерительным колесом частоту k принимают равной числу зубьев контролируемого колеса, при контроле передачи — равной числу зубьев ведомого колеса. Числовые соотношения между допусками в передаче и отдельных колес, а также при частотах $2z$, $3z$ и т. д. указаны в ГОСТ 1643—81.

Методы двухпрофильного и поэлементного контроля зубчатых колес позволяют определить главным образом геометрический характер критериев точности элементов зубчатых механизмов, важный для выполнения ими кинематических функций. Поэтому они не могут обеспечить всесторонней объективной оценки качества работы зубчатой передачи.

Этот недостаток в определенной степени можно восполнить более тщательной проверкой плавности работы колес и передач. Как было показано, в рассматриваемом стандарте установлены отдельные нормы на циклическую погрешность любой частоты для колес и передач и на циклические погрешности зубцовой частоты для передач, что весьма важно для обеспечения плавности работы при высоких скоростях. Контроль циклических погрешностей зубцовой частоты становится возможным в связи с появлением новых измерительных средств, основанных на современных электронных схемах с наличием преобразователей и анализаторов. Вид записи циклической

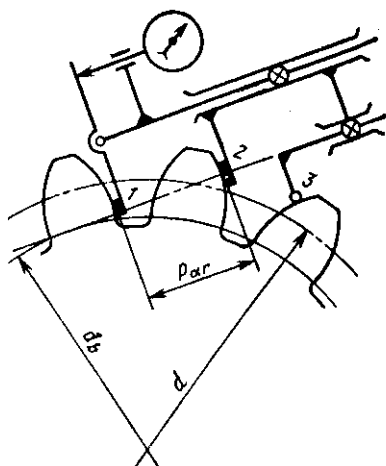


Рис. 84

погрешности с периодом зубцовой частоты nz показан на рис. 83, а, а спектр ее гармонических составляющих — на рис. 83, б.

Местную кинематическую погрешность и циклические погрешности выявляют при комплексном однопрофильном контроле одновременно с наибольшей кинематической погрешностью. Определение последней, да еще с выделением составляющих гармоник не обеспечено цеховой аппаратурой, потому указанные показате-

ли можно использовать лишь в соответствующе оснащенных измерительных лабораториях.

ГОСТ 1643—81 устанавливает с учетом заданной степени точности по плавности работы и более доступные для контроля показатели.

Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f''_{ir} (комплексная радиальная погрешность на зубе) отличается от F''_{ir} тем, что изменение действительного межосевого МОР при беззазорном зацеплении с измерительным колесом фиксируется после поворота контролируемого колеса на угловой шаг. Наибольшая разность любых двух соседних показаний не должна превышать допуска f''_{ir} .

Предусмотрена возможность контроля плавности через погрешности шага. *Отклонение шага зацепления f_{pbr}* равно разности между действительным и номинальным шагами зацепления. Так как шаг зацепления p_{α} равен основному нормальному шагу зубьев цилиндрического колеса p_{bn} , то значения f_{pbr} определяют как кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев колеса. Указанную погрешность измеряют шагомером в сечении, перпендикулярном направлению зубьев в плоскости, касательной к основному цилиндру.

Накладной шагомер БВ-5070 (рис. 84) настраивают по блоку концевых мер на номинальный шаг p_a контролируемого колеса. При измерении шагомер устанавливают на зубчатом венце колеса так, чтобы плоскость наконечника 2 плотно прилегала к профилю одного из зубьев. Регулируемый опорный наконечник 3, предназначенный для поддержания прибора в процессе измерения, обеспечивает измерительным наконечникам 1 и 2 положение, при котором точки контакта с боковыми поверхностями двух соседних зубьев в зоне активного профиля располагаются по нормали к этим поверхностям. Для определения действительного отклонения шага зацепления шагомер медленно поворачивают в обе стороны, опираясь на наконечник (как бы обкатывает колесо), принимая при этом наименьшее отклонение за значение $f_{пр} = p_a - p_{а\text{ ном}}$.

Отклонение шага (торцового) $f_{пр}$ есть разность действительного шага p_t и расчетного торцового шага p_t , которая представляет собой кинематическую погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг. ГОСТ 1643—81 предусматривает симметричные верхние и нижние предельные отклонения шагов: $\pm f_{пр}$ и $\pm f_{пр}$. Для различных показателей плавности работы установлены области возможного применения не только по степеням точности, но и в зависимости от значений номинального коэффициента осевого перекрытия ε_b .

§ 50. КОНТАКТ ЗУБЬЕВ, ЕГО НОРМИРОВАНИЕ И КОНТРОЛЬ

Контакт зубьев определяется размерами области прилегания их боковых поверхностей при работе передачи. Плохое прилегание приводит к неравномерному распределению передаваемой нагрузки по сечению зубьев, местным повышенным контактным напряжениям, нарушению слоя смазочного материала и, как следствие, ускоренному изнашиванию, иногда отслаиванию поверхностных слоев материала и даже выкрашиванию зубьев.

Неполнота контакта зубьев является следствием как погрешностей самих колес, особенно по направлению зуба и профилю, так и погрешностей монтажа, возникающих из-за отклонений от параллельности и перекоса рабочих осей передачи. Следовательно, наиболее объективной проверкой степени контакта является контроль собранной передачи.

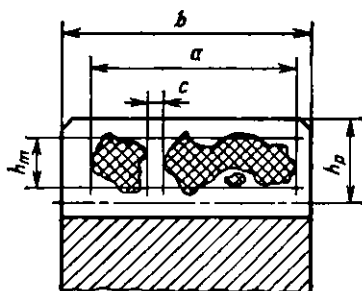


Рис. 85

Указанному условию отвечает комплексный показатель — *суммарное пятно контакта* (рис. 85), под которым подразумевают часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы его прилегания к зубьям парного колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, установленной конструктором.

Следы прилегания после многократного поворота обычно достаточно ясно видны по натирам (блеску). Показатель оценивается относительными размерами (%) пятна контакта: по длине зуба — отношением расстояния между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , превосходящих модуль, к полной длине зуба $\left(\frac{a-c}{b} 100\right)$; по высоте зуба — отношением средней по длине зуба высоты следов прилегания к высоте зуба, соответствующей активной боковой поверхности $\left(\frac{h_m}{h_p} \times 100\right)$. Кроме того, введено понятие *мгновенного пятна контакта*, которое получается на зубьях колеса после одного его оборота в собранной передаче при условии, что зубья шестерни предварительно были покрыты тонким слоем красителя. Мгновенное пятно контакта во многих случаях является более показательным и может нормироваться наряду с суммарным. Допуски на него составляют 75 % от допусков на суммарное пятно контакта.

Допускается оценивать точность зубчатого колеса по суммарному или мгновенному пятну контакта его зубьев с зубьями измерительного колеса при условии соответствующего увеличения пятна контакта.

К недостаткам показателя следует отнести невозможность его полноценного использования на стадии изготовления деталей передачи, в отдельных случаях труднодоступность для наблюдения и измерения, а также субъективность оценки границ пятна контакта.

Проверки, применяемые вместо комплексных, для любых степеней точности состоят из показателей для колес

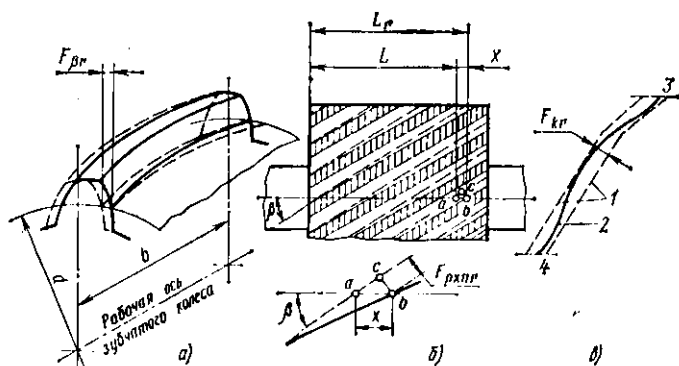


Рис. 86

и отдельных показателей для корпуса передачи (при нерегулируемом расположении осей). *Погрешность направления зуба $F_{\beta r}$* (рис. 86, а) есть расстояние между двумя номинальными делительными линиями зуба в торцовом сечении, между которыми заключена действительная делительная линия зуба в пределах рабочей ширины зубчатого венца b . Под действительной делительной линией зуба понимается линия пересечения действительной боковой поверхности зуба с делительным цилиндром, ось которого совпадает с рабочей осью колеса.

Отклонение направления зуба определяют на специальных приборах — ходомерах, например, мод. БВ-5034 (для косозубых колес) или БВ-5055 (для прямозубых и косозубых колес). После предварительной настройки прибора измерительный наконечник, контактирующий с боковой поверхностью проверяемого зуба, описывает относительно оси колеса теоретическую винтовую линию. Это обусловлено кинематической связью в приборе поступательного движения измерительного наконечника вдоль оси контролируемого колеса с углом поворота этого колеса. Большинство выпускаемых в настоящее время эвольвентомеров (например, БВ-5062) приспособлено для контроля направления зуба.

Отклонение осевых шагов по нормали $F_{\rho xpr}$ (рис. 86, б) равно разности (по одноименным линиям) между действительным осевым расстоянием зубьев L_r и суммой соответствующего числа номинальных осевых шагов L , умноженной на синус угла наклона делительной линии зуба. Показатель используют для достаточно широких косозу-

бых колес, ограничивают симметричными отклонениями $\pm F_{pxn}$.

Погрешность формы и расположения контактной линии F_{kr} (рис. 86, в) представляет собой расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными потенциальными контактными линиями 1, условно положенными на плоскость (поверхность) зацепления, между которыми размещается действительная потенциальная контактная линия 2 в пределах активной боковой поверхности зуба 3—4. Под потенциальной контактной линией понимают линию пересечения поверхности зуба поверхностью зацепления. Допуск F_k , как и допуск F_β , ограничивает абсолютную величину соответствующей погрешности.

Показатели F_{pxn} и F_{kr} могут быть определены на станковых измерительных приборах — универсальных контактомерах, например, мод. БВ-5028.

Как было указано, одновременно у корпуса передачи должны быть выдержаны допуски на *отклонение от параллельности осей f_{xr}* и на *перекос осей $f_{\theta r}$* (см. рис. 31, в), которые контролируют на длине, равной рабочей ширине венца или полушеврона.

§ 51. ВИД СОПРЯЖЕНИЯ, ЕГО НОРМИРОВАНИЕ И КОНТРОЛЬ

Вид сопряжения в зубчатой передаче характеризуется наличием и величиной гарантированного бокового зазора. Боковой зазор в передачах, как правило, создается за счет некоторого уменьшения толщины зубьев сопрягаемых колес. Необходимое утонение достигается дополнительным смещением исходного контура зуборезного инструмента в направлении приближения к нарезаемым зубьям в станочном зацеплении, при котором заготовка и инструмент от кинематических цепей станка принудительно вращаются с заданным конструктором передаточным отношением.

Дополнительное смещение исходного контура определяется двумя группами причин: 1) связанными с обеспечением нормальных условий работы передачи и 2) связанными с необходимостью компенсировать погрешности изготовления деталей и монтажа передачи.

Ниже рассмотрена методика расчета гарантированного бокового зазора и назначения вида сопряжения [11].

Часть бокового зазора, предназначенную для температурной компенсации, определяют по формуле

$$j_{n1} = a (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha,$$

где a — межосевое расстояние передачи, мм; α_1 и α_2 — коэффициенты линейного расширения материала колеса и корпуса соответственно; Δt_1 и Δt_2 — отклонение температур колес и корпуса от нормальной; α — угол профиля зуба, равный для эвольвентного зацепления 20° .

Часть гарантированного бокового зазора, требующаяся для обеспечения нормального смазывания, мкм:

$$j_{n2} = (10 \dots 30) m,$$

где m — нормальный модуль, мм. Ориентировочно значение $10m$ относится к тихоходным, а $30m$ — к особо-высокоскоростным зубчатым передачам.

Из ГОСТ 1643—81 следует выбрать вид сопряжения, имеющий гарантированный боковой зазор, равный или несколько больший суммы найденных частей, т. е.

$$j_{n \min} \geq (j_{n1} + j_{n2}).$$

Однако, чтобы этот гарантированный боковой зазор реально имел место в собранной передаче, толщину зубьев колес надо уменьшить, и, следовательно, смещение исходного контура увеличить в большей степени, чем это следует из расчета.

Наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{Hs} , кроме получения гарантированного бокового зазора, одновременно должно компенсировать погрешности изготовления зубчатых колес (колебание размеров толщины зубьев, основного шага, отклонений в направлении зубьев и др.) и монтажа передачи (следствие отрицательных отклонений межосевого расстояния, отклонений от параллельности и наличия перекоса осей основного корпуса, эксцентриситетов и разностенности у промежуточных корпусов, стаканов или втулок под подшипники, биений и зазоров у подшипников и т. п.). Следовательно, смещение исходного контура на каждом зубчатом колесе относительно рабочей оси должно быть определено из формулы

$$E_{Hs1} + E_{Hs2} = (j_{n \min} + k_f) / 2 \sin \alpha,$$

где E_{Hs1} и E_{Hs2} — наименьшее дополнительное смещение исходного контура на первом и втором зубчатых колесах передачи; k_f — дополнительная часть бокового зазора,

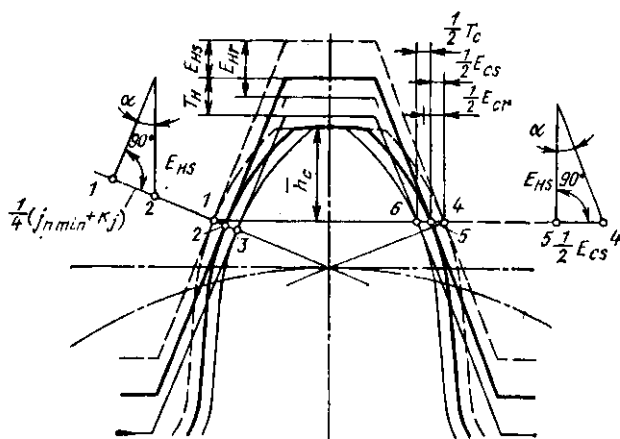


Рис. 87

предназначенная для компенсации влияния погрешностей изготовления и монтажа.

Допустимые погрешности изготовления меняются с изменением степени точности колес, следовательно, часть бокового зазора k_f уже зависит от степени точности передачи (по нормам плавности). Значения k_f подсчитаны для всех видов сопряжения и диапазонов диаметров делительной окружности [11] и косвенно учтены в ГОСТ 1643—81 через указанные там значения E_{Hs} . Поэтому, в частности, для сопряжений вида H ($j_{n\min} = 0$) значения $E_{Hs} \neq 0$, а имеют конкретные числовые значения.

Схема уменьшения толщины зубьев колеса в целях получения в передаче суммарного бокового зазора $j_{n\min} + k_f$ приведена на рис. 87. Штриховой линией обозначен теоретический контур зуба колеса в зацеплении с исходным контуром рейки, не имеющей смещения; делительная прямая касательна к делительной окружности. После реализации предписанного ГОСТ 1643—81 наименьшего дополнительного смещения исходного контура на E_{Hs} будет образован максимально допустимой толщины зуб (жирная линия), имеющий отрицательное наименьшее отклонение по толщине E_{cs} . Допуск на смещение исходного контура T_H определяет зону расположения реальных значений дополнительного смещения E_{Hr} (действительно получаемых при наладках станка), а также допуск на толщину зуба T_c и его действительные отклонения E_{cr} , измеряемые по постоянной хорде.

Справа и слева от профиля зуба на рис. 87 показана геометрическая взаимосвязь между наименьшим дополнительным смещением исходного контура, минимальным утонением зуба и наименьшим суммарным боковым зазором. Величина $j_{n \min}$ и допуск T_{jn} являются параметрами пары сопряженных в передаче колес. В большинстве случаев их делительные диаметры относятся к одному и тому же или соседним интервалам размеров d , вследствие чего $E_{Hs1} \approx E_{Hs2}$. Тогда каждое из колес создает половинную долю зазора, а при симметричном расположении зуба относительно его номинального контура (см. рис. 87) смещение «в тело» бокового профиля каждой стороны образует четверть суммарного зазора.

В любом случае процесс зубонарезания (аналогично резбонарезанию) должен протекать таким образом, чтобы режущий инструмент образовывал только боковые поверхности и впадины зубьев, не затрагивая поверхности их вершин, которая остается выполненной по качеству и с шероховатостью, указанными для заготовки.

Значения допусков на боковой зазор в стандарте не приведены и контроль наибольшего значения бокового зазора не предусмотрен, поскольку он является замыкающим звеном размерной цепи, все звенья которой ограничены предписанными допусками.

При необходимости наибольший предельный боковой зазор можно подсчитать по формуле

$$j_{n \max} = j_{n \min} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) 2 \sin \alpha,$$

где f_a — половина полного допуска на межосевое расстояние у корпуса передачи.

Наиболее объективным методом контроля следует считать прямое измерение получившегося в собранной передаче бокового зазора j_{nr} ; при регулируемом расположении осей в качестве окончательного такой вид контроля является единственным.

В собранной передаче действительный боковой зазор можно измерить с помощью индикатора по круговому люфту одного из колес при заторможенном втором, иногда посредством набора щупов, а при недоступности — с помощью свинцовой проволочки (ее кладут со стороны нерабочих профилей, после проворота колес она обожмется и в наиболее тонком месте будет соответствовать боковому зазору). Измерение выбранным способом повторяют несколько раз при разных взаимных положениях шестерни

и колеса. Основным недостатком прямых методов измерения бокового зазора является возможность их применения лишь на стадии окончательной готовности зубчатой передачи.

На предприятиях преимущественно пользуются косвенными методами контроля бокового зазора, заключающимися в проверке каким-либо способом полученного утонения зубьев у сопрягаемых колес в сочетании с проверкой межосевого расстояния в корпусах для передач с нерегулируемым расположением осей.

Методы контроля отдельных колес незаменимы при наладке станков, текущем контроле стабильности технологических процессов зубообработки, они являются единственными при изготовлении зубчатых колес на запасные части или для поставки по кооперации.

Ниже рассмотрены схемы четырех основных способов контроля толщины зубьев.

Первый способ основан на контроле допустимых отклонений измерительного межосевого расстояния a'' . Под номинальным измерительным МОР понимают МОР при беззазорном зацеплении измерительного колеса с контролируемым, имеющим наименьшее дополнительное смещение исходного контура и лишенным погрешностей. Контроль осуществляют на станковых измерительных приборах для комплексной двухпрофильной проверки (например, межцентромерах МЦМ-160, МЦМ-400Б, МЦМ-320М и др.) с базированием от оси в условиях, близких к эксплуатационным; потому он дает наиболее достоверное представление о годности колеса с точки зрения обеспечения бокового зазора. Объясняется это еще и тем, что при рассматриваемой схеме автоматически учитывается радиальное биение зубчатого венца, которое существенно изменяет (уменьшает) значение бокового зазора, ожидаемое из учета только одного утонения зубьев.

На рис. 88, *а* схематично показана установка контролируемого 1 и измерительного 2 зубчатых колес на межцентромере и расположение верхнего $E_{a''s}$ и нижнего $E_{a''t}$ предельных отклонений номинального измерительного МОР при внешнем зацеплении. На рис. 88, *б* вскрыты характер изменения колебания МОР за оборот контролируемого колеса и смысловые значения указанных выше предельных отклонений.

Перед измерением между осями оправок межцентромера с помощью концевых мер длины или по предназна-

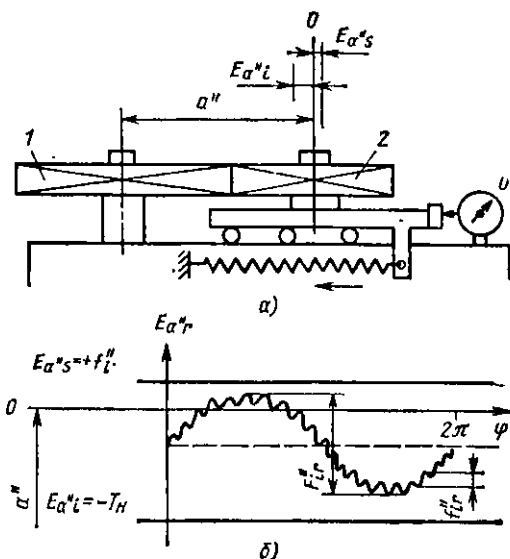


Рис. 88

ченной для этой цели масштабной линейке и нониусу следует установить номинальное измерительное МОР a'' и вывести на нуль шкалу отсчетного прибора.

Для прямозубых цилиндрических колес внешнего зацепления номинальное измерительное межосевое расстояние можно подсчитать по зависимостям, приведенным в ГОСТ 16532—70. Определенным неудобством при этом является необходимость дважды прибегать к таблицам эвольвентных и тригонометрических функций.

Ниже приведен метод расчета, предложенный А. Т. Драудиным по приближенным формулам для непосредственного определения a'' .

Первое приближение $a'' = a + x_{\Sigma} m$.

Второе приближение $a'' = a + x_{\Sigma} m (1 - C)$.

Третье приближение $a'' = a + x_{\Sigma} m [1 - C(1 - C_1)]$,

где x_{Σ} — коэффициент суммы смещений, который складывается (с учетом знаков) из коэффициентов смещения у контролируемого и измерительного колес (при некорректированных колесах $x = x_n = 0$), коэффициентов наименьшего дополнительного смещения исходного контура для

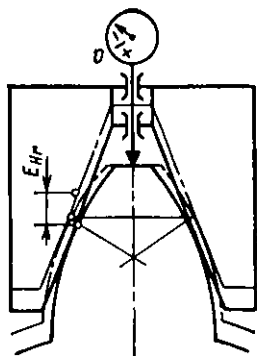


Рис. 89

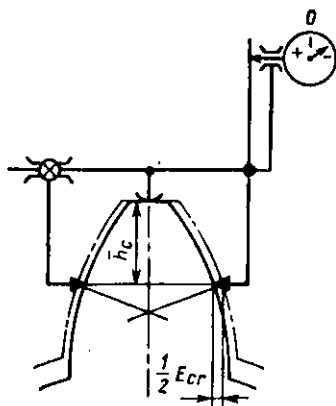


Рис. 90

заданного у колеса вида сопряжения $\Delta x = E_{Hx}/m$ и действительного дополнительного смещения у измерительного колеса $\Delta x_{и} = E_{Hr и}/m$ ($E_{Hr и}$ маркируется на измерительном колесе).

Для прямозубых колес стандартного профиля ($\alpha = 20^\circ$) внешнего (+) и внутреннего (—) зацепления имеем

$$a = \frac{m(z \pm z_{и})}{2}; \quad C = 7,55 \frac{x_{\Sigma}}{z \pm z_{и}}; \quad C_1 = 22 \frac{x_{\Sigma}}{z \pm z_{и}}.$$

Второе приближение обычно дает уже достаточно высокую точность, во всяком случае для использования при учебных занятиях в измерительной лаборатории.

При рассмотренном порядке контроля на межцентровом расстоянии можно наибольшее отрицательное отклонение принять за величину реально имеющегося у колеса смещения исходного контура E_{Hr} и оценивать его приемлемость по предельным значениям $-E_{Hs}$ и $-(E_{Hs} + T_H)$, т. е. по показателям второго способа.

Остальные способы контроля утонения зубьев основаны на использовании накладных зубоизмерительных приборов, устанавливаемых на проверяемом колесе по боковым сторонам или впадинам зубьев, а иногда и по окружности вершин зубьев, что в любом случае снижает достоверность результатов измерения.

Второй способ — посредством тангенциального зубомера (рис. 89) измеряют действительное смещение исходного контура при условии принятия за начало отсчета поверхности вершин зубьев. Способ может считаться

удовлетворительным только при условии ужесточения допуска на d_a (см. табл. 31) против обычно назначаемых $h11$ или $h12$ с соответствующим уменьшением шероховатости поверхности d_a и ужесточением допуска на биение. Выполнение базирующей призмы в виде номинального профиля впадины исходного контура обеспечивает быструю и правильную ориентацию прибора и хороший контакт с колесом. Прибор настраивают по одному из прилагаемых установочных роликов путем перемещения губок призмы в номинальное положение (до касания ролика) и поворота шкалы на нулевое деление (после касания того же установочного ролика с некоторым натягом).

Третий способ основан на непосредственном измерении толщины зубьев по постоянной хорде кромочным зубомером (рис. 90). Для настройки зубомера предварительно подсчитывают расстояние до постоянной хорды h_c . Несмотря на кажущуюся объективность, способ оценивают наиболее низко. К уже упоминавшимся неточностям измерения из-за базирования не по оси добавляются затрудненная ориентация прибора на колесе и измерение размера острой кромкой, что не соответствует действительным условиям зацепления зубьев.

Четвертый способ косвенного контроля, широко применяемый на практике, предусматривает оценку утонения зубьев через измерение длины общей нормали. Под длиной общей нормали понимают расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным профилям зубьев. Общей нормалью является прямая, касательная к основной окружности.

Для прямоугольных некорректированных колес с $\alpha = 20^\circ$ расчетное число зубьев на длине общей нормали

$$z_{nr} = 0,111z + 0,5.$$

Длину общей нормали рассчитывают (с точностью до 0,001 мм) по зависимости

$$W = [\pi (z_n - 0,5) + 2x \operatorname{tg} \alpha + z \operatorname{inv} \alpha] m \cos \alpha.$$

При угле профиля $\alpha = 20^\circ$ и отсутствии смещения исходного контура ($x = 0$), принимая $\cos 20^\circ = 0,939693$, $\operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904$ и $\pi = 3,14159$, получаем

$$W = m [1,47606 (2z_n - 1) + 0,014z],$$

где z_n — округленное до ближайшего целого числа значение z_{nr} .

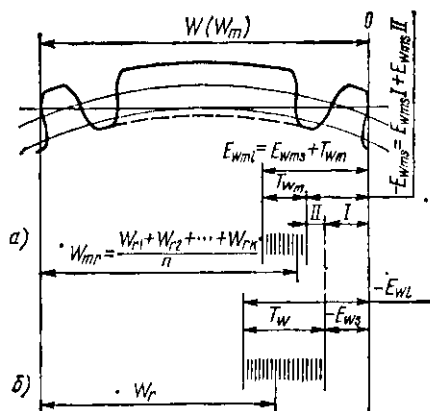


Рис. 91

91, а) и через действительные значения длин общей нормали W_r (рис. 91, б). Соответственно наименьшему дополнительному смещению исходного контура E_{H_s} установлены верхние (отрицательные) отклонения E_{Wms} при контроле средней длины и E_{W_s} — при контроле действительных значений общей нормали. Значение E_{W_s} является одновременно первым слагаемым для отклонения E_{Wms} , полная величина которого получается путем прибавления второго слагаемого $(I + II)$, принятого из табл. 17 ГОСТ 1643—81. Если первое слагаемое зависит главным образом от вида сопряжения и размера делительного диаметра, то второе — только от допуска на радиальное биение венца F_r , соответствующего норме кинематической точности проверяемых колес.

В соответствии с допуском на смещение исходного контура T_H установлен допуск на средние нормали T_{Wm} и на действительные T_W .

Действительные значения общих нормалей в нескольких местах по колесу могут быть измерены индикаторными нормалемрами (НЦ-1, НЦ-2, 1КНД, 2КНД, 2221-К, БВ-5047 и др.), зубомерными микрометрами типа МЗК и на универсальных зубоизмерительных приборах (УЗП-400, БВ-584М, БВ-5015, БВ-5028 и др.). Все указанные приборы (кроме микрометрических) предварительно по блокам концевых мер настраивают на расчетный размер W .

При этом концы отрезка W располагаются на боковых поверхностях зубьев поблизости от делительной окружности колеса.

Вследствие утонения зубьев внешнего расположения действительная длина общей нормали, естественно, тоже станет меньше номинальной. ГОСТ 1643—81 предусматривает два варианта контроля: через среднюю длину общей нормали W_{mr} (рис.

Преимуществами контроля по W_r перед контролем по W_{mr} являются отсутствие хотя и элементарных, но занимающих время подсчетов и возможность применения жестких скоб. При контроле по W_{mr} отдельные значения W_r у годных колес могут выходить за пределы поля допуска, а потому жесткими калибрами они были бы не обоснованно забракованы.

Четвертый метод не учитывает радиальное биение зубчатого венца, поэтому характеризует не наименьшее и наибольшее смещение исходного контура, а его среднее значение.

§ 52. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Система допусков зубчатых передач является наиболее сложной из рассмотренных для типовых соединений машиностроения. В связи с этим значительную помощь в обобщении и закреплении знаний по ее отдельным элементам может оказать рассмотрение обзорной структурной схемы (рис. 92). Все показатели плавности работы и показатели контакта для зубчатых колес (помечены звездочкой) следует применять с учетом значения коэффициента осевого перекрытия ϵ_r . Нормируемые показатели указаны в таблице условными обозначениями соответствующих допусков или предельных отклонений.

Общие рекомендации по применению степеней точности зубчатых колес и соответствующих им контрольных показателей в отдельных отраслях машиностроения приведены в работах [11, 20].

Системы допусков на цилиндрические эвольвентные мелко модульные зубчатые передачи изложены в ГОСТ 9178—81, на конические обычные — в ГОСТ 1758—81 и мелко модульные — в ГОСТ 9368—81, на червячные цилиндрические обычные и мелко модульные — в ГОСТ 3675—81, ГОСТ 9774—81, на реечные обычные и мелко модульные — в ГОСТ 10242—81, ГОСТ 13506—81.

На предприятиях-изготовителях качество зубчатых колес и передач обеспечивается одновременным контролем по нескольким направлениям. Такая система включает

1. Профилактический контроль, заключающийся в непрерывном наблюдении за надлежащим состоянием зубо-

обрабатывающего оборудования, режущего инструмента, приспособлений и самих заготовок.

2. Текущий (технологический пооперационный) контроль, при котором могут быть установлены дополнительные (или другие) показатели точности, нежели окончательные, которые в силу каких-либо причин более удобны на данном этапе изготовления. Численно эти показатели могут отличаться от предусмотренных в стандарте, но совместно с объектами контроля станков, инструментов, приспособлений и заготовок они должны обеспечивать выполнение требований стандарта по принятому арбитражному комплексу.

3. Приемочный контроль, который кроме геометрической и кинематической точности может, при наличии соответствующих технических требований, включать и другие проверки, например акустические.

Объем современного производства и трудоемкость контрольных операций, как правило, не позволяют обеспечить сплошной контроль колес. Поэтому изготовитель систематически осуществляет профилактический и текущий контроль в процессе производства, а приемочный контроль по всем показателям установленного комплекса обычно производит выборочно.

§ 53. ОТЛИЧИТЕЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ ДОПУСКОВ КОНИЧЕСКИХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Как для конических (ГОСТ 1758—81), так и червячных цилиндрических (ГОСТ 3675—81) зубчатых передач предусмотрено 12 степеней точности (у конических первые три резервные) и 6 так же обозначаемых видов сопряжений (у конических без установления допусков на гарантированный боковой зазор). В каждой степени точности раздельно установлены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта. Разрешается в передаче комбинировать степени точности примерно по тем же правилам, какие были указаны в § 47.

В конических передачах вместо измерительного межосевого расстояния контролю подлежит абсолютное отклонение измерительного межосевого угла пары $E_{\Sigma r}$ (рис. 93, а), его колебание за оборот зубчатого колеса $F'_{i\Sigma r}$, и на одном зубе $f'_{i\Sigma r}$; имеется показатель осевого смещения зубчатого венца $f_{\Delta M r}$ при монтаже от положения,

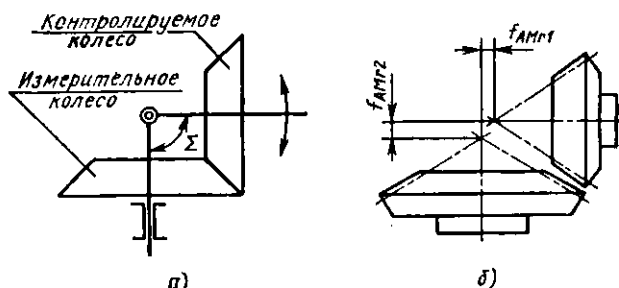


Рис. 93

при котором плавность работы и суммарное пятно контакта наилучшие (рис. 93, б) и др.

Условное обозначение конической передачи имеет вид 8—7—6—В ГОСТ 1758—81.

В червячных цилиндрических передачах для колес термины, определения и обозначения такие же, как для цилиндрических передач. Для червяков обозначения многих видов погрешностей (при том же текстовом определении) отличаются, нормы для них приведены в отдельных таблицах ГОСТ 3675—81.

К специфичным погрешностям червячных передач могут быть отнесены, например, погрешность винтовой линии червяка (за оборот f_{hr} на длине нарезанной части f_{hhr}), отклонение межосевого угла передачи $f_{\Sigma r}$, смещение средней плоскости червячного колеса $\pm f_{xr}$ и др.

Условное обозначение червячной передачи имеет вид 8—7—6—Ва ГОСТ 3675—81.

§ 54. ТРЕБОВАНИЯ К ТОЧНОСТИ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Стандарты на допуски зубчатых передач не включают каких-либо требований к заготовкам. Однако ясно, что погрешности базовых поверхностей заготовок оказывают огромное влияние на точность обработки и контроля. В подавляющем числе случаев при обработке зубчатых колес небольшого и среднего размеров их монтажные базы (центральное отверстие у насадных колес и опорные шейки у валковых колес) одновременно используют в качестве технологических баз при установке на станках и в качестве измерительных баз при контроле. Существенно при этом биение базового торца, по которому заготовку устанавливают для обработки.

Таблица 31

Наименование нормируемого элемента	Степень точности зубчатого колеса										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11, 12
	Квалитет 17										
Центральное (монтажное) отверстие: размер форма	4 1	4 2	4 3	4	5	6	7	7	8	8	8
Опорные шейки валковой шестерни: размер форма	4 1	4 2	4 3	4	5	5	6	6	7	7	8
Диаметр вершин зубьев * d_a	6	6	7	7	7	8	8	8	9	9	11
Раднальное биение цилиндра вершин зубьев *	Допуск **, мкм										
Биение базового торца	0,004d+ +2,5		0,01d+5		0,016d+ +10		0,025d+ +15		0,04d+25		
d — диаметр, мм											
* Указанные требования к поверхности вершин зубьев предъявляются лишь в случаях использования ее в качестве базовой при контроле. ** Подсчитанные по формулам значения биений следует округлить до ближайшего (желательно меньшего) стандартного значения по табл. 1 ГОСТ 24643—81.											

При отсутствии особых требований к диаметру вершин зубьев размер d_a может рассматриваться как свободный. Однако рекомендуется [11] задавать такой квалитет, чтобы допуск на d_a не превышал $0,1\ m$ для 3 ... 7-й степеней точности, $0,2\ m$ для 8 ... 12-й степеней точности и радиальное биение не превышало $0,1\ m$. Когда выверку заготовки колес на зуборезном станке производят по окружности выступов, а также в случаях использования указанной поверхности в качестве измерительной базы при контроле отдельных параметров, точностные требования к ней резко повышаются. Рекомендуемые требования к точности заготовок приведены в табл. 31 [11].

Допуски на базовые элементы (отверстия, шейки, опорный торец) заготовок для конических зубчатых колес назначают аналогично цилиндрическим колесам. Следует лишь учитывать, что точность выполнения наружного диаметра заготовки влияет на смещение вершины зубчатого колеса и что при использовании торца заготовки колеса в качестве технологической базы, кроме допуска на его биение, следует задавать допуск на постоянство положения наружного конуса относительно этого базового торца [10].

Допуски на заготовки червячных колес в точности совпадают с допусками на заготовки для цилиндрических колес. Дополнительным требованием является регламентация положения кольцевой радиусной выемки на поверхности вершин зубьев относительно базового торца. У заготовок червяков всегда ограничивают допуск и радиальное биение наружного диаметра.

§ 55. ОСОБЕННОСТИ ОФОРМЛЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В связи со специфичностью зубчатых колес, как изделий, требования к оформлению их чертежей установлены отдельными стандартами: для цилиндрических колес ГОСТ 2.403—75, для зубчатых реек ГОСТ 2.404—75, для конических колес ГОСТ 2.405—75, для цилиндрических червяков и червячных колес ГОСТ 2.406—76. Указанные стандарты соответствуют СТ СЭВ 859—78 и предписывают правила указания на чертежах всех элементов зубчатых венцов. Остальные элементы зубчатых колес оформляют как для обычных изделий машиностроения в соответствии с общими требованиями стандартов ЕСКД.

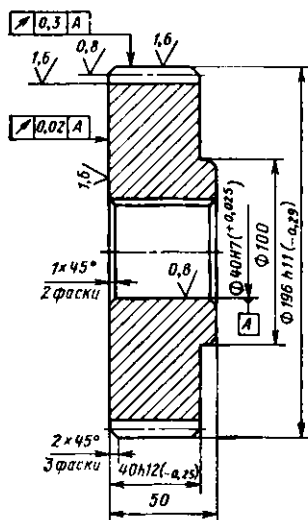


Рис. 94

Сведения о зубчатых венцах (рейках, червяках) частично помещают непосредственно на изображении детали, а частично — в специальной таблице. На изображении детали указывают, в частности, диаметр окружности вершин зубьев и, при необходимости, допуск на ее радиальное биение; ширину венца, допустимое биение базового торца, размеры фасок и радиусов притупления кромок зубьев, шероховатость боковых поверхностей зубьев и т. д. (рис. 94).

Таблицу параметров помещают в верхнем правом углу чертежа и сплошными толстыми линиями разделяют на три части. В первой (верхней) части приводят основные данные, необходимые для изготовления: модуль, число зубьев, угол и направление наклона зубьев, исходный контур, коэффициент его смещения, а также заданные степень точности и вид сопряжения. Вторая часть предназначена для указания контрольных показателей. В случаях изготовления колес с нестандартным исходным контуром здесь приводят показатели для всех четырех контролируемых категорий погрешностей, располагая их в порядке, принятом для условного обозначения.

При стандартном исходном контуре во второй части ограничиваются данными для контроля толщины зубьев

Таблица 32

Контролируемый параметр			
Наименование	Обозначение допуска	Допустимое значение	Измененное значение
На зубчатое колесо			
Колебание длины общей нормали	F_{VW}	0,05	
Колебание измерительного МОР за оборот	F'_t	0,088	
Колебание измерительного МОР на одном зубе	f'_t	0,028	
Погрешность направления зуба	F_β	0,011	
На корпус передачи			
Отклонение от параллельности осей	f_x	0,011	
Перекос осей	f_y	0,0056	
Предельные отклонения МОР	$\pm f_a$	$\pm 0,09$	

(кроме червячных колес). Поскольку контролируемые параметры устанавливает предприятие-изготовитель, то все остальные нормируемые показатели приводят в карте измерений по ГОСТ 3.1504—74 (ЕСТД), которая предназначена для регистрации результатов измерений и является сопроводительным документом по всему технологическому маршруту или на определенном участке изготовления изделия (табл. 32).

Третья часть таблицы отводится для справочных данных (размер делительного диаметра, расстояние до постоянной хорды, если надо, число зубьев сектора, обозначение чертежа парного зубчатого колеса и др.).

Вопросы для самопроверки

1. Степени точности цилиндрических зубчатых передач, примерные области их применения.
2. Чем вызвано и чем удобно разделение погрешностей на три отдельно нормируемых вида?
3. Ограничения, установленные стандартами при комбинировании норм точности в передаче.
4. Основные комплексные показатели для каждого вида погрешностей. Причины их ограниченного использования.
5. Почему рабочие комплексы для контроля кинематической точности обычно являются двухкомпонентными? Охарактеризовать показатели F_r , F'_t и F_{VW} .

6. Обозначение, содержание и контроль основных показателей плавности работы и степени контакта зубчатых колес.

7. Виды сопряжений для зубчатых передач и каким параметром они характеризуются?

8. Как в зубчатых передачах создается гарантированный боковой зазор?

9. На какие две части условно разделяют боковой зазор и для чего предназначена каждая из них?

10. Косвенные методы контроля вида сопряжения зубчатых колес, их сравнительная оценка.

11. Какой показатель зубчатой передачи контролируют через измерение длины общей нормали? Два варианта контроля указанным способом.

12. Какова степень сходства и какие характерные отличия имеются у систем допусков на отдельные виды зубчатых передач?

13. Точностные требования к заготовкам для зубчатых колес.

14. Особенности оформления чертежей зубчатых колес.

ГЛАВА 11

РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

§ 56. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Сборка без пригонки не может быть обеспечена только за счет взаимозаменяемости деталей в отдельных сопряжениях (цилиндрических, конических, резьбовых, шлицевых и др.). Она будет достигнута лишь при одновременном выполнении заданных на сборочные единицы или изделие технических требований. Ими могут быть, например, строго ограниченные осевые зазоры между группой смонтированных на валу деталей, радиальный зазор между реечной шестерней и рейкой в суппорте токарного станка, несовпадение вершин делительных конусов в зубчатых конических передачах, ограниченное биение центрирующей шейки станочного шпинделя, допустимое отклонение от параллельности его оси рабочей поверхности стола и т. п.

Обеспечение точностных технических требований обычно достигается выявлением и расчетом размерных цепей (ГОСТ 16319—80, ГОСТ 16320—80).

Размерная цепь — совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. Задачей может яв-

ляться либо обеспечение точности при конструировании изделия (конструкторская размерная цепь), либо обеспечение точности при изготовлении отдельных составных частей или деталей изделия (технологическая размерная цепь), либо измерение величин, характеризующих точность изделия (измерительная размерная цепь). Цепи, относящиеся к собранным изделиям, иногда называют сборочными. Технологические цепи типичны при расчете положения поверхностей, осей и припусков под механическую обработку у отдельных деталей.

Размеры, образующие цепь, называют *звеньями*. В зависимости от вида звеньев различают линейные размерные цепи (звенья — линейные размеры), угловые (звенья — угловые размеры) и смешанные, а в зависимости от расположения звеньев — плоские (звенья расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях) и пространственные (часть или все звенья расположены в непараллельных плоскостях). Звенья каждой линейной размерной цепи обозначают какой-либо одной прописной буквой русского алфавита с соответствующим числовым индексом, звенья угловых цепей — строчной буквой греческого алфавита с индексом.

Обращаем особое внимание на то, что отдельные звенья размерных цепей могут иметь номиналы, равные нулю (различные биения, начальные значения параллельности, соосности, иногда номиналы зазоров или натягов, температурные или упругие деформации).

Любая размерная цепь состоит из составляющих звеньев и одного замыкающего. Все составляющие звенья функционально связаны с замыкающим звеном.

Замыкающим звеном (A_Δ , B_Δ и т. п.) называют звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения.

Размер замыкающего звена в процессе обработки или сборки получается как следствие обеспечения заданной точности каждого из составляющих звеньев. Следовательно, замыкающее звено в размерной цепи является самым малоточным, так как его погрешность суммируется из погрешностей остальных размеров. Поэтому при выявлении размерных цепей необходимо стремиться составлять их из минимально необходимого числа звеньев.

Составляющие звенья (A_i , B_i и т. п.) разделяются на увеличивающие и уменьшающие. Увеличивающими звень-

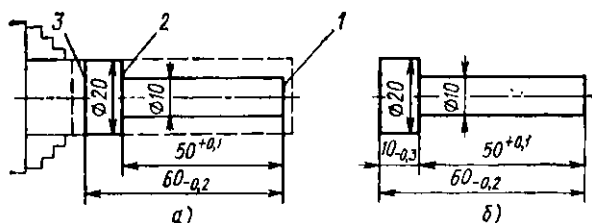


Рис. 95

ями называют те, с увеличением которых замыкающее звено увеличивается, а уменьшающими — те, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается.

На чертежах нельзя допускать замкнутых размерных цепей: один из размеров должен быть опущен либо указан как справочный. В противном случае возможно появление брака, если при чтении чертежа замыкающий размер случайно или по названию будет принят за составляющий и при обработке его станут непосредственно выдерживать с заданной точностью. Проиллюстрируем сказанное примером.

На рис. 95, а размеры по длине детали образуют трехзвенную цепь, причем видно, что по замыслу конструктора замыкающим звеном должна быть малоточная высота головки диаметром $\varnothing 20$ мм. Диктуемый в этом случае порядок обработки детали по длине следующий: сначала подрезка торца 1, затем подрезка уступа 2 (с контролем размера $50^{+0,1}$) и отрезка детали от прутка по поверхности 3 (с контролем размера $60_{-0,2}$). Заметим, что мерить общую длину детали при отрезке не очень удобно; удобнее было бы контролировать высоту головки.

Предположим, что технолог на операционном эскизе решил устранить указанное неудобство и проставить все размеры с допусками. Легко подсчитать, что наибольшая предельная высота головки может получиться равной 10 мм, а наименьшая — 9,7 мм.

Весьма вероятно, что по «улучшенному» чертежу (рис. 95, б) при отрезке токарь будет выдерживать более удобный для измерения размер $10_{-0,3}$. При этом последним (замыкающим) звеном станет общая длина, которая у готовых деталей будет получаться от 60,1 (оба составляющих размера максимальные) до 59,7 мм (оба размера минимальные). В результате часть деталей окажется браком, так как выйдет из заданных конструктором предельных размеров 60 ... 59,8 мм.

Размеры обычного цилиндрического соединения по существу образуют трехзвенную цепь, в которой номиналом замыкающего звена является либо зазор (рис. 96, а), либо натяг, либо он может оказаться равным нулю. Диаметр отверстия в данном случае будет являться увеличивающим размером, а диаметр вала — уменьшаю-

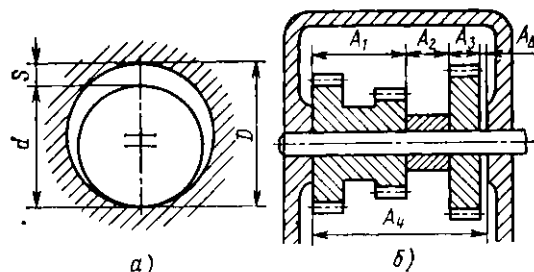


Рис. 96

щим. Более сложную размерную цепь образует механизм, представленный на рис. 96, б.

Выявленные в механизме или на детали размерные цепи часто недостаточно наглядны, поскольку размеры звеньев могут быть разбросаны по чертежу, порой на разных разрезах и сечениях. Поэтому для удобства решения составляют схему размерной цепи, представляющую ее графическое безмасштабное изображение (рис. 97).

Для безошибочного определения увеличивающих и уменьшающих звеньев над буквенным обозначением замыкающего звена рекомендуется ставить штриховую стрелку острием влево, а затем над всеми составляющими звеньями стрелки проставляют так, как если бы они показывали принятое направление движения в замкнутом контуре цепи потока какой-либо среды. Звенья, направление стрелок которых совпадает с направлением стрелки замыкающего звена (влево), являются уменьшающими; звенья со стрелками, направленными в противоположную сторону (вправо), являются увеличивающими.

Размерные цепи используют для решения двух типов задач: прямой и обратной. *Прямая задача* заключается в назначении номиналов и полей допусков составляющих звеньев по известным (заданным) предельным размерам замыкающего звена. Номиналы составляющих звеньев, как правило, назначают предварительно на основе расчетов либо из конструктивных соображений. Прямые задачи типичны при решении конструкторских размерных цепей.

Обратная задача заключается в определении номинала и предельных отклонений замыкающего звена по известным номиналам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Обратная задача, в частности, позволяет

проверить правильность решения прямой задачи.

Размерные цепи можно решать несколькими методами (ГОСТ 16320—80):

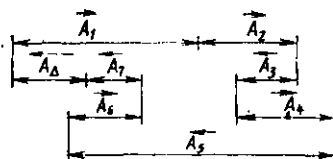


Рис. 97

1. *Полной взаимозаменяемости* (метод максимума—минимума), требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается у всех без исключения объектов при включении в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или какой-либо подгонки. Метод исходит из предположения, что в одной размерной цепи одновременно могут оказаться все звенья с предельными значениями, причем в любом из двух наиболее неблагоприятных сочетаний (все увеличивающие звенья с верхними предельными размерами, а уменьшающие — с нижними, или наоборот).

2. *Неполной взаимозаменяемости* (вероятностный метод), требуемая точность замыкающего звена размерной цепи в условиях беспригоночной сборки достигается не у всех объектов, а лишь у достаточно большой заранее обусловленной их части. Этот метод применяют, когда экономически целесообразно назначать более широкие допуски на составляющие звенья в предположении, что их действительные размеры будут группироваться в более узких пределах по одному из вероятностных законов, и процент риска выхода отклонений замыкающего звена за пределы поля допуска не превысит заранее принятого значения.

3. Решение высокоточных конструкторских цепей возможно путем введения в их состав звена-компенсатора. Если для достижения требуемой точности замыкающего звена с компенсатора каждого объекта удаляют излишний в данном случае слой материала, то это *метод пригонки*. Если предусмотрена возможность изменять действительный размер компенсатора без снятия материала (подбором из ряда заранее изготовленных либо перемещением с последующей фиксацией), то это *метод регулирования*.

Возможно также применение *метода групповой взаимозаменяемости*, при котором точность замыкающего звена достигается за счет включения в размерную цепь отдельных составляющих звеньев, предварительно рассортированных по действительным размерам на группы.

§ 57. РЕШЕНИЕ ПЛОСКИХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ ПО МЕТОДУ ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ

Рассмотрим основные соотношения и порядок расчета линейных размерных цепей с параллельными звеньями по методу полной взаимозаменяемости. Понятнее и проще начать ознакомление с обратной задачи. Для решения размерных цепей используют ряд расчетных формул.

Первая формула условно может быть названа уравнением номиналов. Номинальный размер замыкающего звена размерной цепи

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j A_j, \quad (15)$$

где m — общее число звеньев в размерной цепи, включая замыкающее; j — номер составляющего звена; ξ_j — передаточное отношение j -го звена размерной цепи.

Передаточное отношение отражает характер составляющего звена (увеличивающие звенья имеют знак плюс, уменьшающие — минус) и степень влияния отклонений данного j -го составляющего звена на отклонения замыкающего звена. Для цепей с параллельными звеньями передаточное отношение равно либо $+1$, либо -1 .

Ниже рассматриваются только цепи с параллельными звеньями. Тогда формулу (15) можно записать в развернутом виде, из которого следует, что номинал замыкающего звена равен разности сумм номиналов увеличивающих и уменьшающих размеров:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_j - \sum_{j=1}^p A_j, \quad (16)$$

где n и p — число соответственно увеличивающих и уменьшающих звеньев в размерной цепи, т. е. $(n + p) = m - 1$.

Формулы для определения предельных отклонений замыкающего звена верхнего Es_{Δ} и нижнего Ei_{Δ} могут быть названы уравнениями отклонений. Предельные отклонения замыкающего звена в рассматриваемом случае наиболее удобно и быстро определять по зависимостям, включающим верхние Es_j и нижние Ei_j предельные отклонения составляющих звеньев:

$$Es_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{Es}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{Ei}_j; \quad Ei_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{Ei}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{Es}_j. \quad (17)$$

Тогда предельные размеры замыкающего звена определяются как алгебраическая сумма номинального размера и предельных отклонений:

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + Es_{\Delta};$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + Ei_{\Delta}.$$

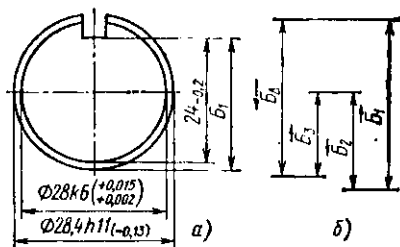


Рис. 98

Уравнение допусков устанавливает, что допуск замыкающего звена при расчете размерной цепи по методу полной взаимозаменяемости равен сумме допусков **всех** составляющих звеньев:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} T_i. \quad (18)$$

Пример. На концевой шейке закаленного вала диаметром $\varnothing 28k6 (+0.015 / +0.002)$ имеется открытый шпоночный паз, дно которого согласно ГОСТ 23360—78 должно быть выдержано в размер $24_{-0.2}^{+0.2}$. Паз приходится фрезеровать до термообработки, когда вал проточен под шлифование в размер $\varnothing 28.4h11 (-0.13)$. Технологи необходимо определить размер, в который следует фрезеровать паз, чтобы после шлифования он гарантированно получился по глубине в заданных пределах.

На рис. 98, а показан вид с торца вала, а на рис. 98, б — схема размерной цепи. В качестве звеньев в нее вошли радиусы шейки до и после шлифования. Анализируя условия задачи, заключаем, что замыкающим звеном является размер $24_{-0.2}^{+0.2}$, а искомым — размер B_1 . Находим, что звенья B_1 и B_3 увеличивающие, а звено B_2 уменьшающее. Имеем $B_{\Delta} = 24_{-0.2}^{+0.2}$ мм; $B_2 = 14.2_{-0.065}^{+0.007}$ мм; $B_3 = 14_{+0.001}^{+0.007}$ мм; $B_1 = ?$

Согласно формуле (16) $B_{\Delta} = (B_1 + B_3) - B_2$, откуда $B_1 = B_{\Delta} + B_2 - B_3 = 24 + 14.2 - 14 = 24.2$ мм.

С помощью формул (17) определяем отклонения для звена B_1 :
 $Es_{B_1} = Es_{B_{\Delta}} + Ei_{B_2} - Es_{B_3} = 0 + (-0.065) - (+0.007) = -0.072$ мм;
 $Ei_{B_1} = Ei_{B_{\Delta}} + Es_{B_2} - Ei_{B_3} = (-0.2) + 0 - (-0.001) = -0.201$ мм.

Получаем технологический размер $B_1 = 24.2_{-0.201}^{+0.072}$ с допуском $T_{B_1} = 0.129$ мм.

Проверяем решение по соотношению (18): $0.129 + 0.065 + 0.006 = 0.2$ мм. Все верно.

Уместно обратить внимание, что в результате пересчета глубину паза при изготовлении придется обрабатывать со значительно более жестким допуском, чем требует стандарт на шпонки.

Решение прямой задачи складывается из нескольких этапов:

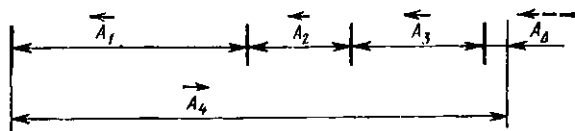


Рис. 99

1. Производят необходимые подготовительные действия, включающие выявление замыкающего и составляющих звеньев размерной цепи, изображение ее схемы, разделение составляющих звеньев на увеличивающие и уменьшающие, проверку правильности назначения номиналов составляющих звеньев по уравнению (15).

2. Определяют среднюю точность составляющих звеньев размерной цепи, исключая размеры стандартизованных звеньев (например, подшипников качения).

3. С учетом найденного среднего качества на составляющие звенья назначают стандартные поля допусков.

4. Согласовывают получающийся суммарный допуск всех составляющих звеньев с допуском замыкающего звена.

5. Проверяют предельные отклонения замыкающего звена решением обратной задачи и, при необходимости, корректируют отклонения (а иногда и номинал) одного из составляющих звеньев.

Пример. Для механизма, представленного на рис. 96, б, из технических требований следует, что после монтажа двухвального блока ($A_1 = 110$ мм), распорной втулки ($A_2 = 40$ мм) и зубчатого колеса ($A_3 = 50$ мм) между ними и торцами бобышек корпуса ($A_4 = 200$ мм) должен остаться зазор $0,25 \dots 1$ мм. Требуется назначить допуски на составляющие звенья для обеспечения 100 %-ной годности механизмов при беспригоночной сборке.

1. По ходу сборки последним будет получаться зазор, который и является замыкающим звеном. Его номинал согласно схеме (рис. 99) и формуле (16) $A_\Delta = 200 - (110 + 40 + 50) = 0$.

Результаты поэтапных решений внесены в табл. 33.

2. Среднюю точность размерной цепи определяем по среднему числу единиц допуска a_m , приходящемуся на одно составляющее звено, исключая стандартизованные детали:

$$a_m = T_\Delta \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} i_j}, \quad (19)$$

где T_Δ — исходный допуск замыкающего звена (за вычетом суммы допусков стандартизованных деталей типа подшипников качения и т. п., если таковые имеются в составе данной размерной цепи), мкм; i_j — значение единицы допуска (см. табл. 5) для каждого нестандартизованного звена, мкм.

Таблица 33

Зве- но A_j	Зве- но A_j , мм	Стан- дартный интер- вал d , мм	Единица допуска i_j , мкм	Поле допуска по среднему качеству	Согла- сование допу- сков	Согласо- вание от- клонений
$\overleftarrow{A}_1$	110	80—120	2,2	$110h11_{(-0,22)}$	40 _{-0,0+}	40 _{-0,25;33}
$\overleftarrow{A}_2$	40	30—50	1,6	$40h11_{(-0,16)}$		
$\overleftarrow{A}_3$	50	30—50	1,6	$50h11_{(-0,16)}$		
$\overrightarrow{A}_4$	200	180—250	2,9	$200H11_{(+0,29)}$		

Существует способ назначения равных допусков, при котором допуск исходного звена делят поровну на все составляющие звенья цепи. Он пригоден только в случае примерно равных значений номиналов составляющих звеньев, либо для быстрой предварительной прикидки среднего значения искомых допусков в целях определения их приемлемости и последующей корректировки на основе технико-экономических соображений.

В нашем случае $T_\Delta = 750$ мкм, $\sum i_j = 8,3$ мкм, откуда $a_m = 90,5$. Полученное значение ближе всего к 11-му качеству ($a_{11} = 100$, см. табл. 5), который и принимаем за средний.

При получении значения a_m , близкого к середине между двумя соседними значениями в качествах, часть звеньев задают по ближайшему более точному, а часть — по ближайшему более грубому качеству с учетом ответственности звеньев и сложности их обработки.

3. Назначаем на составляющие звенья поля допусков 11-го качества. Следует стремиться преимущественно использовать поля допусков основных деталей (H или h), направляя их «в тело». Когда вопрос решить затруднительно, допуски задают с симметричными отклонениями. Полученные значения вписываем в табл. 33.

4. Проверяем соответствие получающейся величины поля рассеяния замыкающего звена U_Δ с заданным допуском $T_\Delta = 0,75$ мм по формуле (18): $U_\Delta = 0,22 + 2 \cdot 0,16 + 0,29 = 0,83$ мм. Устанавливаем, что при назначенных допусках образуется избыток (0,08 мм) рассеяния замыкающего звена. Целесообразнее его снять с какого-либо звена, чтобы не нарушать стандартную величину остальных. Выбираем для этого звено A_2 — распорную втулку, уменьшив его допуск на 0,08 мм, получаем 40_{-0,0+}.

5. Проверяем правильность расположения получающегося поля рассеяния замыкающего звена решением обратной задачи. Согласно формулам (17) действительные отклонения (со штрихом) $Es'_\Delta = Es_{A_4} - (Ei_{A_1} + Ei_{A_2} + Ei_{A_3}) = (+0,29) - (-0,46) = +0,75$ мм, $Ei'_\Delta = Ei_{A_4} - (Es_{A_1} + Es_{A_2} + Es_{A_3}) = 0 - 0 = 0$.

Предельные значения зазоров по расчету получаются заниженными на 0,25 мм. Следовательно, необходимо сместить на указанную величину либо «в плюс» отклонения увеличивающего звена A_4 , либо «в минус» отклонения уменьшающих звеньев. По высказанному на 4-м этапе соображению изменим предельные отклонения звена A_2 ,

получаем $A_2 = 40 \pm 0,35$ мм. Теперь отклонения замыкающего звена будут получаться в пределах технических требований.

Во всех случаях следует стремиться полученные по расчету нестандартные отклонения заменить близкими стандартными при условии обеспечения или некоторого ужесточения получающихся при этом параметров замыкающего звена против заданных.

§ 58. РЕШЕНИЕ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МЕТОДАМИ ПРИГОНКИ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

Сущность методов состоит в том, что при получении в результате расчета средней точности у составляющих звеньев излишне жестких допусков их расширяют, назначая по экономически приемлемым квалитетам. Получающийся после этого у замыкающего звена избыток поля рассеяния при сборке устраняют за счет компенсатора.

По конструкции компенсаторы бывают подвижными (например, регулировочный клин в направляющих суппортов, перемещающаяся в продольном направлении втулка со стопорным устройством и др.), но чаще их делают неподвижными. Неподвижное компенсирующее звено в виде кольца или прокладки может быть специально предусмотрено в механизме либо для указанной цели используют одну из удобных для пригонки «по месту» деталей изделия. Чтобы избежать поштучной пригонки, компенсаторы обычно подают на сборку в виде комплектов колец разной толщины либо получают необходимую в каждом отдельном случае толщину набором из нескольких одинаковых прокладок.

Метод решения задачи с применением компенсатора рассмотрим на том же примере (см. рис. 99), ужесточив лишь допуск замыкающего звена. Предположим, что по техническим требованиям конечный зазор должен получаться $0,025 \dots 0,1$ мм ($T_\Delta = 0,075$ мм).

Прежним порядком устанавливаем $a_m = 9$, что точнее 6-го квалитета. По технико-экономическим соображениям для размеров данной цепи это неприемлемо. Решаем ввести в цепь компенсатор. Поскольку вводить лишние детали в любой механизм нежелательно, выделяем для роли компенсатора распорную втулку, в обозначении которой в связи с этим заменяем индекс 2 на индекс к.

Приняв для размеров звеньев экономически приемлемый 11-й квалитет, назначаем по нему для всех составляющих звеньев, кроме компенсирующего, стандартные допуски «в тело» деталей. Получаем $A_1 = 110h_{11(-0,22)}$; $A_3 = 50h_{11(-0,16)}$; $A_4 = 200H_{11(+0,28)}$; по заданию $A_\Delta = 0 \pm 0,025$ и $A_2 = A_k = 40$ мм.

Тогда производственный допуск замыкающего звена T'_Δ расширится: $T'_\Delta = T_{A_1} + T_{A_3} + T_{A_4} = 0,22 + 0,16 + 0,29 = 0,67$ мм.

Наибольшая расчетная компенсация

$$V_k = T'_\Delta - T_\Delta.$$

откуда $V_k = 0,67 - 0,075 = 0,595 \approx 0,6$ мм.

По формулам (17) найдем получающиеся без участия компенсирующего звена отклонения замыкающего звена:

$$E's_{\Delta} = (+0,29) - (-0,22 - 0,16) = +0,67 \text{ мм (нужно } +0,1 \text{ мм);}$$

$$E'i_{\Delta} = 0 - (0 + 0) = 0 \text{ (нужно } +0,025 \text{ мм).}$$

По расчетным (со штрихом) и заданным отклонениям замыкающего звена находят отклонения компенсирующего звена (с учетом его вида) по формулам:

$$\begin{aligned} \text{уменьшающее звено } Es'_k &= Es'_{\Delta} - Es_{\Delta}; & Ei'_k &= Ei_{\Delta} - Ei_{\Delta}, \\ \text{увеличивающее звено } Es'_k &= Ei_{\Delta} - Ei'_{\Delta}; & Ei'_k &= Es_{\Delta} - Es'_{\Delta}. \end{aligned}$$

$$\text{Для } A_k \text{ (уменьшающее звено) } Es'_k = (+0,67) - (+0,1) = +0,57 \text{ мм, } Ei'_k = 0 - (+0,025) = -0,025 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер компенсатора для пригонки определяется его наибольшей величиной ($40 + 0,57 = 40,57$ мм), так как в прочих случаях он будет подгоняться. Для изготовления компенсатора на него надо назначить приемлемый допуск, например, по тому же 11-му качеству (0,16 мм), но так, чтобы его наименьший предельный размер был не менее 40,57 мм. Тогда $A_k = 40,73_{-0,16}$ или $A_k = 41_{-0,16}^{+0,16}$.

Размер компенсатора, в который его надо обработать для каждого конкретного случая, определяют «по месту» после постановки в механизм или путем измерения действительных размеров остальных деталей, входящих в размерную цепь.

При использовании метода регулирования по наибольшей возможной компенсации V_k следует рассчитать число ступеней N неподвижных компенсаторов:

$$N = V_k / (T_{\Delta} - T_{\text{комп}}),$$

где $T_{\text{комп}}$ — допуск на изготовление компенсатора, назначаемый в этом случае минимальной экономически приемлемой величины.

Соответственно найденному числу ступеней получающийся широкий допуск T'_{Δ} замыкающего звена делят на такое же число зон. Определяя измерением в каждой сборке получившуюся зону, вставляют в механизм соответствующий ей неподвижный компенсатор (или набор из нескольких одинаковых компенсаторов).

Метод расчета на максимум—минимум применяют в случаях, когда необходима полная взаимозаменяемость, в штучных изделиях для относительно коротких цепей (до пяти звеньев), для ориентировочных расчетов (вследствие простоты), в грубых размерных цепях (когда допуск хотя бы одного звена очень большой), а также для

технологических размерных цепей в единичном и серийном производствах. В остальных случаях правильное применение расчетов по вероятностному методу.

§ 59. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТЕЙ К РАСЧЕТУ ДОПУСКОВ В РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЯХ

Как уже отмечалось (см. § 17), при изготовлении деталей имеет место рассеяние их действительных размеров под воздействием случайных и систематических причин.

Случайные причины (непостоянство припусков и твердости заготовок и т. п.) приводят к колебанию упругой деформации системы станок—приспособление—инструмент—деталь. Влияние случайных причин в результате совершенствования заготовок, приспособлений и других элементов технологического процесса в определенной мере может быть уменьшено, но полностью их устранить невозможно.

Переменные систематические причины (например, изменения размера режущего инструмента вследствие износа) усугубляют явление рассеяния. Постоянные систематические причины (ошибки в расположении приспособления, погрешности его установочных или направляющих элементов, отдельные погрешности станка и инструментов) не влияют на закон распределения размеров, а лишь приводят к смещению центра группирования.

В отлаженном установившемся производстве доминирующими являются случайные причины, поэтому полагают, что рассеяние действительных размеров в этих случаях происходит по закону нормального распределения. Это значит, что на сборку поступает деталей со средними размерами много больше, чем с близкими к предельным, и колебание размера замыкающего звена под влиянием полей рассеяния составляющих звеньев будет происходить в заметно меньшей степени, чем это получается по расчету на максимум—минимум. Следовательно, вероятностный метод расчета позволяет значительно расширить допуски составляющих звеньев при одном и том же заданном допуске замыкающего звена, что упрощает и удешевляет производство.

Используя предельные теоремы теории вероятностей допуск замыкающего звена T_{Δ} определяют путем квадра-

точного суммирования допусков составляющих звеньев с учетом закона их распределения:

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (20)$$

где t_{Δ} — коэффициент риска; λ_i — относительное среднеквадратическое отклонение.

Для цепей с параллельными звеньями $\xi_i^2 = 1$.

В зависимости от принимаемого процента риска P при совпадении центра группирования с координатой центра отклонений (для нормального закона распределения и равновероятного выхода за обе границы поля допуска) значение t_{Δ} выбирают из ряда:

$P, \%$	32	10	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
t_{Δ}	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Относительное среднеквадратическое отклонение при расчетах на стадии проектирования принимают, исходя из предполагаемого закона распределения: $\lambda_i^2 = 1/3$, если при расчете неизвестен характер кривой рассеяния размеров (для изделий мелкосерийного и индивидуального производства); $\lambda_i^2 = 1/6$, если предполагается, что рассеяние размеров близко к закону равнобедренного треугольника Симпсона; $\lambda_i^2 = 1/9$, если предполагается, что кривая рассеяния будет иметь нормальный (Гаусса) характер (для изделий массового и крупносерийного производства). Часто пользуются коэффициентом относительного рассеяния K_i . Он связан со стандартным показателем λ_i соотношением $K_i = t_{\Delta} \lambda_i$. При наиболее употребительном проценте риска 0,27 ($t_{\Delta} = 3$) значения коэффициента относительного рассеяния K_i составляют 1 при законе распределения Гаусса; 1,22 ($K_i^2 = 1,5$) при законе Симпсона и 1,73 ($K_i^2 = 3$) при неизвестном законе распределения.

Формула (20) приобретает более простой вид

$$T_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} K_i^2 T_i^2}.$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена

$$Ec_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i Ec_i,$$

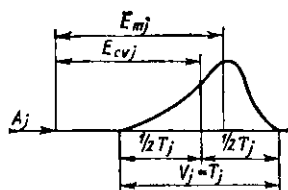


Рис. 100

где E_{c_j} — координата середины поля допуска j -го составляющего звена, подсчитываемая по его предельным отклонениям:

$$E_{c_j} = 0,5 (E_{s_j} + E_{i_j}).$$

Тогда предельные отклонения замыкающего звена могут быть найдены по соотношениям:

$$E_{s_{\Delta}} = E_{c_{\Delta}} + 0,5T_{\Delta}; \quad E_{i_{\Delta}} = E_{c_{\Delta}} - 0,5T_{\Delta}. \quad (21)$$

При несимметричных законах распределения размеров составляющих звеньев следует определить центр группирования (математического ожидания) отклонений замыкающего звена $E_{m_{\Delta}}$. В общем случае

$$E_{m_{\Delta}} = \sum_{j=1}^{m-1} \left(\xi_j E_{c_{v_j}} + \alpha_j \frac{|\xi_j| V_j}{2} \right),$$

где $E_{c_{v_j}}$ — координата середины поля рассеяния j -го звена (при совпадении поля рассеяния с полем допуска $E_{c_{v_j}} = E_{c_j}$ и рассеяние равно допуску: $V_j = T_j$); α_j — коэффициент относительной асимметрии j -го звена, равный отношению смещения (абсолютной асимметрии) координаты центра группирования кривой распределения E_{m_j} от координаты середины поля допуска E_{c_j} к половине величины допуска (рис. 100):

$$\alpha_j = \frac{E_{m_j} - E_{c_{v_j}}}{0,5T_j}$$

При отсутствии конкретных данных о законах распределения размеров замыкающих звеньев (на стадии проектирования) значения α_j принимают ориентировочно [4]. Методы расчета коэффициентов относительной асимметрии и относительного рассеяния замыкающих звеньев изложены в ГОСТ 19415—74.

При симметричном рассеянии размера замыкающего звена ($\alpha_{\Delta} = 0$) координата его середины поля рассеяния равна величине координаты центра группирования: $E_{c_{v_{\Delta}}} = E_{m_{\Delta}}$.

При решении прямой задачи вероятностным методом формула для определения среднего качества звеньев

цепи по смыслу подобна формуле (19), но имеет другой вид:

$$a_m = \frac{T_{\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt[m-1]{\sum_{j=1}^m i_j^2 \lambda_j^2}}.$$

Кроме указанных методов как при полной, так и неполной взаимозаменяемости может быть применен способ пробных расчетов, при котором допуски на составляющие размеры назначают экономически целесообразными с учетом вида производства, конструктивных требований, опыта эксплуатации подобных механизмов и проверенных для данного производства значений коэффициентов K_j и α_j . Приемлемость назначенных полей допусков проверяют сначала на суммарное влияние по формуле (18) или (20) с корректировкой их величины в случае необходимости, а затем по предельным отклонениям замыкающего звена по формуле (17) или (21).

Вопросы для самопроверки.

1. Что называют размерной цепью? Классификация размерных цепей.
2. Признаки и свойства замыкающего звена.
3. Признаки увеличивающих и уменьшающих звеньев. Способ их нахождения на схеме размерной цепи.
4. Что известно и что определяют в размерных цепях при решении прямой задачи, и что — при решении обратной задачи?
5. Уравнения, используемые при расчетах размерных цепей с параллельными звеньями по методу полной взаимозаменяемости.
6. Сущность расчета размерных цепей с применением компенсатора
7. Области применения расчета размерных цепей по методу полной взаимозаменяемости.
8. На каких предпосылках основан и что дает расчет размерных цепей по вероятностному методу?

ГЛАВА 12

СТАНДАРТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ

§ 60. НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ, МЕТОДЫ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Как показывает практика, стандартизация обеспечивает прогресс народного хозяйства и стабильное повышение качества всех видов продукции только при соблюдении ряда принципов.

Научно-исследовательский принцип. Для успешной подготовки и внедрения стандартов наряду с широким обобщением мирового практического опыта необходимо проведение специальных теоретических, экспериментальных и опытно-конструкторских работ. Методически соблюдение принципа обеспечивается наличием сети научно-исследовательских институтов и центров Госстандарта СССР, министерств и ведомств, а также порядком утверждения стандартов.

Принцип прогрессивности. Продолжительное время необновляемые стандарты или ТУ, показатели, нормы, характеристики и требования которых только фиксируют достигнутый на данный период времени уровень качества продукции, неизбежно постепенно становятся тормозом технического прогресса. Реализация принципа достигается отчасти установлением жестких сроков пересмотра НТД (через 5 лет) и главным образом за счет метода опережающей стандартизации [17].

Опережающая стандартизация — это стандартизация, заключающаяся в установлении повышенных по отношению к уже достигнутому на практике уровню норм и требований к объектам стандартизации, которые согласно прогнозам будут оптимальными в последующее планируемое время [23].

Оптимальными показателями качества продукции являются такие, при которых заданная цель осуществляется при минимальных затратах или при заданных затратах достигается максимальный эффект. Поскольку фактор времени является определяющим, при опережающей стандартизации существен этап (стадия) в процессе научное исследование — промышленное производство продукции, который подлежит опережению: начало проектно-конструкторских работ, начало создания опытного образца, начало технической подготовки промышленного производства продукции.

Основными объектами опережающей стандартизации должны быть стабильные, технически и экономически эффективные модифицируемые изделия при стабильной потребности в них. Опережение может относиться к изделию в целом либо только к его наиболее важным параметрам и показателям качества. Разновидностью опережающих НТД является стандарт (ТУ), в котором установлено несколько ступеней перспективных показателей и норм с различными сроками их введения. Указанные

стандарты могут разрабатываться только по результатам научно-исследовательских, а также перспективных проектных работ, т. е. на допроизводственной стадии жизненного цикла продукции.

Принцип взаимоувязки стандартов должен соблюдаться во всех возможных направлениях: взаимоувязка подобных стандартов различных категорий (ГОСТ, ОСТ, РСТ, СТП), взаимоувязка внутри систем общетехнических и организационно-методических стандартов, их взаимоувязка с остальными видами стандартов, относящихся к сфере проектирования, производства и эксплуатации изделий.

Метод комплексной стандартизации является основным для обеспечения при стандартизации принципа взаимоувязки стандартов. Его содержание составляет целенаправленное, планомерное установление и применение системы взаимоувязанных требований как к объекту, так и к его составным частям, а при необходимости и к заготовкам, материалам, технологическим процессам, методам расчета, испытаниям и т. п. в целях обеспечения экономически оптимального уровня качества конечной продукции. В машиностроении первым этапом комплексной стандартизации обычно является стандартизация материалов и заготовок. Комплексная стандартизация и опережающая стандартизация неразрывно связаны. Это объясняется тем, что началу производства готовой продукции обычно должно предшествовать начало изготовления комплектующих изделий, материалов, сырья, а также соответствующего технологического оборудования. При опережающей и комплексной стандартизации совместно, т. е. с учетом взаимозависимостей, оптимизируются изменения показателей качества во времени многих элементов объекта стандартизации. Таким образом, опережающая комплексная стандартизация отличается еще установлением ряда временных опережений начала производства отдельных элементов относительно начала изготовления конечной продукции.

В настоящее время успешное осуществление опережающей комплексной стандартизации возможно только на базе использования современных методов оптимизации с применением математического моделирования и ЭВМ.

Принцип предпочтительности является важнейшим общим принципом при создании многих стандартов. Его

сущность состоит в том, что в стандартах указывается не просто перечень допустимых значений параметров (размеров), норм, видов сопряжений и т. п., а устанавливаются предпочтительные ряды (например, предпочтительные посадки для гладких цилиндрических соединений, для прямобочных шлиц, ряды нормальных линейных размеров, нормальных углов общего назначения, диаметров и шагов для большинства типов резьб и т. д.).

Во всех случаях более редкий ряд следует предпочесть более частому, что дает большой экономический эффект за счет сужения (унификации) применяемых типов размеров инструмента, технологической оснастки, сортов материалов, заготовок, повышения массовости изготовления принятых видов изделий (элементов изделий), упрощения эксплуатации, обеспечения запасными частями для ремонтов и т. п.

Метод установления параметрических и размерных рядов особенно широко используется при обеспечении в стандартах принципа предпочтительности. Зафиксированные в стандартах допустимые значения параметров обычно составляют параметрический ряд.

Параметрическим рядом называют закономерно построенную в определенном диапазоне на основе принятой системы градации совокупность числовых значений главного параметра машин или других изделий одного функционального назначения. Разновидностью параметрических рядов являются размерные ряды, в которых параметр представляет собой геометрическую (размерную) характеристику. Теоретическую основу для построения параметрических рядов составляет система предпочтительных чисел. Ряды предпочтительных чисел являются геометрическими прогрессиями, которые, как показала практика, наиболее удобны, так как при этом относительная разность между любыми смежными числами ряда получается одинаковой. Произведение или частное любых двух членов геометрической прогрессии, равно как числа, полученные от их возведения в целую положительную или отрицательную степень, всегда являются членами этой же прогрессии. Из этого следует, что если размерный ряд регламентирует линейные величины, то значения площадей и объемов также будут подчиняться его закономерностям.

При необходимости можно составлять производные ряды путем отбора каждого второго, третьего или n -го члена.

Принцип функциональной взаимозаменяемости имеет главной целью достижение высокого качества и экономичности производства изделий [18]. Он закладывается на стадии проектирования изделий.

Для повышения качества стандартов в рассматриваемом аспекте их проекты подвергаются метрологической экспертизе.

Принцип обеспечения патентной чистоты стандартов приобретает все большее значение. Многие стандартизованные изделия либо сами являются объектами поставки на внешний рынок, либо используются в оборудовании, машинах, приборах или устройствах, поставляемых на экспорт. Чтобы обладать конкурентоспособностью, они должны не только иметь показатели и качество на уровне мировых образцов, но и не должны нарушать действующие в странах ввоза патенты, представляющие их владельцам исключительное право на использование запатентованного объекта (технологического процесса, метода испытания и т. п.) в течение определенного срока. Нарушение патентной чистоты приводит к наложению ареста на экспортируемые изделия и штрафам для возмещения убытков патентообладателя.

Все шире при стандартизации используется *метод систематизации и классификации*, имеющий целью упорядочить содержание или предпосылки к решению поставленной задачи. По указанному методу, в частности, создают системы общетехнических и организационно-методических стандартов. Например, Государственная система стандартизации (ГОСТ 1.0—68 ... ГОСТ 1.26—77), «Единая система конструкторской документации» (ГОСТ 2.001—70 и др.), «Единая система технологической документации» (ГОСТ 3.1001—76 и др.) и т. д.

Специфичной в этих случаях является нумерация стандартов. Она позволяет без нарушения стройности системы по мере необходимости пополнять ее новыми стандартами. Например, обозначение ГОСТ 2.307—68 состоит из указания системы стандартов (2), который отделяется от последующих цифр точкой, указания номера части (3), которые в ЕСКД могут иметь номера от 0 до 9, последние две цифры обозначают номер стандарта в пределах части (07).

Решающим мотивом для принятия того или иного решения по работам в области стандартизации в большинстве случаев является их экономическая эффектив-

ность [22]. Исключение составляют проекты стандартов на термины, определения, классификацию и обозначения; стандарты общих технических условий и общих технических требований на широкую номенклатуру продукции; общетехнические и организационно-методические стандарты, направленные на установление порядка проведения работ и на улучшение условий труда, техники безопасности и санитарно-технических условий, что в конечном итоге способствует повышению производительности труда, но не может быть выражено в денежной форме. То же относится к стандартам, в которых технико-экономические показатели одинаковы с базовыми.

Для определения экономической эффективности работ по стандартизации разработан комплекс НТД, основополагающим документом которого является ГОСТ 20779—81. В приложениях к нему даны расчетные формулы, таблицы коэффициентов значимости отдельных работ, порядок оформления расчета экономической эффективности стандарта (конечный и единственно составляемый по вопросу документ) и примеры расчета экономического эффекта.

При расчетах экономической эффективности предусмотрено за базу сравнения принимать достигнутый уровень технико-экономических показателей, отраженный в НТД, по которой в данное время выпускается продукция. Экономическая эффективность выражается, как правило, в денежной форме. Для стандартов, регламентирующих технические показатели средств производства, допускается первичный экономический эффект выражать в натуральных показателях, которые затем получают денежное выражение.

Учитывая, что работы по стандартизации являются частью работ по повышению технического уровня и качества продукции, экономический эффект от стандартизации согласно ГОСТ 20779—81 определяется долевым участием в общем экономическом эффекте, полученным народным хозяйством.

§ 61. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ КАЧЕСТВА ПРОМЫШЛЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

Качество продукции согласно ГОСТ 15467—79 есть совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением.

Показателями качества продукции являются количественные характеристики одного или нескольких свойств продукции, рассматриваемые применительно к определенным условиям ее создания и эксплуатации или потребления. Указанные показатели могут выражаться в различных единицах, например в километрах в час, в часах на отказ, в условных баллах и т. п.

Единичный показатель качества продукции характеризует одно из ее свойств, комплексный показатель качества продукции характеризует несколько ее свойств. Показатель, по которому принимают решение оценивать качество данной продукции, называют *определяющим показателем*.

Базовое значение показателя качества продукции — значение показателя качества продукции, принятое за основу при сравнительной оценке ее качества. За базовые принимают показатели качества лучших отечественных и достоверные показатели качества лучших зарубежных образцов, а также показатели перспективных образцов, найденные опытным или теоретическим путем.

Кроме того, различают регламентированные (установленные нормативной документацией) значения показателя качества продукции; *номинальное* — от которого отсчитывают допустимое отклонение, и *предельное* — наибольшее или наименьшее значение показателя.

Под *уровнем качества продукции* понимают относительную характеристику качества продукции, основанную на сравнении значений показателей качества оцениваемой продукции с базовыми значениями соответствующих показателей. В случае сравнения показателей, характеризующих лишь техническое совершенство продукции, используют термин *технический уровень продукции*.

ГОСТ 15467—79 регламентирует также понятия, характеризующие отступления показателей качества продукции от установленных нормативными документами значений (различной значимости дефекты).

Категория качества продукции представляет градацию продукции определенного вида, установленную (присвоенную) ей при аттестации в зависимости от уровня ее качества.

При разработке новой продукции, выборе наилучшего варианта, принятия решения о постановке изделия на производство, его модернизации и т. п., а также при аттестации по категориям качества необходимо иметь

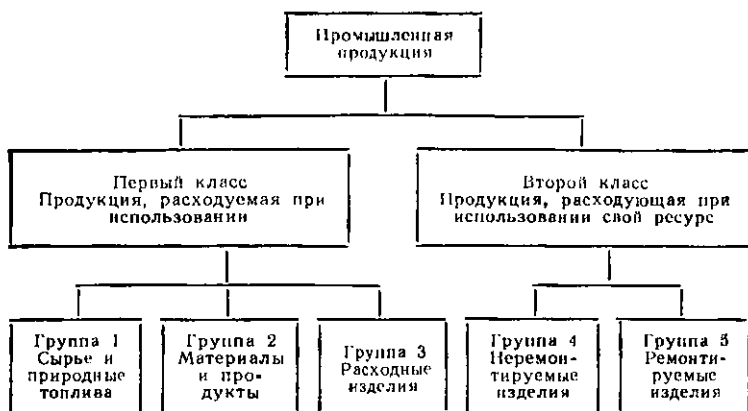


Рис. 101

четкий единообразный документ, включающий все необходимые сведения об изделии; назначение, краткую характеристику, данные о заложенных показателях качества о базовых показателях, об аналогах изделия или его составных частей, об источниках информации (стандартах, периодических изданиях, патентных описаниях, фирменных проспектах, отчетах о сравнительных испытаниях и т. д.).

Таким документом является карта технического уровня и качества продукции (карта уровня), содержание и правила выполнения которой устанавливает ГОСТ 2.116—71.

Единые правила оценки уровня качества продукции детально изложены в РД 50—149—79 «Методические указания по оценке технического уровня и качества промышленной продукции». Под *промышленной продукцией* понимают материализованный результат трудовой деятельности, обладающий полезными свойствами и предназначенный для использования потребителями в целях удовлетворения их потребностей как общественного, так и личного характера.

Вся промышленная продукция для целей оценки ее уровня качества разделена на два класса, включающих пять групп (рис. 101). К группе 1 относят все полезные ископаемые, природное топливо, естественные строительные материалы, драгоценные минералы и т. п. К группе 2 — искусственное топливо, смазочные материалы, химические продукты, материалы для текстильной и легкой

промышленности, строительной индустрии, лесоматериалы, электро- и фотоматериалы и т. п. К группе 3 — аптекарские и парфюмерно-косметические товары в промышленной упаковке, консервы в банках, жидкое топливо в бочках, газы в баллонах, проволока и кабели на катушках и бобилах и т. п. К группе 4 — электровакуумные и полупроводниковые приборы, резисторы, конденсаторы, различный крепеж, подшипники и т. п. К группе 5 — ремонтируемые изделия, например, технологическое оборудование, автоматические линии и автоматизированные комплексы, сельскохозяйственные и транспортные машины, измерительные приборы, средства автоматизации и систем управления, кино- и фотоаппаратура и т. д.

По характеризующим свойствам номенклатура показателей качества в общем случае включает 11 групп: показатели назначения, надежности, эргономические, эстетические, технологические, унификации, транспортабельности, патентноправовые, экологические, безопасности, экономичного использования сырья, материалов, топлива и энергии. В зависимости от особенностей отдельных видов продукции некоторые группы показателей для них могут отсутствовать.

Показатели назначения характеризуют основные функции и область применения продукции. Их разделяют на классификационные показатели (мощность электродвигателя, передаточное число редуктора, содержание углерода в стали и т. п.), эксплуатационные показатели (производительность оборудования, точность и пределы измерения прибора и др.), конструктивные показатели (габаритные присоединительные размеры и др., а также коэффициент сборности изделия).

Показатели надежности представляют собой совокупность показателей безотказности, долговечности, ремонтнопригодности и сохраняемости.

Безотказность — свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки. Основными показателями являются вероятность безотказной работы, средняя наработка до отказа, средняя наработка на отказ, интенсивность отказов и др.

Долговечность — свойство объекта сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Показателями долговечности являются

средний ресурс, назначенный ресурс, средний срок службы и т. д.

Ремонтопригодность — свойство объекта, заключающееся в приспособленности к предупреждению причин возникновения и обнаружению отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов. Показателями являются вероятность восстановления работоспособного состояния и среднее время восстановления.

Сохраняемость — свойство объекта сохранять значения показателей безотказности, долговечности и ремонтнопригодности в течение и после хранения или транспортирования; основной показатель — средний срок сохраняемости.

Эргономические показатели характеризуют систему человек—машина и учитывают все факторы, влияющие на работающего с эксплуатируемым изделием человека. Сюда относят показатели *гигиенические* (уровень освещенности, влажности, температуры, давления, запыленности, токсичности, шума, вибраций, перегрузок и т. п.); *антропометрические* (характеризующие соответствие изделия, его органов управления, сидения и т. п. размерам, форме и весу человеческого тела); *физиологические* и *психофизиологические* (учитывающие скоростные и силовые возможности человека, а также пороги слуха, зрения и т. п.); *психологические* (например, соблюдение на органах управления мнемонических правил, при которых направление поворота ручек соответствует направлению изменения движения и т. п.).

Эстетические показатели характеризуют информационную выразительность, рациональность формы, цвета, целостность композиции, совершенство исполнения и стабильность товарного вида.

Показатели технологичности характеризуют свойства продукции, обуславливающие оптимальное распределение затрат материалов, труда и времени при технологической подготовке производства, изготовления и эксплуатации продукции. Применительно к изделиям машиностроения основными являются показатели *трудоемкости*, *металлоемкости* и себестоимости.

Суммарная (общая) трудоемкость определяется числом нормо-часов или машино-часов, затрачиваемых на производство единицы продукции. Суммарную материало-

емкость определяют по общей массе единицы продукции. Удельные трудоемкость и материалоемкость показывают, какая часть соответствующего суммарного показателя приходится на единицу определяющего параметра данной продукции.

Важнейшим относительным показателем технологичности, характеризующим эффективность использования материальных ресурсов, является *коэффициент использования материалов*. Он вычисляется для отдельных сортов и марок как отношение количества (массы) данного материала в единице готовой продукции к количеству (массе) вводимого для нее в технологический процесс материала.

Суммарная себестоимость бывает заводская или цеховая, полная или неполная (условная), проектная, плановая, отчетная и т. д. Ее подсчитывают по действующим отраслевым инструкциям или методическим указаниям. В общем случае себестоимость включает затраты на материалы, заработную плату и косвенные расходы. *Удельную себестоимость* продукции определяют путем деления суммарной себестоимости на значение определяющего параметра, например, на 1 кг изделия, на единицу его производительности и т. п.

Показатели стандартизации и унификации конкретными числовыми величинами характеризуют насыщенность изделия стандартными и унифицированными составными частями. Составными частями изделия согласно ГОСТ 2.101—68 могут являться входящие в него детали, сборочные единицы, комплекты и комплексы.

Для обеспечения единообразия при определении показателей (подсчете коэффициентов) унификации составные части изделий разделяются на стандартные, унифицированные и оригинальные. *Стандартные* выпускают по какому-либо государственному или отраслевому стандарту или по сохранившимся отдельным межотраслевым и отраслевым нормам. *Унифицированные* выпускают по стандарту предприятия или являются заимствованными из ранее спроектированных изделий при условии, что они используются хотя бы в двух различных изделиях. К ним относят и готовые составные части, получаемые со стороны в порядке кооперирования. *Оригинальные* — разработанные только для данного изделия.

Основными показателями унификации являются коэффициенты применяемости и повторяемости. *Коэффициент*

применяемости рассчитывают на уровне деталей по их типоразмерам $K_{\text{пр. т}}$, либо по штукам $K_{\text{пр. шт}}$ по формулам:

$$K_{\text{пр. т}} = \frac{n - n_0}{n} 100, \quad K_{\text{пр. шт}} = \frac{N - N_0}{N} 100,$$

где n , N — общее число соответственно типоразмеров и составных частей (под типоразмером понимается предмет производства определенной конструкции, характеризующийся конкретными параметрами, размерами и исполнением, записываемый в спецификацию отдельной позицией с указанием их количества в изделии); n_0 , N_0 — то же, оригинальных составных частей.

При необходимости коэффициент применяемости может быть дополнительно рассчитан в стоимостном выражении:

$$K_{\text{пр. ст}} = \frac{C - C_0}{C} 100,$$

где C — стоимость всех деталей; C_0 — стоимость оригинальных деталей.

При подсчетах используют заводскую себестоимость, для покупных составных частей — отпускную цену.

Коэффициент повторяемости $K_n = N/n$.

Чем больше значение K_n превышает единицу, тем выше степень унификации изделия по использованным деталям. При определении показателей унификации из расчета исключают крепежные детали, пробки и заглушки, детали соединений трубопроводов, шпонки, прокладки, прилагаемый слесарно-сборочный инструмент, лампочки, детали тары и упаковки и другие аналогичные детали.

Показатели транспортабельности характеризуют приспособленность продукции к перемещениям. Их выбирают для конкретного вида транспорта (автомобильный, железнодорожный, водный, воздушный), иногда для смешанных перевозок. Основными показателями являются затраты на транспортирование и на подготовительно-заключительные работы (укладка в тару, герметизация, частичная разборка, амортизация, крепление, а также распаковывание, сборка и т. п.).

Патентно-правовые показатели оформляют в виде патентного формуляра (ГОСТ 2.110—68), свидетельствующего о патентной защите и патентной чистоте изделия (безразмерные показатели).

Показатель патентной чистоты отражает отсутствие нарушений (или значимость нарушаемых патентов) в части

использования в изделии изобретений, промышленных образцов и товарных знаков в отношении СССР и других стран, а также наличие регистрации промышленного образца изделия и товарного знака в СССР и странах предполагаемого экспорта.

При определении патентно-правовых показателей составные части изделия по значимости делят на три группы: особо важные, основные и вспомогательные. Отраслевые экспертные комиссии устанавливают для каждого вида изделия коэффициенты весомости: в группе особо важных составных частей коэффициент весомости индивидуален для каждой части, для основных и вспомогательных частей устанавливают групповые коэффициенты. Итоговые показатели подсчитывают по формулам, приведенным в РД 50-149—79.

Экологические показатели характеризуют уровень вредных воздействий продукции на окружающую среду (содержание вредных примесей в выбросах, а также вероятность выбросов вредных частиц, газов, излучений при хранении, транспортировании и эксплуатации продукции). При отсутствии статистических данных об экологических показателях допускается указание качественных характеристик (наличие очистительных устройств, пылеуловителей, пламягасителей и т. п.).

Показатели безопасности характеризуют особенности продукции, обуславливающие безопасность человека (обслуживающего персонала) в зонах возможной опасности при аварийных ситуациях, вызванных нарушениями правил, изменением условий и режима эксплуатации.

Требования к безопасности человека при санкционированных условиях и режимах эксплуатации, монтажа, обслуживания, транспортирования и хранения продукции могут учитываться подгруппой гигиенических показателей группы эргономических показателей качества.

Показателями безопасности могут служить, например, время срабатывания защитных устройств, сопротивление изоляции доступно расположенных токонесущих частей, а также качественные характеристики (наличие блокировки, аварийной сигнализации, ремней безопасности и др.).

Требования и нормы по безопасности человека устанавливает государственная система стандартов безопасности труда (ГОСТ 12.0.001—74 и др.).

Введены показатели экономного использования сырья, материалов, топлива и энергии, отражающие техническое совершенство изделия по уровню потребления указанных элементов при эксплуатации.

При полной оценке уровня качества продукции дополнительно к рассматриваемым учитываются экономические показатели (РД 50-149—79). Экономические показатели характеризуют затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию продукции. Суммарный полезный эффект оценивают интегральным показателем, учитывающим суммарные капитальные (единовременные) затраты на создание продукции, суммарные эксплуатационные (текущие) затраты за год, и учитывают планируемый срок службы изделия.

§ 62. СЛУЖБЫ ПРЕДПРИЯТИЙ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ЗАДАННОЕ КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ

Заданный уровень качества продукции обеспечивается комплексно усилиями всех служб, подразделений и отделов предприятия. Однако особую роль в решении этой задачи играют конструкторско-технологический отдел стандартизации, отдел технического контроля и отдел главного метролога.

Конструкторско-технологический отдел стандартизации (КТОС) осуществляет научно-техническое и организационно-методическое руководство работами по стандартизации отделов (цехов, лабораторий) предприятия и сам выполняет работы по стандартизации. Работы ведут по плану стандартизации, являющемуся составной частью техпромфинплана предприятия (объединения).

Основными правами и обязанностями КТОС являются: участие в разработке стандартов и других документов по стандартизации на производимую предприятием продукцию и подготовка предложений по их своевременному пересмотру;

проведение работ по унификации и стандартизации продукции и технологической оснастки с привлечением в установленном порядке любых подразделений предприятия к разработке планов по стандартизации, проектов НТД, изготовлению и испытанию опытных образцов стандартизируемых и унифицируемых изделий или их составных частей;

обеспечение наличия и внедрения на предприятии действующих и вновь вводимых стандартов и других НТД;

осуществление обязательного нормоконтроля технической документации, разрабатываемой предприятием и, при необходимости, поступающей извне;

организация технической учебы по стандартизации с работниками всего предприятия;

участие в комиссиях по аттестации продукции предприятия;

представительство от имени предприятия в других организациях по вопросам стандартизации с правом решающего голоса;

составление планов и отчетов о работах по стандартизации.

Начальник КТОС подчиняется главному инженеру. Отменить решение, принятое начальником КТОС, главный инженер может только письменным указанием. Руководитель КТОС имеет право обращаться в вышестоящие организации, в том числе и в Госстандарт СССР, по вопросам нарушения стандартов и других документов по стандартизации.

Важнейшей задачей КТОС является осуществление эффективного нормоконтроля, задачи и порядок проведения которого определяет ГОСТ 2.111—68 (ЕСКД) и ГОСТ 3.1116—79 (ЕСТД).

Нормоконтроль имеет целью проверить соответствие разработанной конструкторской и технологической документации нормам и требованиям, установленным действующими стандартами и НТД, а также довести до исполнителей новости стандартизации.

Нормоконтролю подвергают конструкторскую документацию (чертежи, технические условия, текстовые документы) как основного, так и вспомогательного производства, и технологическую документацию независимо от подчиненности и служебных функций подразделений, выпустивших указанную документацию. Следовательно, путем нормоконтроля в комплексе решают вопросы обеспечения качества продукции на стадии проектирования всех этапов ее создания.

При нормоконтроле, кроме проверки соблюдения и внедрения стандартов, выявляют соблюдение рядов предпочтения размеров, полей допусков и посадок, достигнутый в изделиях уровень стандартизации и унификации, рациональность использования установленных ограничительных номенклатур стандартизованных изделий, марок материалов, профилей и размеров проката, а также

тщательность выполнения и пригодность документов к хранению, размножению, микрофильмированию и т. п. Одновременно следят за качеством проверок, проведенных ранее.

Нормоконтроль рекомендуется проводить в два этапа: сначала проверять оригиналы текстовых и графических документов до изготовления подлинников и размножения; затем окончательно проверять указанные документы в подлинниках при наличии подписей всех предусмотренных ответственных лиц, кроме утверждающей подписи руководителя организации или предприятия.

Нормоконтроль осуществляют только специально выделенные работники КТОС, причем их число достигает примерно 1/3 общего состава. На 100 конструкторов и технологов необходимо иметь примерно 3 нормоконтролера. Нормоконтролеры имеют право возвращать документы разработчику в случае нарушения их комплектности, отсутствия обязательных подписей или небрежного выполнения.

Нормоконтролер в проверяемых документах наносит карандашом условные пометки к элементам, которые должны быть исправлены или заменены, а в специальном перечне замечаний кратко и ясно излагает содержание своих замечаний и предложений. Исправления по замечаниям в части отступлений от стандартов обязательны, в части унификации — при согласии с разработчиком. Споры нормоконтролера с разработчиками решает начальник отдела стандартизации по согласованию с начальниками отдела главного конструктора, главного технолога или другой ответственной за выпущенную документацию службы.

Полностью проверенные документы подписываются нормоконтролером в соответствующей графе. Если документ последовательно проверяют несколько контролеров, то подписывает документ нормоконтролер наиболее высокой в группе должностной категории, а остальные ставят свои визы на полях. После подписи нормоконтролера никаких исправлений или изменений в конструкторско-технологическую документацию вносить не допускается. Подписанные нормоконтролером документы передают непосредственно в службу технической документации.

Отдел технического контроля (ОТК) является преимущественно контролирующей службой [21]. Главными

задачами ОТК являются предотвращение выпуска (поставки) предприятием (объединением) продукции, не соответствующей требованиям стандартов и технических условий, утвержденным образцам (эталонам), проектно-конструкторской и технологической документации, условиям поставки и договорам, или некомплектной продукции.

Предприятие (объединение) имеет право реализовать лишь продукцию, принятую ОТК или изготовленную лицами, работающими с личным клеймом.

Вся система технического контроля (объекты контроля, содержание контрольных операций, их последовательность и техническое оснащение, режимы, методы и средства механизации и автоматизации контрольных операций) является неотъемлемой составной частью производственного процесса. Эта система разрабатывается одновременно с разработкой технологии производства службой главного технолога и другими службами (главного металлурга, главного химика и т. п.).

Основными задачами ОТК являются следующие:

развитие и совершенствование системы технического контроля на предприятии (объединении).

Разработка и внедрение прогрессивных методов контроля и оценки качества продукции.

Входной контроль (по ГОСТ 24297—80) поступающих на предприятие (в объединение) сырья, материалов, полуфабрикатов, комплектующих изделий и инструмента.

Операционный и приемочный контроль основной продукции и все другие контрольные операции, предусмотренные технологическими процессами.

Выборочный контроль соблюдения технологической дисциплины (соответствия производственных операций утвержденной технологической документации), а также выборочный контроль качества продукции или ее составных частей, переведенных на самоконтроль.

Оформление документов на принятую (годную) продукцию, контроль выполнения работ по изоляции забракованной продукции и соответствующей ее маркировке.

Участие в организации сбора, проведении анализа и обобщении статистических и других данных об эксплуатационных свойствах выпущенной продукции (включая данные гарантийных мастерских и ремонтных предприятий), в анализе причин возникновения дефектов продукции, а также в разработке мероприятий по устране-

нию выявленных конструктивных или иных недостатков продукции и предупреждению брака; контроль за реализацией и эффективностью перечисленных мероприятий.

Участие в работах по подготовке продукции к аттестации и техническому обеспечению проведения последней.

На работников ОТК не допускается возлагать обязанности по выполнению производственных операций, не связанных с осуществлением технического контроля.

Начальник ОТК (главный контролер качества) на заводе подчиняется непосредственно директору завода, в КБ — генеральному конструктору, в НИИ — начальнику (директору) института. Однако его назначение или освобождение, поощрение или наложение взыскания производит только руководство соответствующего министерства или ведомства.

Начальник ОТК имеет право: прекращать приемочный контроль продукции, имеющей повторяющиеся дефекты, до устранения причин, вызывающих эти дефекты; запрещать с одновременным письменным уведомлением директора предприятия (объединения) использование сырья, материалов, комплектующих изделий и т. п., не соответствующих установленным требованиям; прекращать изготовление продукции или ее составных частей на любом (технически возможном) этапе производства, а также прекращать приемку и отгрузку некондиционной готовой продукции.

Решение начальника ОТК может быть отменено руководителем предприятия только письменным распоряжением. В конфликтном случае начальник ОТК одновременно с выполнением такого распоряжения сообщает о своем несогласии в инспекцию качества министерства или ведомства, которому подчинено предприятие.

В составе ОТК обычно организуются структурные подразделения. Например, Бюро технического контроля (БТК) является основным органом, осуществляющим непосредственно в цехах контроль за качеством продукции. БТК внешней приемки осуществляет контроль за качеством поступающих от предприятий-поставщиков материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий, при необходимости составляет рекламационные акты.

Техническое бюро готовит предложения по поступающим на продукцию рекламациям, исследует и обобщает причины брака продукции и составляет по ним отчеты,

контролирует мероприятия по улучшению качества продукции.

Отдел главного метролога в соответствии с ГОСТ 1.25—76 является подразделением ведомственной метрологической службы, создается по типовому положению (РДТИ 57—75) и подчиняется руководству предприятия (объединения). При наличии этого отдела в его ведении находится Центральная измерительная лаборатория (ЦИЛ), в состав которой входят лаборатории и отделы линейно-угловых измерений, электрических, механических, теплотехнических и других измерений (по профилю предприятия) и контрольно-проверочные пункты (КПП) по обслуживанию основных цехов завода.

Главными задачами отдела главного метролога являются: повсеместное соблюдение требований нормативно-технических документов ГСИ; метрологический надзор за состоянием и правильностью эксплуатации рабочих средств измерения; своевременное представление на государственную поверку образцовых, а также рабочих средств измерений, для которых отсутствуют соответствующие образцовые средства; планомерное внедрение прогрессивных методик измерений и контроль выполнения планов введения новой измерительной техники; оперативные измерения по заказам цехов и работников ОТК; организация и проведение метрологической экспертизы разрабатываемой конструкторской и технологической документации.

Метрологическую экспертизу технической документации проводят на стадии их разработки в соответствии с требованиями ГОСТ 8.103—73. Экспертизе подлежат техническое задание, конструкторская документация (все виды чертежей, пояснительная записка, технические условия, программа и методика испытаний, эксплуатационные и ремонтные документы) и технологическая документация (все виды карт технологических процессов, карты эскизов и типовых операций, технологические инструкции и др.) основного и вспомогательного производств, а при необходимости, и документации, поступившей из других организаций.

Основными задачами метрологической экспертизы являются: определение оптимальности заложенной номенклатуры измеряемых параметров при контроле качества и взаимозаменяемости; оценка обеспечения конструкции изделия возможности контроля необходимых параметров

в процессе изготовления, испытания, эксплуатации и ремонта изделий (контролеропригодность конструкции); оценка правильности выбора средств измерения (в том числе нестандартизованных) и методик выполнения измерений; установление правильности наименований и обозначений физических величин и их единиц.

Метрологическую экспертизу технической документации осуществляют подразделения метрологической службы предприятия (организации), а также под ее обязательным методическим руководством и контролем другими подразделениями, разрабатывающими соответствующую документацию, и службами стандартизации. В последнем случае метрологическая экспертиза может проводиться одновременно с нормоконтролем специализированными нормоконтролерами.

Разногласия между предприятиями и органами государственной метрологической службы по вопросам метрологического надзора разрешаются начальниками республиканских управлений Госстандарта СССР. Решение начальника управления могут быть обжалованы в Госстандарте СССР, решение которого является окончательным.

§ 63. СИСТЕМА ГОСУДАРСТВЕННОЙ АТТЕСТАЦИИ КАЧЕСТВА ПРОМЫШЛЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

Аттестация продукции является важнейшей составной частью ЕСГ У КП. Основными задачами аттестации являются: увеличение объемов производства продукции, соответствующей лучшим отечественным и мировым достижениям или превосходящей их; расширение производства прогрессивных конкурентноспособных машин, оборудования и приборов; ускорение модернизации или снятия с производства устаревшей продукции.

С учетом опыта аттестации (проводится в стране с 1969 г.) и в целях дальнейшего усиления ее влияния на качество промышленной продукции Госстандартом СССР, Государственным комитетом СССР по науке и технике, Госпланом СССР утверждены «Основные положения о порядке аттестации продукции машиностроения и других отраслей промышленности» и «Порядок аттестации промышленной продукции по двум категориям качества» [15].

В СССР, как и во многих других странах, для отличия особо высококачественной продукции предприятиям-изготовителям предоставляется право ставить на ней аттестационную марку, являющуюся знаком качества, форма, размеры и порядок применения которого установлены ГОСТ 1.9—67.

Аттестация промышленной продукции в СССР с 1984 г. производится по двум категориям качества: высшей и первой.

К *высшей категории качества* относится промышленная продукция, которая по технико-экономическим показателям превосходит лучшие отечественные и зарубежные достижения или соответствует им, имеет повышенные стабильные показатели качества, определяет технический прогресс в народном хозяйстве, обеспечивает экономическую эффективность (в части материалов, топлива, электроэнергии и т. п.) и конкурентноспособна на внешнем рынке.

Продукция высшей категории качества должна выпускаться в полном объеме плана производства, она не подлежит разделению по градациям качества (например, по сортам в соответствии с ГОСТ 15.467—79) и вся обозначается государственным Знаком качества.

К *первой категории качества* относится промышленная продукция, которая по показателям технического уровня и качества соответствует современным требованиям стандартов (ТУ), удовлетворяет потребности народного хозяйства и населения страны и характеризуется стабильностью показателей качества.

Срок действия аттестации на высшую и первую категорию качества может быть установлен государственной комиссией от одного до трех лет (для продукции легкой промышленности — до двух лет).

До июля 1984 г. при аттестации предусматривалась еще и 2-я категория качества, к которой относили не соответствующую современным требованиям продукцию. Предприятию при этом устанавливался определенный срок (до одного года) для ее модернизации или снятия с производства. Ликвидация 2-й категории ускорила снятие с производства морально устаревшей и низкокачественной продукции, а до фактического снятия неаттестованной продукции к предприятию применяется санкция в виде скидки с оптовой цены на данную продукцию.

Аттестации по категориям качества подлежит промышленная продукция, постоянно выпускаемая предприятиями и организациями по перечням, составленным министерством (ведомством)-изготовителем и согласованным с Госстандартом СССР, Госстроем СССР или Госнабмом СССР по принадлежности продукции, а для товаров народного потребления — с Министерством торговли СССР. Вновь осваиваемая продукция должна, как правило, соответствовать техническому заданию, содержащему требования к продукции высшей категории качества. Ее аттестуют не позднее одного года с начала ее серийного производства.

Сложные уникальные изделия с длительным циклом изготовления, имеющие особо важное значение для народного хозяйства и созданные впервые на основе изобретений или аналогичных изделий (прототипов), аттестуют при сдаче их заказчику.

Во всех случаях не подлежат аттестации промышленная продукция, не прошедшая промышленной переработки (нефть, уголь, руда, газ, естественные пищевые продукты и т. п.), продукция, поставляемая только для нужд обороны; запасные части и комплекты для продукции, снятой с производства; продукция, прошедшая ремонт, медикаменты, книжная продукция, изделия художественных промыслов, ювелирные изделия и произведения искусства, а также тара и упаковка.

Аттестации конечного изделия должна предшествовать аттестация основных комплектующих составных частей, поставляемых предприятиями-смежниками; не допускается продлять категорию качества без полной перееаттестации; очередная аттестация должна проводиться не позже чем за 2 мес. до истечения срока действия присвоенной категории качества; при передаче аттестованной продукции для производства на другое предприятие она должна быть аттестована заново на общих основаниях.

Подготовку к аттестации проводит министерство или ведомство—изготовитель продукции в соответствии с имеющимися у него пятилетним и годовым планами. Подготовка включает проведение на соответствующем предприятии (объединении) комплекса подготовительных организационно-технических и экономических мероприятий, обеспечивающих устойчивое получение продукции аттестуемого качества. Одним из элементов такой подготовки может являться внутривзаводская аттестация основных со

ставных частей изделия, проводимая по создаваемым для этого стандартам предприятий под началом КТОС.

Подготовка включает также представление государственной аттестационной комиссии всех необходимых документов (стандарта или ТУ на продукцию, карты технического уровня и качества, документа с установленными методиками оценки показателей качества, отзыва министерства — основного потребителя продукции и др.), а также проекта решения комиссии по утвержденной форме, включающее предложение предприятия о категории качества продукции.

Активную помощь предприятиям в подготовке к аттестации продукции оказывают институты Госстандарта СССР, а также организации НТО путем проведения массовых консультаций, семинаров и конференций по аттестации. Отделы аттестации организованы также в лабораториях Госнадзора.

Продукция считается аттестованной на первую категорию качества с момента утверждения и регистрации соответствующего решения аттестационной комиссии министерством (ведомством)-изготовителем. Утверждение аттестации на высшую категорию качества производится только Госстандартом СССР по представляемым министерством (ведомством) документам.

Государственные аттестационные комиссии (ГАК) создаются министерством (ведомством)-изготовителем продукции в соответствии с утвержденным Госстандартом СССР порядком. Председателем ГАК назначается представитель министерства (ведомства)-заказчика или основного потребителя продукции, а при аттестации продукции, имеющей важнейшее народнохозяйственное значение, — представитель ГКНТ. В состав ГАК включает представителей министерства или ведомства-заказчика (основного потребителя), министерства-изготовителя, министерства головного (ведущего) в производстве данной продукции, от Госстандарта СССР или Госстроя СССР, Министерства внешней торговли СССР (по экспортируемой или перспективной для экспорта продукции) и, при необходимости, представителей других организаций (Госкомитета по делам изобретений и открытий, Министерства торговли СССР, ВЦСПС и т. п.).

Решение комиссии принимается открытым голосованием и считается принятым, если за него проголосовало не менее 75 % списочного состава комиссии.

В целях стимулирования производства продукции высшей категории утверждена и действует система поощрительных надбавок к оптовым ценам, а на предприятиях — различные формы материального и морального поощрения работников.

Указанные мероприятия наряду с ликвидацией 2-й категории качества будут способствовать все более быстрому росту качества отечественной промышленной продукции.

§ 64. СИСТЕМА ГОСУДАРСТВЕННОГО НАДЗОРА И САНКЦИИ ЗА НАРУШЕНИЯ В ОБЛАСТИ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Одним из основных направлений деятельности Госстандарта СССР и особенно его территориальных органов является государственный надзор за внедрением и соблюдением стандартов, технических условий, метрологическим обеспечением и качеством промышленной продукции. Целью госнадзора является предупредить, пресечь и устранить любые нарушения в области стандартизации и тем самым защитить как общегосударственные интересы, так и интересы потребителей. Кроме того, в государственной системе стандартизации госнадзор играет роль обратной связи, поскольку получаемая в процессе его осуществления информация дает возможность принимать управленческие решения.

Принципиально новыми и важными задачами госнадзора являются экспертиза научно-технического уровня стандартов, ТУ и средств измерения и содействие наиболее эффективному использованию достижений науки и техники при их разработке.

Эффективность госнадзора обеспечивается соблюдением трех принципов: независимости (административной, а в ряде случаев и технической), комплексности и плановости проверок. Осуществляют госнадзор на местах имеющиеся в столицах автономных республик, областных и краевых центрах лаборатории государственного надзора за стандартами и измерительной техникой или центры стандартизации и метрологии.

Проверки возглавляют должностные лица Госстандарта СССР, аттестованные в качестве государственного контролера и имеющие на то специальное задание. К проверкам могут привлекаться в установленном порядке представители министерств (ведомств) и (или) специалисты пред-

приятий-изготовителей и потребителей продукции, представители инспекций по качеству, НИИ и КБ, высших учебных заведений.

Госнадзору подлежат следующие предприятия и организации: а) предприятия — изготовители продукции, б) предприятия и организации — потребители продукции, в) ремонтные предприятия, г) транспортные предприятия и организации, д) организации торговли и базы сбытовых организаций, е) научно-исследовательские, проектно-конструкторские и технологические организации, ж) высшие и средние специальные учебные заведения и ПТУ (согласно отдельным специздааниям Госстандарта СССР).

Для каждого вида объектов имеются отдельные инструкции и установлены типовые формы актов проверки. Это облегчает проведение проверок и обеспечивает их идентичность в части перечня и глубины затрагиваемых вопросов.

Проверки разделяют на первичные (преимущественно комплексные) и повторные. При комплексной проверке для каждого вида объектов установлено главное содержание и перечислены одновременно проверяемые дополнительные моменты. В акте отражается состояние дел по всем проверявшимся вопросам и вскрываются причины выявленных нарушений. В зависимости от характера нарушений участники проверки обязаны принимать в соответствии с представленными им правами все необходимые меры для их пересечения и устранения возможности появления в дальнейшем. В этих целях проверяющие составляют необходимые предписания (например, о запрещении поставки продукции, о тех или иных экономических санкциях) и разрабатывают «Указания по итогам проверки», которые после утверждения руководителем соответствующего территориального органа Госстандарта СССР направляют проверенному предприятию, министерству (ведомству) по принадлежности предприятия и, при необходимости, представителям, участвовавшим в проверке организаций и учреждений.

Руководитель проверенного предприятия на основе полученных документов составляет план организационно-технических мероприятий по устранению выявленных нарушений, который направляет в проверявший орган Госстандарта СССР и в вышестоящую организацию.

Территориальный орган Госстандарта СССР осуществляет контроль за выполнением предприятием (организа-

нией) указаний и предписаний путем проведения повторных проверок в намеченные сроки. Рассылка акта вторичной проверки производится в том же порядке, как и после первичной проверки.

Невозможность охвата комплексными проверками всех предприятий-изготовителей и всего массива НТД, действующего в них, обуславливает необходимость целевых проверок, например, соблюдения требований к аттестации и условий производства продукции со Знаком качества, уровня функционирования КС У КП, качества экспортной продукции, организации и деятельности служб ОТК (или КТОС, или главного метролога), внедрения и соблюдения стандартов ЕСТПП (или ЕСКД, или ССБТ, или стандартов по охране природы и т. п.).

За любые нарушения в области стандартизации для виновных предусмотрены определенные меры воздействия (санкции).

Если в результате госнадзора установлено, что проверяемая продукция по своим показателям ниже требований стандартов (ТУ), то, как указывалось выше, руководителю предприятия-изготовителя направляется предписание. Предписание может либо совсем запрещать поставку и реализацию указанной в документе партии продукции, либо запрещать это делать до устранения указанных недостатков и повторной проверки должностным лицом Комитета стандартов. В случаях, когда установлено, что организация и состояние производства на данном предприятии не могут обеспечить выпуск продукции стандартного качества, предписание вообще запрещает поставку всей указанной в нем продукции с определенного числа.

В случае выпуска и реализации указанной в предписаниях продукции к предприятию применяются санкции. В частности, полученная при этом прибыль изымается в доход государства, а реализованная продукция исключается из данных о выполнении плана.

Единственным основанием для отступлений от вступившего в силу государственного стандарта является разрешение Госстандарта СССР. Выпуск продукции с отступлением от стандарта до получения разрешения рассматривается как нарушение, за которое виновные должностные лица привлекаются к ответственности в соответствии с нормами гражданского, трудового и уголовного права. Госстандарт СССР одновременно с выдачей разре-

шения на временное отступление от требований какого-либо стандарта вносит предложение о временном понижении оптовых цен на данную продукцию. Изготовители в этом случае не несут никакой другой имущественной ответственности (штрафы), как это имеет место при поставке нестандартной продукции.

Запрещая изготовление и поставку продукции с показателями ниже требований стандарта, законодательство разрешает поставлять продукцию более высокого качества (обычно по соглашению с заказчиком, оформленному в договоре поставки).

В период внедрения стандарта, т. е. в период между датами утверждения и ввода его в действие, никто не вправе требовать выпуска или поставки продукции по новому стандарту. Однако новый (или пересмотренный) стандарт в этот период является действующим и им можно и желательно пользоваться. Именно тогда на предприятиях будет создаваться возможность для безболезненного перехода на новый нормативный документ строго в установленный срок.

С момента ввода в действие вступают в силу юридические понятия — соблюдение и несоблюдение стандарта данной отраслью, предприятием и даже его подразделением.

Соблюдение стандартов обеспечивается возможностью государственного принуждения, вид и строгость которого зависят от характера нарушений (единичное, многократное), от размера последовавшего ущерба, а также от наличия смягчающих или отягчающих обстоятельств (случайные или умышленные действия, повторность таких действий и т. п.).

Меры дисциплинарного характера могут быть применены за любые нарушения правовых и технико-юридических актов (за недобросовестность в выполнении служебных обязанностей, нарушение правил техники безопасности и противопожарных правил, отступление от описанной технологии, от стандартов и т. п.). Мерами воздействия могут быть замечание (постановка на вид), выговор, строгий выговор, перевод на менее оплачиваемую работу на срок до трех месяцев или смещение на более низкую должность на тот же срок.

Экономические санкции за допущение брака рабочими и служащими относятся к оплате труда и не могут рас-

смагиваться как меры дисциплинарного воздействия.

Особая ответственность за соблюдение законодательства о качестве продукции возлагается на руководящих работников предприятий, в первую очередь на директоров, главных инженеров, начальников ОТК, а также начальников цехов, мастеров, руководителей цеховых ОТК и др. Порядок привлечения к дисциплинарной ответственности таких категорий руководящих работников установлен, в частности, «Положением о дисциплинарной ответственности в порядке подчиненности». Специфической мерой для должностных лиц является денежный начет, производимый комитетами народного контроля. Особенностью здесь является то, что наказание налагается не соподчиненным органом, и то, что оно носит материальный характер. Размер денежного начета определяется в зависимости от причиненного ущерба, но он не должен превышать трех месячных окладов должностного лица.

Уголовная ответственность предусмотрена законодательством только для строго определенного перечня должностных лиц и за особо серьезные по своему характеру нарушения: неоднократный или в крупных размерах выпуск из промышленного предприятия недоброкачественной, или не соответствующей стандартам, либо ТУ, или некомплектной продукции. Предусмотрена также уголовная ответственность должностных лиц за выпуск в продажу недоброкачественных, нестандартных или некомплектных товаров.

Важное значение в деле соблюдения стандартов имеют органы прокуратуры, народного контроля и государственного арбитража. *Прокуратура*, кроме возбуждения уголовных дел о выпуске нестандартной продукции, осуществляет свою деятельность в форме надзора за соблюдением законности, а потому вносит протесты на предмет отмены (изменения) приказов, инструкций, положений или нормативно-технической документации, издаваемых любыми инстанциями от министерств до отдельных предприятий, если они в чем-то противоречат государственным стандартам или другим документам Госстандарта СССР.

Народный контроль должен осуществлять систематические проверки производственной деятельности всех служб предприятий. Он дает обязательные указания об устранении выявленных недостатков и неуклонном соблюдении стандартов.

Лаборатории государственного надзора в этой части должны координировать и осуществлять свою работу в тесном взаимодействии с органами народного контроля.

Государственный арбитраж — орган по рассмотрению хозяйственных споров между организациями — играет большую роль в борьбе с нарушениями требований стандартов при поставках продукции. Предприятия и организации-получатели (потребители, покупатели) при получении по поставкам продукции ненадлежащего качества обязаны взыскивать с изготовителя (поставщика) штраф и сверх него полное возмещение понесенных из-за этого убытков.

Госарбитраж обязан разрешать возникающие при этом разногласия сторон, неуклонно применять к виновным поставщикам установленные санкции (не допуская случаев амнистирования или «полюбовного» соглашения сторон), а также на основе анализа рассмотренных дел направлять в соответствующие инстанции свои предложения о мерах по недопущению в дальнейшем выпуска и поставки нестандартной или некомплектной продукции.

§ 65. КОМПЛЕКСНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ

Вопросы повышения качества продукции являются самыми объемными, самыми животрепещущими для всех стран мира в силу двух основных причин. Во-первых, на международном рынке в связи с выравниванием технических и экономических возможностей все большего числа стран усилилась жесткая конкуренция. Как правило, страны выигрывают конкуренцию за счет качества продукции при примерно одинаковых ценах. При равном качестве предпочтение отдается продукции с лучшим дизайном. Во-вторых, повышение качества продукции является мощным фактором сохранения исчерпаемых природных ресурсов, экономии затрат общественно полезного труда, ускорения темпов повышения благосостояния народа и т. п.

Практическими шагами, подготовившими реализацию комплексного системного подхода к решению проблемы качества продукции, явились созданные на предприятиях страны и получившие широкое распространение системы: саратовская система бездефектного изготовления продукции и сдачи ее ОТК и заказчику с первого предъяв-

ления, горьковская система «Качество, надежность, ресурс с первого изделия», ярославская система научной организации работ по повышению моторесурса, львовская система бездефектного труда. Они взаимно обогатили друг друга и получили широкое общесоюзное распространение в виде различных комплексных систем управления качеством продукции (КС У КП). На их базе были разработаны основные принципы ЕСГ У КП.

Главной целью ЕСГ У КП является государственное управление качеством продукции на всех уровнях народного хозяйства: межотраслевом, отраслевом, объединения (предприятия), а также в территориальном разрезе (по краям, областям, городам).

ЕСГ У КП является составной частью общей системы управления народным хозяйством страны и представляет собой совокупность мероприятий, методов и средств во всех сферах материального производства, обеспечивающих скоординированные действия органов управления в целях достижения существенного повышения эффективности производства и качества продукции за счет увеличения выпуска продукции высшей категории качества, снижения потерь от брака и рекламаций, сокращения сроков освоения новой продукции, расширения экспортных возможностей.

ЕСГ У КП позволяет управлять качеством продукции на всех стадиях жизненного цикла продукции; при исследованиях и проектировании, изготовлении, эксплуатации или потреблении. Для этого министерства и ведомства обеспечивают разработку и внедрение КС У КП в НИИ и КБ, объединениях и предприятиях, на транспорте, у потребителей продукции, в организациях хранения, сбыта и торговли.

Непременной и неотъемлемой частью ЕСГ У КП является государственная аттестация промышленной продукции и госнадзор за введением и соблюдением стандартов, метрологическим обеспечением и качеством продукции.

Рассмотрим задачи, решаемые ЕСГ У КП на разных уровнях. На межотраслевом уровне решают вопросы общего планирования повышения качества продукции, координируются действия отраслей в указанном направлении, производится разработка общих принципов и методов экономического и морального стимулирования, совершенствуются правовые нормы.

На уровне отрасли осуществляется система мер, обеспечивающая проведение единой организационно-технической политики в отраслевой комплексной системе управления качеством продукции. При этом изучаются потребности в продукции отрасли, технические и экономические возможности их удовлетворения, производится разработка программ комплексной и опережающей стандартизации, аттестации продукции отрасли и т. п. В отраслях выделяются головные и базовые организации, а также опорные предприятия по разработке и внедрению КС У КП. Детали создания и схемы ОКС У КП постоянно освещаются в периодической печати и экспонируются на ВДНХ.

На уровне объединений (предприятий), который является основным рабочим уровнем, разрабатывают и внедряют КС У КП. В результате система включает до 200 стандартов предприятий, разбитых по разделам деятельности предприятия и определяющих обязанности, порядок выполнения работ и взаимосвязь подразделений и служб предприятия (построение стандартов предприятий в КС У КП по РДМУ 88—77, а их состав и содержание — по РД 50—138—78).

Формальное (механическое) использование КС У КП даже с родственных предприятий не может обеспечить реализации всех потенциальных возможностей системы. Поэтому на предприятиях (объединениях), где внедряют КС У КП, создают отделы управления качеством продукции либо с теми же задачами и функциями специальные комиссии по КС У КП.

Территориальные системы управления качеством продукции (ТКС У КП) дают возможность советским и партийным органам соответствующей территории (края, области, города или района) наиболее эффективно помогать и контролировать работу предприятий независимо от их ведомственной принадлежности. Эти системы не исключают, а дополняют ОКС У КП и КС У КП предприятий, поскольку включают общественно-политическое и организационно-методическое руководство деятельностью коллективов, обобщение и обмен опытом, организацию социалистического соревнования, преодоление межведомственных разногласий и т. п.

Дальнейшее совершенствование КС У КП заключается в переходе от одноцелевого управления только качеством продукции к многоцелевому управлению производством, обеспечивающему комплексное планомерное воздей-

ствие на все слагаемые эффективности и качества работы предприятия. Системы КС УКП, эффективного использования ресурсов, повышения эффективности производства и др. имеют в основе сложившуюся и успешно действующую КС УКП, к которой на первом этапе планомерно присовокупляют новые стандарты предприятий и одновременно усиливают и расширяют сферу действия прежних. На втором этапе осуществляется органическое слияние обеих частей системы в одну комплексную систему повышения эффективности производства и формирование ее до оптимальной структуры [14].

После опробования на опорных предприятиях отраслей с 1983 г. широко внедряется комплекс государственных стандартов «Управление производственным объединением и промышленным предприятием» (ГОСТ 24525.0—80 и др.). Он направлен на создание прогрессивных систем управления указанного уровня, при которых устойчиво обеспечиваются организационно-технические условия для выполнения плана производства и поставок продукции, управления качеством продукции, ресурсами, развитием производства, социальным развитием коллектива и охраной окружающей среды.

Вопросы для самопроверки.

1. Научно-технические принципы стандартизации и методы их реализации.
2. Значение и примеры систем общетехнических и организационно-методических стандартов.
3. Главнейшие показатели качества продукции.
4. Характеристика и вид коэффициентов применяемости и повторяемости.
5. Службы предприятий, обеспечивающие качество продукции на различных стадиях ее создания.
6. Основные права и обязанности служб КТОС, ОТК, главного метролога.
7. Кто, зачем и в каком порядке осуществляет нормоконтроль технической документации?
8. Уровни действия КС УКП и соответствующие им отличия в решаемых задачах.
9. Значимость и задачи территориальных систем КС УКП.
10. Пути дальнейшего совершенствования КС УКП.
11. Категории качества при аттестации промышленной продукции. Когда и на какой срок ей присваивается Знак качества?
12. Состав и порядок работы государственных аттестационных комиссий.
13. Кто и с какой целью осуществляет госнадзор за внедрением и соблюдением стандартов и качеством продукции?
14. Какие санкции дисциплинарного характера предусмотрены для работников промышленности за нарушение стандартов?
15. Для какой категории работников и в каких случаях за несоблюдение стандартов предусмотрена уголовная ответственность?
16. Роль служб комитета народного контроля, прокуратуры и Госарбитража в обеспечении высокого качества промышленной продукции?

ПРИЛОЖЕНИЕ

Значения $\Phi(z)$

z^*	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,0000	0,0040	0,0080	0,0120	0,0160	0,0199	0,0239	0,0279	0,0319	0,0359
0,1	0,398	0,438	0,478	0,517	0,557	0,596	0,636	0,675	0,714	0,753
0,2	0,793	0,832	0,871	0,910	0,948	0,987	1,026	1,064	1,103	1,141
0,3	1,179	1,217	1,255	1,293	1,331	1,368	1,406	1,443	1,480	1,517
0,4	1,554	1,591	1,628	1,664	1,700	1,736	1,772	1,808	1,844	1,879
0,5	1,915	1,950	1,985	2,019	2,054	2,088	2,123	2,157	2,190	2,224
0,6	2,257	2,291	2,324	2,357	2,389	2,422	2,454	2,486	2,517	2,549
0,7	2,580	2,611	2,642	2,673	2,703	2,734	2,764	2,794	2,823	2,852
0,8	2,881	2,910	2,939	2,967	2,995	3,023	3,051	3,078	3,106	3,133
0,9	3,159	3,186	3,212	3,238	3,264	3,289	3,315	3,340	3,365	3,389
1,0	3,413	3,438	3,461	3,485	3,508	3,531	3,554	3,577	3,599	3,621
1,1	3,643	3,665	3,686	3,708	3,729	3,794	3,770	3,790	3,810	3,830
1,2	3,849	3,869	3,888	3,907	3,925	3,944	3,962	3,980	3,997	4,015
1,3	4,032	4,049	4,066	4,082	4,099	4,115	4,131	4,147	4,162	4,177
1,4	4,192	4,207	4,222	4,236	4,251	4,265	4,279	4,292	4,306	4,319
1,5	4,332	4,345	4,357	4,370	4,382	4,394	4,406	4,418	4,429	4,441
1,6	4,452	4,463	4,474	4,484	4,495	4,505	4,515	4,525	4,535	4,545

Продолжение прил.

z *	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,7	0,4554	0,4561	0,4573	0,4582	0,4591	0,4599	0,4608	0,4616	0,4625	0,4633
1,8	4641	4649	4656	4664	4671	4678	4686	4693	4699	4706
1,9	4713	4719	4726	4732	4738	4744	4750	4756	4761	4767
2,0	4772	4778	4783	4788	4793	4798	4803	4808	4812	4817
2,1	4821	4826	4830	4834	4838	4842	4846	4850	4854	4857
2,2	4861	4864	4868	4871	4875	4878	4881	4884	4887	4890
2,3	4893	4896	4898	4901	4904	4906	4909	4911	4913	4916
2,4	4918	4920	4922	4925	4927	4929	4931	4932	4934	4936
2,5	4938	4940	4941	4943	4945	4946	4948	4949	4951	4952
2,6	4953	4955	4956	4957	4959	4960	4961	4962	4963	4964
2,7	4965	4966	4967	4968	4969	4970	4971	4972	4973	4974
2,8	4974	4975	4976	4977	4977	4978	4979	4979	4980	4981
2,9	4981	4982	4982	4983	4984	4984	4985	4985	4986	4986
3,0	4986	4987	4987	4988	4988	4989	4989	4989	4990	4990
3,1	4990	4991	4991	4991	4991	4992	4992	4992	4992	4993
3,2	4993	4993	4993	4993	4994	4994	4994	4994	4995	4995
3,3	4995	4995	4995	4996	4996	4996	4996	4996	4997	4997

* Первый столбец содержит первые две цифры значения z, верхняя строка — третью цифру (второе место после запятой), в остальных строках указаны значения Ф (z) с точностью до четвертого знака.

1. Актуальные проблемы международной стандартизации на современном этапе. Труды ВНИИС. М.: ВНИИС, 1979, вып. 37. 64 с.
2. Болдин Л. А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении. Саратов: СГУ, 1974. 200 с.
3. Борушек С. С. Совершенствование комплекса стандартов ЕСКД. — Стандарты и качество, 1982, № 9, с. 20—23.
4. Допуски и посадки. Справочник в 2-х ч./Под ред. В. Д. Мягкова. Изд. 6-е. Л.: Машиностроение, 1983, ч. 1. 543 с.; ч. 2. 477 с.
5. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении. Справочник/Под общ. ред. В. В. Бойцова. М.: Издательство стандартов, 1979, т. 1, 211 с.
6. Зябрева Н. Н., Перельман Е. И., Шегал М. Я. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». М.: Высшая школа, 1977. 201 с.
7. Карпухин И. М., Яхин Б. А. Посадки подшипников качения в системе ОСТ и ЕСКД СЭВ. — Стандарты и качество, 1982, № 1, с. 35—40.
8. К вопросу обоснования системы понятий в области унификации/С. В. Крейтер, В. М. Постыка, Б. И. Чернов, О. В. Ярменко. — Стандарты и качество, 1983, № 9, с. 26—30.
9. Контроль качества продукции в машиностроении/Под ред. А. Э. Артеса. М.: Издательство стандартов, 1980. 271 с.
10. Марков А. Л. Измерение зубчатых колес. Изд. 4-е. Л.: Машиностроение, 1977. 279 с.
11. Методические указания по внедрению ГОСТ 1643—72 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски». М.: Издательство стандартов, 1975. 110 с.
12. Основы стандартизации и контроля качества/Под ред. В. В. Ткаченко. М.: Издательство стандартов, 1973. 432 с.
13. Основные принципы единой системы Государственного управления качеством продукции. — Стандарты и качество, 1979, № 3, с. 4—6.
14. От управления качеством продукции к комплексному повышению эффективности производства. — Стандарты и качество, 1981, № 4, с. 4—10; № 5, с. 3—10.
15. Порядок аттестации промышленной продукции по двум категориям качества. — Стандарты и качество, 1984, № 10, с. 3—6.
16. Рекомендации по внедрению стандартов СЭВ на допуски и посадки гладких соединений (ЕСКД СЭВ). М.: Издательство стандартов, 1980. 95 с.
17. Романов А. Д., Панов В. П. Переход на опережающую стандартизацию продукции. — Стандарты и качество, 1983, № 8, с. 3—5.
18. Системный подход в реализации принципа функциональной взаимозаменяемости/Г. Кунов, Х. Вюрпель, Г. Хертель, А. Д. Никифоров. — Стандарты и качество, 1982, № 4, с. 13—15.

19. Справочник контролера машиностроительного завода/Под ред. А. И. Якушева. Изд. 3-е. М.: Машиностроение, 1980. 527 с.

20. Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1972. 368 с.

21. Типовое положение об отделе (управлении) технического контроля промышленного предприятия (объединения). — Стандарты и качество, 1980, № 2, с. 5—6.

22. Швандар В. А., Соколова Л. Г. Основные методические вопросы определения экономической эффективности стандартизации. — Стандарты и качество, 1982, № 1, с. 16—18.

23. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. Изд. 5-е. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.

24. Якушев А. И., Бежелукова Е. Ф., Плуталов В. Н. Допуски и посадки ЕСПД СЭВ для гладких цилиндрических деталей. М.: Издательство стандартов, 1978. 255 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- | | |
|--|---|
| А Агрегатирование 5
Арбитраж государственный 259
Аттестация качества промышленной продукции 250—254 | Д Диаметр приведенный средний резьбы 147—150
Допуск 36
— зависимый и независимый 95
— замыкающего размера 223
— посадки 40
— расположения осей отверстий под крепежные детали 100—102
— углов и конусов 131—136
— формы и расположения 92—95
Допуски и посадки для гладких изделий металлических 45—49
— гладких изделий из пластмасс 52, 53
— метрических резьб 143—147 |
| Б Базовая длина 21
Бисение 90—91
Бочкообразность 86 | |
| В Взаимозаменяемость
— внешняя, внутренняя 34
— полная 32—33
— размерная 34
— функциональная 33
Вогнутость 86
Волнистость 30, 31
Выпуклость 86 | |
| Г Госнадзор 254—255
Госстандарт СССР 7
задачи 7
— органы и службы 8 | |

- подшипников качения 120—125
- резьбовых изделий из пластмасс 156, 157
- шлицевых соединений прямобоковых 166—170
- шлицевых соединений эвольвентных 173—176
- шпоночных соединений 164—166
- Е** Единица допуска 43
- З** Зазор 38
 - боковой в зубчатой передаче 183, 201—203
 - Запас точности 55, 64
 - Звенья размерной цепи 218, 219
 - Знак качества 251
 - Зубчатые передачи цилиндрические:
 - деление по эксплуатационным требованиям 176, 177
 - конические 211
 - червячные 212
 - элементы 179
- И** Измерение 105
Интервалы размеров 44
ИСО 16, 17
- К** Калибры гладкие 106—113
 - конусные 138
 - нормальные 116
 - резьбовые 152—156
 - шлицевые 171—173
 Качество продукции 236
 - показатели 239—243
 Квалитеты 44
Кинематическая точность зубчатой передачи:
 - комплексные показатели 186—189
 - комплексы показателей 191—193
 Классы точности:
 - гладких соединений 48
 - подшипников качения 118
 - свободных размеров 80
 Контроль 105
Конусности нормальные 176
Конусообразность 86
Круглость 84
- КС У КП 259—262
КТ ОС 244—245
- Л** Линия нулевая 37
- М** Межцентромер 192
МЭК 16
- Н** Натяг 39
Научно-технические принципы и методы стандартизации 231—235
Нормоконтроль 245—246
НТД 6
- О** Овальность 86
Огранка 86
Окружность прилегающая 85
Отдел главного метролога 249, 250
ОТК 246—248
Отклонение
 - основное 44, 45
 - расположения 87, 88
 - формы 86, 87
 Отклонения предельные 37
 - , указание на чертежах 38
- П** Параметры посадок, пересчет предельных на вероятные 75, 76
ПКС СЭВ 19
Плавность работы зубчатой передачи 194—197
Поверхности:
 - конические 128
 - нормальные 85
 - охватываемые, охватывающие 41
 - прилегающие 85
 - реальные 85
 Погрешности:
 - систематические 228
 - случайные 228
 Подшипники качения:
 - , система допусков 117—119
 - , назначение посадок 120—125
 Поля допусков 37, 53, 54
Посадки:
 - замены 54—55
 - , обозначение 51
 - , подбор 71—74
 - , расчет 61—70

- с зазором 56, 57
- Предел проходной, не-
проходной 37
- Приведенный средний диа-
метр резьбы см. Диа-
метр приведенный сред-
ний резьбы
- Профилограмма 21
- Пятно контакта зубьев
в передаче 198
- Р** Размер номинальный 34
 - действительный 36
 - замыкающий 218
- Размеры:
 - нормальные линейные 35
 - предельные 37
- РД 6
- Резьба метрическая:
 - , допуски 143—147
 - , контроль 150—156
 - , обозначения 147
 - , профиль 147
 - , степени точности 143
- Резьбы метрические 156—
160
- Резьба трапецеидальная
161
 - трубная 162
 - упорная 162
- С** Санкции за несоблюдение
стандартов 257, 258
- Седлообразность 87
- Система допусков и по-
садок 40
- Соединения 38, 39
- Сопряжения в зубчатых пе-
редачах 184
 - , контрольные показа-
тели 203—208
 - , расчет 201
- Стандарты:
 - категории 9—11
 - срок действия 13
 - , стадии разработки 14,
15
- Стандартизация 4
 - , планирование работ 13,
14
- СЭВ 17, 19
- Т** Типизация 5
- ТУ 6
- У** Углы нормальные 127
- Унификация 4
 - , показатели 241, 242
- Ц** Цепи размерные:
 - , классификация 218
 - , расчет вероятностный
228—231
 - , расчет на $\max - \min$
222—226
 - , расчет с компенсато-
ром 226, 227
- Ш** Шероховатость поверхно-
сти 21
 - , обозначение на черте-
жах 27
 - , параметры 22, 23

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Основные понятия о стандартизации	4
§ 1. Исходные определения	4
§ 2. Развитие государственной системы стандартизации в СССР	6
§ 3. Государственный комитет СССР по стандартам, его органы и службы	7
§ 4. Категории и виды стандартов	9
§ 5. Планирование работ по стандартизации	13
§ 6. Порядок разработки, утверждения, внедрения и обозначения стандартов	14
§ 7. Международная стандартизация	16
Глава 2. Стандартизация шероховатости и волнистости поверхностей деталей	20
§ 8. Нормирование и методы оценки шероховатости поверхностей	20
§ 9. Обозначение шероховатости поверхностей на чертежах	27
§ 10. Понятие о волнистости поверхностей	30
Глава 3. Единая система допусков и посадок гладких соединений	32
§ 11. Термины, определения и основные положения в области взаимозаменяемости	32
§ 12. Принципы построения систем допусков и посадок	40
§ 13. Система допусков и посадок СЭВ для размеров до 10 000 мм и ее сравнение с системами ИСО и ОСТ	45
§ 14. Система допусков и посадок деталей из пластмасс	52
§ 15. Замены полей допусков и посадок системы ОСТ на СЭВ	53
§ 16. Характеристика основных видов стандартных посадок	56
§ 17. Назначение и расчет посадок	61
§ 18. Подбор посадок из сочетаний стандартных полей допусков	71
§ 19. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками	80
Глава 4. Стандартизация отклонений формы и расположения поверхностей деталей	83
§ 20. Термины и определения в области отклонений формы и расположения поверхностей	83

	§ 21. Нормирование отклонений формы в расположении поверхностей	92
	§ 22. Указание на чертежах предельных отклонений формы и расположения поверхностей	98
	§ 23. Допуски расположения осей отверстий крепежных деталей	100
	§ 24. Понятие о калибрах расположения	103
Глава 5.	Контроль размеров деталей гладкими калибрами	104
	§ 25. Принципы контроля деталей гладкими калибрами. Конструктивные особенности калибров	104
	§ 26. Допуски на гладкие калибры	110
	§ 27. Калибры предельные для контроля глубин и высот уступов	114
	§ 28. Понятие о нормальных калибрах	116
Глава 6.	Система допусков и посадок подшипников качения	117
	§ 29. Особенности системы допусков подшипников качения	117
	§ 30. Назначение посадок для колец подшипников качения	120
Глава 7.	Допуски на угловые размеры. Взаимозаменяемость, методы и средства контроля конических соединений	127
	§ 31. Нормальные углы и конусности	127
	§ 32. Системы допусков и посадок на угловые размеры и конические соединения	131
	§ 33. Инструментальные конусы	136
	§ 34. Понятие об измерении и контроле углов и конусов	138
Глава 8.	Взаимозаменяемость, методы и средства контроля резьбовых соединений	139
	§ 35. Разновидности и особенности резьбовых соединений	139
	§ 36. Метрическая резьба	140
	§ 37. Допуски метрических резьб	143
	§ 38. Контроль метрических резьб калибрами	150
	§ 39. Разновидности метрических резьб	156
	§ 40. Особенности задания допусков для трапецеидальных и других цилиндрических резьб	161
Глава 9.	Взаимозаменяемость, методы и средства контроля шпоночных и шлицевых соединений	163
	§ 41. Исходные положения	163
	§ 42. Допуски, посадки и контроль шпоночных соединений	164
	§ 43. Допуски, посадки и контроль прямобоочных шлицевых соединений	166
	§ 44. Допуски, посадки и контроль шлицевых соединений с эвольвентным профилем зуба	173
	§ 45. Особенности оформления чертежей шлицевых соединений	177

Глава 10.	Взаимозаменяемость, методы и средства контроля зубчатых и червячных передач	177
§ 46.	Общие положения по нормированию точности зубчатых передач	177
§ 47.	Степени точности и виды сопряжений цилиндрических зубчатых передач	181
§ 48.	Кинематическая точность, ее нормирование и контроль	186
§ 49.	Плавность работы, ее нормирование и контроль	194
§ 50.	Контакт зубьев, его нормирование и контроль	197
§ 51.	Вид сопряжения, его нормирование и контроль	200
§ 52.	Структурная схема системы допусков цилиндрических зубчатых передач	209
§ 53.	Огличительные особенности систем допусков конических и червячных зубчатых передач	211
§ 54.	Требования к точности заготовок для зубчатых колес	212
§ 55.	Особенности оформления чертежей зубчатых колес	214
Глава 11.	Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи	217
§ 56.	Основные термины и определения	217
§ 57.	Решение плоских размерных цепей по методу полной взаимозаменяемости	222
§ 58.	Решение размерных цепей методами пригонки и регулирования	226
§ 59.	Применение теории вероятностей к расчету допусков в размерных цепях	228
Глава 12.	Стандартизация и управление качеством продукции	231
§ 60.	Научно-технические принципы, методы и экономическая эффективность стандартизации	231
§ 61.	Оценка технического уровня качества промышленной продукции	236
§ 62.	Службы предприятий, обеспечивающие заданное качество продукции	244
§ 63.	Система государственной аттестации качества промышленной продукции	250
§ 64.	Система государственного надзора и санкции за нарушения в области стандартизации	254
§ 65.	Комплексные системы управления качеством продукции	259
Приложение		263
Список литературы		265
Предметный указатель		266

Лев Андреевич Болдин

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ
И СТАНДАРТИЗАЦИИ
В МАШИНОСТРОЕНИИ

Редактор *Н. А. Лебедева*
Художественный редактор *И. К. Капранова*
Переплет художника *А. Н. Ковалева*
Технический редактор *В. И. Орешкина*
Корректор *Н. И. Шарунина*

ИБ № 4041

Сдано в набор 22.06.84. Подписано в печать
08.10.84. Т-20208. Формат 84×108¹/₃₂. Бумага
типографская № 1. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 14,28.
Усл. кр.-отт. 14,28. Уч.-изд. л. 15,4.
Тираж 71000 экз. Заказ № 171. Цена 85 к.

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромчинский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового
Красного Знамени Ленинградского объединения
«Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комите-
те СССР по делам издательства, полиграфии и
книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.