

Министерство образования и науки РФ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
Государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский государственный технологический университет»

Б.С. Леонтьев

**МЕТРОЛОГИЯ,
СТАНДАРТИЗАЦИЯ,
СЕРТИФИКАЦИЯ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
для студентов механического факультета**

**Нижекамск
2010**

УДК 006

Л 47

Леонтьев, Б. С.

Метрология, стандартизация, сертификация : учебное пособие / Б.С. Леонтьев. - Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2010. – 173 с.

Даны основы стандартизации, взаимозаменяемости изделий, метрологии, технических измерений, сертификации.

Предназначено для студентов механического факультета НХТИ.

Подготовлено на кафедре МАХП Нижнекамского химико-технологического института (филиала) КГТУ.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) КГТУ.

Рецензенты:

Насыров М. Н., главный конструктор проектно-конструкторского центра ОАО «Нижнекамскнефтехим»;

Латыпов Д.Н., кандидат технических наук, доцент.

УДК 006

© Леонтьев Б.С., 2010.

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2010.

ВВЕДЕНИЕ

В современной рыночной экономике конкурентоспособность выпускаемой предприятием продукции определяет жизнеспособность данного предприятия. Одним из главных факторов, влияющих на конкурентоспособность продукции, работ и услуг, является их качество.

Метрология, стандартизация и сертификация являются теми инструментами, использование которых позволяет производителю обеспечить качество выпускаемой продукции, работ и услуг, конкурентоспособность и эффективность производства.

Проблема качества является важнейшим фактором повышения уровня жизни, экономической, социальной и экологической безопасности. Международная организация по стандартизации определяет качество (стандарт ИСО-8402) как совокупность свойств и характеристик продукции или услуги, которые придают им способность удовлетворять обусловленные или предполагаемые потребности. Требования к качеству на международном уровне определены стандартами ИСО серии 9000. Эти стандарты установили единый признанный в мире подход к договорным условиям по оценке систем качества и одновременно регламентировали отношения между производителями и потребителями продукции.

В 1993 г. принята новая редакция комплекса государственных основополагающих стандартов «Государственная система стандартизации Российской Федерации (ГСС)», которая приближает организацию стандартизации в РФ к международным правилам и учитывает реалии рыночной экономики. Новая система стандартизации дает возможность участвовать в процессе создания стандарта всем заинтересованным сторонам: изготовителям продукции, потребителям, разработчикам проектов, представителям общественных организаций, отдельным специалистам.

Взаимозаменяемость выражается в том, что при сборке нет необходимости в подгонке соединяемых деталей и комплектующих изделий, а конечная продукция имеет заданные технические характеристики. Одним из основных условий осуществления взаимозаменяемости является точность деталей, узлов и комплектующих изделий по геометрическим параметрам, к которым относятся: точность размеров или нормированные допуски; характер соединения деталей при сборке (посадка); точность формы и расположения поверхностей; шероховатость и волнистость поверхностей.

Вопросами теории и практики обеспечения единства измерений занимается **метрология**. Точность размеров, формы и расположения поверхностей, а также шероховатость поверхностей в настоящее время оцениваются долями микрометров. Поэтому измерение может осуществляться при наличии соответствующих технических средств и отработанной техники проведения измерений. Уровень требуемой точности измерений

способна обеспечить стандартизация на международном, региональном и национальном уровне.

Сертификация продукции, работ и услуг заключается в подтверждении соответствия продукции установленным требованиям и напрямую связана с качеством. Система оценки и подтверждения соответствия является одним из механизмов контроля качества и безопасности продукции, работы и услуги и потому должна гармонично сочетаться с другими формами контроля – государственным контролем и надзором, лицензированием, добровольной сертификацией.

ТЕМА 1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О СТАНДАРТИЗАЦИИ, СЕРТИФИКАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ

1.1 Стандартизация

Определение понятия «Стандартизация» дано Законом РФ «О техническом регулировании», который вступил в действие с 1 июля 2003 г.

Стандартизация – деятельность по установлению правил и характеристик в целях их добровольного многократного использования, направленная на достижение упорядоченности в сферах производства и обращения продукции и повышение конкурентоспособности продукции, работ или услуг.

Основные понятия закона, касающиеся стандартизации:

стандарт – документ, в котором в целях добровольного многократного использования устанавливаются характеристики продукции, правила осуществления и характеристики процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации, выполнения работ или оказания услуг. Стандарт также может содержать требования к терминологии, символике, упаковке, маркировке или этикеткам и правилам их нанесения;

международный стандарт – стандарт, принятый международной организацией;

национальный стандарт – стандарт, утвержденный национальным органом Российской Федерации по стандартизации;

технический регламент – документ, который принят международным договором Российской Федерации, ратифицированным в порядке, установленном законодательством Российской Федерации, или федеральным законом, или указом Президента Российской Федерации, или постановлением Правительства Российской Федерации и устанавливает обязательные для применения и исполнения требования к объектам технического регулирования (продукции, в том числе зданиям, строениям и сооружениям, процессам производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации).

Технические регламенты принимаются в целях:

- защиты жизни или здоровья граждан, имущества физических или юридических лиц, государственного или муниципального имущества;
 - охраны окружающей среды, жизни или здоровья животных и растений;
 - предупреждения действий, вводящих в заблуждение приобретателей.
- Принятие технических регламентов в иных целях не допускается.

1.1.1 Цели стандартизации

Стандартизация осуществляется в целях:

- повышения уровня безопасности жизни или здоровья граждан, имущества физических или юридических лиц, государственного или муниципального имущества, экологической безопасности, безопасности жиз-

ни или здоровья животных и растений и содействия соблюдению требований технических регламентов;

- повышения уровня безопасности объектов с учетом риска возникновения чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера;
- обеспечения научно-технического прогресса;
- повышения конкурентоспособности продукции, работ, услуг;
- рационального использования ресурсов;
- технической и информационной совместимости;
- сопоставимости результатов исследований (испытаний) и измерений, технических и экономико-статистических данных;
- взаимозаменяемости продукции.

1.1.2 Принципы стандартизации

Стандартизация осуществляется в соответствии с принципами:

- добровольного применения стандартов;
- максимального учета при разработке стандартов законных интересов заинтересованных лиц;
- применения международного стандарта как основы разработки национального стандарта, за исключением случаев, если такое применение признано невозможным вследствие несоответствия требований международных стандартов климатическим и географическим особенностям Российской Федерации, техническим и (или) технологическим особенностям или по иным основаниям либо Российская Федерация в соответствии с установленными процедурами выступала против принятия международного стандарта или отдельного его положения;
- недопустимости создания препятствий производству и обращению продукции, выполнению работ и оказанию услуг в большей степени, чем это минимально необходимо для выполнения целей, указанных в подразделе 1.1.1;
- недопустимости установления таких стандартов, которые противоречат техническим регламентам;
- обеспечения условий для единообразного применения стандартов.

1.1.3 Документы в области стандартизации

К документам в области стандартизации, используемым на территории Российской Федерации, относятся:

- национальные стандарты;
- правила стандартизации, нормы и рекомендации в области стандартизации;
- применяемые в установленном порядке классификации, общероссийские классификаторы технико-экономической и социальной информации;
- стандарты организаций.

Национальные стандарты и общероссийские классификаторы экономической и социальной информации, в том числе правила их разработки и

применения, представляют собой национальную систему стандартизации.

Национальный орган по стандартизации:

- утверждает национальные стандарты;
- принимает программу разработки национальных стандартов;
- организует экспертизу проектов национальных стандартов;
- обеспечивает соответствие национальной системы стандартизации интересам национальной экономики, состоянию материально-технической базы и научно-техническому прогрессу;
- осуществляет учет национальных стандартов, правил стандартизации, норм и рекомендаций в этой области и обеспечивает их доступность заинтересованным лицам;
- создает технические комитеты по стандартизации и координирует их деятельность;
- организует опубликование национальных стандартов и их распространение;
- участвует в соответствии с уставами международных организаций в разработке международных стандартов и обеспечивает учет интересов Российской Федерации при их принятии;
- утверждает изображение знака соответствия национальным стандартам;
- представляет Российскую Федерацию в международных организациях, осуществляющих деятельность в области стандартизации.

1.1.4 Международные организации по стандартизации

Головной международной организацией в области стандартизации является ИСО. Комитетами – членами ИСО являются национальные организации по стандартизации, которые изъявили согласие выполнять требования Устава и правил процедуры ИСО.

Высшим руководящим органом ИСО является Генеральная ассамблея, которая состоит из представителей всех национальных организаций по стандартизации (комитетов-членов), и которая созывается не реже одного раза в три года.

В период между сессиями Генеральной ассамблеи руководство организацией осуществляет Совет, который рассматривает и принимает решения по всем вопросам деятельности ИСО и собирается на заседания не реже одного раза в год.

Совету ИСО подчиняются 7 комитетов:

- СТАКО – комитет по изучению научных принципов стандартизации;
- ПЛАКО – техническое бюро, которое подготавливает предложения по планированию работы ИСО, а также по организации и координации технических сторон работы;

- КАСКО – комитет по оценке соответствия, который изучает вопросы организации сертификации продукции на соответствие стандартам;
- ИНФКО – комитет по научно-технической информации;
- ДЕВКО – комитет по оказанию помощи развивающимся странам;
- КОПОЛКО – комитет по защите интересов потребителей;
- РЕМКО – комитет по стандартным образцам (эталонам).

Вся работа ИСО по разработке и согласованию проектов международных стандартов осуществляется рабочими органами ИСО, техническими комитетами, подкомитетами и рабочими группами.

Порядок разработки международных стандартов, функции органов ИСО и их секретариатов определены «Директивами по технической работе ИСО», утвержденными Советом ИСО.

1.1.5 Органы и службы стандартизации РФ

Государственное управление стандартизацией в Российской Федерации осуществляет Государственный комитет РФ по стандартизации и метрологии (Госстандарт России). Работы по стандартизации в области строительства организует Государственный комитет по жилищной и строительной политике (Госстрой России).

Госстандарт осуществляет свои функции непосредственно и через созданные им органы. К территориальным органам Госстандарта относятся центры стандартизации и метрологии (ЦСМ), которых на территории РФ более 100.

К российским службам стандартизации относятся научно-исследовательские институты Госстандарта РФ (20 институтов) и технические комитеты по стандартизации:

ВНИИстандарт – головной институт в области Государственной системы стандартизации;

ВНИИС – головной институт в области сертификации продукции (услуг) и систем управления качеством продукции (услуг);

ВНИИНМАШ – головной институт в области разработки научных основ унификации и агрегатирования в машиностроении и приборостроении;

ВНИИКИ – головной институт в области разработки и дальнейшего развития Единой системы классификации и кодирования технико-экономической информации, стандартизации научно-технической терминологии.

Деятельность по стандартизации осуществляется и другими федеральными органами исполнительной власти в пределах их компетенции. Они при необходимости создают подразделения (службы) стандартизации и (или) назначают головные организации по стандартизации. Субъекты хозяйственной деятельности также организуют и проводят работы по стандартизации. Их подразделения (службы) стандартизации выполняют научно-исследовательские, опытно-конструкторские и другие рабо-

ты по стандартизации, а также осуществляют организационно-методическое и научно-техническое руководство работами по стандартизации на предприятии.

1.1.6 Виды национальных стандартов РФ:

- **основополагающие стандарты** устанавливают общие организационно-технические положения для определенной области деятельности; общетехнические требования, нормы и правила, обеспечивающие взаимопонимание, техническое единство и взаимосвязь различных областей науки, техники и производства в процессах создания и использования продукции, процессов и услуг, а также обеспечивающие безопасность продукции, работ и услуг для жизни, здоровья, имущества, и другие общественные требования;

- **стандарты на продукцию** (услуги) устанавливают требования к группам однородной продукции (общие технические условия – ОТУ) или к конкретной продукции (технические условия – ТУ);

- **стандарты на работы** (процессы) устанавливают основные требования к методам (способам, приемам, режимам, нормам) выполнения различного рода работ в технологических процессах изготовления, хранения, эксплуатации, ремонта и утилизации продукции;

- **стандарты на методы контроля** (испытаний, измерений, анализа) устанавливают методы (способы, приемы, методики и др.) проведения испытаний, измерений, анализа продукции при ее создании, сертификации и использовании.

1.1.7 Категории стандартов:

Государственный стандарт Российской Федерации (ГОСТ Р) принимается Госстандартом России или Госстроем России. К объектам ГОСТ Р относятся продукция, работы и услуги, имеющие межотраслевое значение.

Стандарт отрасли (ОСТ) разрабатывается и применяется государственными органами в пределах их компетенции применительно к продукции, работам и услугам отраслевого значения.

Здесь под отраслью понимается совокупность хозяйствующих субъектов независимо от их ведомственной принадлежности и форм собственности, разрабатывающих и (или) производящих продукцию определенных видов, которые имеют однородное потребительское или функциональное назначение. Стандарты отраслей не должны нарушать обязательные требования государственных стандартов.

Стандарт предприятия (СТП) – стандарт, утвержденный предприятием. Объектами стандартизации СТП являются составляющие организации и управления производством, направленные на повышение его эффективности; продукция, производимая этим предприятием; методы расчета; технологические нормы и требования; типовые процессы изготовления; оснастка; инструмент и т.п.

Стандарт научно-технического, инженерного общества (СТО). Его объектами являются, как правило, новые оригинальные виды продукции и услуг, технология, новые принципы управления производством, методы испытаний и т.п. СТО также, как СТП, не должны нарушать обязательные требования государственных стандартов.

Международный стандарт – стандарт, принятый международной организацией по стандартизации. Такие стандарты носят добровольный, рекомендательный характер.

Региональный стандарт – стандарт, принятый региональной организацией по стандартизации.

Межгосударственный стандарт (ГОСТ) – стандарт, принятый государствами, присоединившимися к соглашению о проведении согласованной политики в области стандартизации, метрологии и сертификации.

Национальный стандарт – стандарт, принятый национальным органом по стандартизации.

В перечень нормативных документов включен **технический регламент**, который содержит в себе требования, нормы и правила технического характера, подлежащие обязательному исполнению.

К нормативным документам относятся также общероссийские классификаторы технико-экономической информации (ОКТЭИ).

Общероссийский классификатор технико-экономической и социальной информации – официальный документ, в котором представлены систематизированные своды наименований и кодов классификационных группировок и (или) объектов классификации в области технико-экономической и социальной информации (ОКП – общероссийский классификатор продукции; ОКПО – общероссийский классификатор предприятий, организаций).

Правила по стандартизации (ПР) – нормативный документ по стандартизации, принимаемый Госстандартом или Госстроем России. ПР разрабатываются на конкретные производственные процессы и их элементы, связанные с решением задач организации и управления работами по стандартизации, метрологии, сертификации, аккредитации, лицензированию, государственному контролю и надзору за соблюдением обязательных требований технических регламентов, государственных и межгосударственных стандартов. Если ПР прошли регистрацию в Минюсте России, то требования, содержащиеся в них, являются обязательными.

Норма – нормативный документ, содержащий положения, устанавливающие количественные меры и качественные критерии, которые должны быть удовлетворены в процессе производства или работы.

Рекомендации (Р) – нормативный документ, содержащий добровольные для применения организационно-технические и (или) общетехнические положения, правила, методы выполнения работ.

ПР и Р разрабатываются, как правило, организациями, подведомственными Госстандарту РФ или Госстрою РФ.

1.1.8 Методы стандартизации

Под методом стандартизации понимается прием или совокупность приемов, которые обеспечивают достижение поставленных целей.

Можно выделить следующие методы, применяемые в стандартизации:

- упорядочение объектов;
- параметрическая стандартизация;
- унификация;
- агрегатирование;
- комплексная стандартизация;
- опережающая стандартизация.

1.1.8.1 Упорядочение объектов

Систематизация и отбор объектов стандартизации, симплификация, типизация и оптимизация объектов стандартизации составляют содержание метода упорядочения.

а) **Систематизация** объектов стандартизации заключается в научно-обоснованном, последовательном классифицировании и ранжировании совокупности конкретных объектов стандартизации. Например, ОКП – Общероссийский классификатор продукции. Он представляет собой систематизированный свод кодов и наименований продукции и состоит из классификационной (К-ОКП) и ассортиментной (А-ОКП) частей. Классификационная часть представляет собой свод кодов и наименований классификационных группировок (класс–подкласс–группа–подгруппа–вид), систематизирующих продукцию по определенным признакам. Ассортиментная часть – свод кодов и наименований, идентифицирующих конкретные типы, марки и т.п.

б) **Отбор объектов стандартизации** – деятельность, заключающаяся в отборе таких конкретных объектов, которые признаются целесообразными для дальнейшего применения в производстве.

в) **Симплификация** заключается в ограничении номенклатуры применяемых в производстве изделий, основных и вспомогательных материалов до такого количества, которое является достаточным для удовлетворения существующей потребности.

г) **Типизация объектов стандартизации** – деятельность, направленная на разработку и установление типовых объектов, конструктивных, технологических, организационных и экономических решений. Суть типизации состоит в распространении единого признака на всю совокупность объектов одного назначения. Признаками типизации могут быть конструктивные решения, порядок действий, производственные условия и т.п.

д) **Оптимизация объектов стандартизации** заключается в определении оптимальных (главных) параметров, а также значений всех других показателей, обеспечивающих заданный уровень качества.

1.1.8.2 Параметрическая стандартизация

а) **Выбор и обоснование параметрических рядов** стандартизуемых объектов – это выбор и установление целесообразных численных значений параметров, подчиняющихся строго определенной математической закономерности. Параметры изделий делятся на основные и главные, причем главные выделяются из числа основных. **Основные параметры** определяют характерные конструктивно-технологические и эксплуатационные свойства изделий и процессов. В качестве **главных** принимают такие основные параметры, которые отличаются стабильностью при технических усовершенствованиях, не зависят от применяемых материалов и технологии изготовления и наиболее полно характеризуют конструктивно-технологические и эксплуатационные свойства изделий и процессов. Параметрические ряды машин, приборов и других объектов стандартизации рекомендуется строить на базе предпочтительных чисел.

б) **Система предпочтительных чисел** является основанием для выбора величин и градаций параметров всех видов продукции, что позволяет наилучшим образом согласовать и увязать между собой изделия, полуфабрикаты, материалы, транспортные средства, технологическое, контрольно-измерительное и другое оборудование. Ряды предпочтительных чисел включают целые степени десяти и имеют знаменатели геометрической прогрессии, равные $\sqrt[5]{10} \approx 1,6$; $\sqrt[10]{10} \approx 1,25$; $\sqrt[20]{10} \approx 1,12$; $\sqrt[40]{10} \approx 1,06$; $\sqrt[80]{10} \approx 1,03$.

Установлено четыре основных десятичных ряда предпочтительных чисел:

$$R5 - \varphi = 1,6 \quad (1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10...);$$

$$R10 - \varphi = 1,25 \quad (1; 1,25; 1,6; 2,00; 2,5...);$$

$$R20 - \varphi = 1,12 \quad (1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6...);$$

$$R40 - \varphi = 1,06 \quad (1; 1,06; 1,12; 1,18; 1,25...).$$

Каждый член ряда получают путем умножения предыдущего члена на знаменатель прогрессии φ . В некоторых технически обоснованных случаях допускается использование дополнительного ряда $R80 - \varphi = 1,03$.

Номер предпочтительных чисел ($R5$, $R10$, $R20$, $R40$, $R80$) указывает на количество чисел в десятичном интервале, в котором числа ряда увеличиваются в 10 раз.

В ряды предпочтительных чисел входит округленное значение числа π (3,15), что обеспечивает согласование параметров и размеров, связанных не только линейными, но и степенными зависимостями (длины окружностей, площади кругов, объемы и т.д.).

в) **Выбор номенклатуры главных и основных параметров изделий.** При выборе главных и основных параметров исходят из следующих положений: главные параметры должны наиболее полно выражать технические и эксплуатационные свойства изделия; быть максимально стабильными во времени, т.е. сохраняться неизменными при модификации и совершенствовании стандартизуемых изделий, а также не зависеть от технологии изготовления, используемых материалов, принятых методов расчета; номенклатура главных параметров машин одного функционального назначения должна быть, по возможности, унифицированной; номенклатура главных параметров должна быть оптимальной, чтобы не ограничивать возможность совершенствования конструкции и технологии изготовления; в случае выбора для построения параметрического ряда нескольких главных параметров все они должны быть функционально независимы; величины главных параметров рядов должны соответствовать предпочтительным числам.

Большинство основных параметров, в отличие от главных, зависят от конструкции и технологии изготовления стандартизуемого изделия.

г) **Выбор диапазона параметрического ряда,** который производится после выбора целесообразной для стандартизации номенклатуры главных и основных параметров изделий. **Под параметрическим рядом** понимают совокупность числовых значений параметров, построенных в определенном диапазоне на основе принятой градации. **Интервалом** параметрического ряда называется любая ограниченная последовательность членов ряда, **диапазоном** – интервал, ограниченный крайними значениями членов ряда.

д) **Выбор градации параметрического ряда,** под которой понимается математическая закономерность, определяющая характер интервалов между членами ряда в определенном диапазоне. В зависимости от характера интервалов различают градацию с одинаковым интервалом во всем диапазоне и градацию с различным интервалом.

Выбор оптимальной градации параметрического ряда сводится к отысканию такого ряда предпочтительных чисел, который в наибольшей степени отвечает поставленным требованиям.

1.1.8.3 Унификация продукции

а) **Общие положения методики унификации.**

Унификация – это деятельность, направленная на рациональное сокращение числа типов объектов конструкторской документации (деталей, узлов, комплектов, комплексов, агрегатов) одного функционального назначения с тем, чтобы из них на основе базовой модели или самостоя-

тельно, путем различных сочетаний, можно было собирать требуемые машины с добавлением некоторого ограниченного количества специальных (оригинальных) узлов и деталей. Все детали машин можно условно разделить на две категории:

- детали, применяемые в машинах независимо от функционального назначения и особенностей конструкции последних;
- детали и сборочные единицы, определяющие назначение и особенности конструкции машин.

Необходимость в короткие сроки изготавливать в больших количествах самые разнообразные машины потребовала появления новых методов конструирования машин и изменения системы освоения их производством. В технологии машиностроения появилось новое направление, основанное на преимущественности конструктивных и технологических решений, что позволяет использовать их в различных изделиях аналогичного или самостоятельного назначения. Это направление явилось предпосылкой для перехода на безостановочную переналадку производства на новые объекты с максимальным использованием уже проверенных технологических решений, имеющегося оборудования и оснастки. Для этого потребовалось разработать принципиально новое технологическое оборудование, обладающее приспособляемостью, обратимостью, гибкостью.

Унификация осуществляется по следующим направлениям:

- модификационная унификация, т.е. унификация между базовой моделью и конструктивными модификациями, выполняемыми на основе этой базовой модели;
- внутритиповая (размерно-конструктивная) унификация, т.е. унификация между однотипными изделиями, имеющими различные параметры;
- межтиповая унификация, т.е. унификация сборочных единиц и деталей изделий, отличающихся конструкцией, но имеющих сходные величины основных параметров;
- общая унификация, т.е. унификация сходных по назначению деталей и сборочных единиц изделий, не имеющих конструктивного подобия и отличающихся размерами основных параметров.

Унификация должна проводиться с учетом перспектив развития конструкции машин, их агрегатов, сборочных единиц и деталей, если ее целесообразность экономически обоснована, и должна завершаться стандартизацией унифицированных изделий.

Базой унификации наряду с классификацией является система предпочтительных чисел, которая позволяет установить оптимальные значения размеров и параметров стандартизуемых объектов, а также разработать комплекс государственных стандартов на основные нормы, обеспечивающие взаимозаменяемость унифицированных деталей и сборочных единиц.

б) Показатели уровня унификации:

- по количеству унифицированных деталей Y_D :

$$Y_D = \frac{100 \cdot \sum y}{\sum D}, \text{ где}$$

$\sum y$ – количество унифицированных деталей;

$\sum D$ – общее количество деталей;

- по весу унифицированных деталей Y_B :

$$Y_B = \frac{100 \cdot \sum y_B}{\sum D_B}, \text{ где}$$

$\sum y_B$ – вес унифицированных изделий;

$\sum D_B$ – общий вес изделия;

- по трудоемкости Y_T :

$$Y_T = \frac{100 \cdot \sum y_T}{\sum D_T}, \text{ где}$$

$\sum y_T$ – суммарная трудоемкость изготовления унифицированных деталей;

$\sum D_T$ – полная трудоемкость изготовления изделия.

Под унифицированными деталями понимаются стандартные, заимствованные и покупные детали.

Следовательно, $\sum y = \sum c + \sum z + \sum \Pi$, где

$\sum c$ – количество стандартных деталей;

$\sum z$ – количество заимствованных деталей;

$\sum \Pi$ – количество покупных деталей.

С учетом приведенных зависимостей

$$Y_D = \frac{100 (\sum c + \sum z + \sum \Pi)}{\sum D}$$

Каждая из приведенных формул характеризует уровень унификации только с одной стороны. Более полную характеристику дает комплексный показатель уровня.

$$U_{\text{комп}} = \frac{\sum_{\text{вв}} \cdot C_{\text{в}}}{\sum_{\text{сд}} \cdot C_{\text{т}} + \sum_{\text{дт}} \cdot h} \cdot 100, \text{ где}$$

$C_{\text{в}}$ – средняя стоимость единицы веса материала унифицированных деталей;

$C_{\text{т}}$ – средняя стоимость единицы веса материала изделия в целом;

h – средняя стоимость нормо-часа;

$U_{\text{комп}}$ – процентное отношение части производственных затрат на изготовление унифицированных деталей к производственным затратам на изготовление всего изделия.

в) Практика унификации машин, их деталей и узлов.

Унификация машин, их деталей и сборочных единиц проводится на базе существующего или возможного подобия изделий, предназначенных для выполнения аналогичных по технологии и условиям работы операций или процессов.

г) Межотраслевая унификация элементов машин.

Объединение машин по однородности выполняемых ими процессов является следствием общности физической сущности этих процессов, которые сводятся к воздействию рабочих органов машины на внешнюю среду. Технологические процессы выполнения трудоемких работ в различных отраслях хозяйства могут быть сведены к ограниченному числу операций. Это в свою очередь позволяет все разнообразные конструкции машин для выполнения этих операций скомпоновать из сравнительно небольшого числа типов сборочных единиц и агрегатов.

Общность технологических процессов позволяет после унификации основных сборочных единиц создавать самые разнообразные машины для разных отраслей народного хозяйства.

1.1.8.4 Агрегатирование

Агрегатирование – это метод конструирования машин и оборудования путем применения ограниченного числа унифицированных и стандартных деталей и сборочных единиц, обладающих функциональной и геометрической взаимозаменяемостью. Агрегатирование позволяет скомпоновать новую машину из уже спроектированных и освоенных производством сборочных единиц и агрегатов, что приводит к значительному росту мощности предприятий без лишних затрат, без увеличения производственных площадей. Большое значение имеет рациональное членение оборудования, что позволяет создавать из минимального числа типоразмеров узлов максимальное число компоновок оборудования. Результатом

этой работы должны быть параметрические стандарты и технические задания на проектирование сборочных единиц. Таким образом, базой агрегатирования является стандартизация, а ее внедрение требует разработки параметрических стандартов и стандартов на показатели качества различных типов сборочных единиц и агрегатов машин.

1.1.8.5 Комплексная стандартизация

Комплексная стандартизация (КС) – это стандартизация, при которой осуществляется целенаправленное и планомерное установление и применение системы взаимосвязанных требований как к самому объекту КС в целом и его основным элементам, так и к материальным и нематериальным факторам, влияющим на объект, в целях обеспечения оптимального решения конкретной проблемы. Сущность КС сводится к систематизации, оптимизации и увязке всех взаимодействующих факторов, обеспечивающих экономически оптимальный уровень качества.

1.1.8.6 Опережающая стандартизация

Опережающая стандартизация (ОС) – это стандартизация, заключающаяся в установлении повышенных по отношению к уже достигнутому на практике уровню норм, требований к объектам стандартизации, которые согласно прогнозам будут оптимальными в последующее планируемое время. В зависимости от реальных условий в стандартах устанавливаются показатели, нормы, характеристики рабочего процесса в виде ступеней качества, имеющего дифференцированные сроки введения. Главным условием при разработке опережающих, в частности так называемых ступенчатых стандартов, является установление в них таких параметров и значений показателей качества, которые были бы оптимальными в планируемом интервале времени. Основными объектами опережающей стандартизации являются стабильные технически и экономически эффективные модифицируемые изделия при стабильной потребности в них. Опережение может относиться как к изделию в целом, так и к наиболее важным параметрам и показателям его качества, методам и средствам производства, испытаний и контроля. Опережающие стандарты могут базироваться на уже освоенных в других отраслях или в других странах образцах. При разработке комплексных и опережающих стандартов необходимо решать задачу установления количественных связей и степени влияния качественных показателей материала, заготовок, покупных и кооперируемых изделий, технологических и других факторов на показатели качества готового изделия основного производства. Эту задачу рекомендуется решать в два этапа:

– установление количественной связи, степени влияния и увязка показателей качества отдельных агрегатов, узлов, деталей, материала, покупных и кооперируемых изделий, входящих в конечное изделие, с требуемыми показателями качества этого изделия в целом;

– установление и увязка тех же параметров средств изготовления, измерения и других факторов (в том числе технологических) с требуемыми показателями качества агрегатов, узлов и деталей, входящих в конечное изделие.

На первом этапе строится иерархическая схема готового изделия, по которой увязывают показатели качества элементов первого уровня с заданными показателями качества конечного изделия, затем по таким же параметрам элементы второго уровня увязывают с установленными показателями качества первого уровня и т.д. Аналогично ведут решение и на втором этапе, но его иерархическая схема содержит свои элементы. Для решения этих задач применяются математическое моделирование и ЭВМ, что позволяет более точно устанавливать вид связей и влияние большого числа факторов на нормируемые параметры качества конечного изделия, т.е. находить оптимальное решение.

В связи с многоотраслевым характером проблемы качества – в нашей стране за последние годы созданы крупные комплексные многоотраслевые системы стандартов, облегчающие кооперацию предприятий и влияющие на повышение качества и экономичность производства изделий. Такой комплексной системой стандартов является Единая система технологической подготовки производства к серийному выпуску машин (ЕСТПП). Эта система обеспечивает: единый для всех предприятий и организаций системный подход к выбору и применению методов и средств технологической подготовки производства (ТПП), соответствующих достижениям науки, техники и производства; освоение производства и выпуска изделий высшей категории качества в минимальные сроки при минимальных трудовых и материальных затратах на ТПП на всех стадиях создания изделий, включая опытные образцы (партии) и изделия единичного производства; организацию производства высокой степени гибкости, допускающей возможность непрерывного его совершенствования и быструю переналадку на выпуск новых изделий и др.

ЕСТПП основана на широком применении типовых технологических процессов и типовой оснастки, Государственных стандартов, отраслевых стандартов и стандартов предприятий, Единой системы конструкторской документации (ЕСКД), Единой системы технологической документации (ЕСТД), Единой системы классификации и кодирования технико-экономической информации и др.

1.2 Сертификация

1.2.1 Основные понятия сертификации

Сертификация – форма осуществляемого органом по сертификации подтверждения соответствия объектов требованиям технических регламентов, положениям стандартов или условиям договоров.

Сертификация продукции является одним из путей обеспечения высокого качества продукции, повышения научного и торгово-экономического сотрудничества между странами, укрепления доверия между ними.

В сертификации продукции, услуг и иных объектов участвуют первая (изготовитель или продавец), вторая (потребитель или покупатель), третья стороны.

Третья сторона – лицо или орган, признаваемые независимыми от участвующих сторон в рассматриваемом вопросе (ИСО/МЭК2).

Сертификат соответствия – документ, удостоверяющий соответствие объекта требованиям технических регламентов, положениям стандартов или условиям договоров.

Система сертификации – совокупность правил выполнения работ по сертификации, ее участников и правил функционирования системы сертификации в целом.

Оценка соответствия – прямое или косвенное определение соблюдения требований, предъявляемых к объекту.

Подтверждение соответствия – документальное удостоверение соответствия продукции или иных объектов, процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации, выполнения работ или оказания услуг требованиям технических регламентов, положениям стандартов или условиям договоров.

Форма подтверждения соответствия – определенный порядок документального удостоверения соответствия продукции или иных объектов, процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации, выполнения работ или оказания услуг требованиям технических регламентов, положениям стандартов или условиям договоров.

Декларирование соответствия – форма подтверждения соответствия продукции требованиям технических регламентов.

Декларация о соответствии – документ, удостоверяющий соответствие выпускаемой в обращение продукции требованиям технических регламентов.

Заявитель – физическое или юридическое лицо, осуществляющее обязательное подтверждение соответствия.

Знак обращения на рынке – обозначение, служащее для информирования приобретателей о соответствии выпускаемой в обращение продукции требованиям технических регламентов.

Знак соответствия – обозначение, служащее для информирования приобретателей о соответствии объекта сертификации требованиям системы добровольной сертификации или национальному стандарту.

Идентификация продукции – установление тождественности характеристик продукции ее существенным признакам. Перечни продукции, соответствие которой может быть подтверждено декларацией соответствия, утверждаются постановлением правительства Российской Федерации. Декларация о соответствии имеет юридическую силу наравне с сертификатом.

К объектам сертификации относятся продукция, услуги, работы, системы качества, персонал, рабочие места и пр.

Орган по сертификации – юридическое лицо или индивидуальный предприниматель, аккредитованные в установленном порядке для выполнения работ по сертификации.

1.2.2 Цели сертификации

Подтверждение соответствия осуществляется в целях:

- удостоверения соответствия продукции, процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации, работ, услуг или иных объектов техническим регламентам, стандартам, условиям договоров;
- содействия приобретателям в компетентном выборе продукции, работ, услуг;
- повышения конкурентоспособности продукции, работ, услуг на российском и международном рынках;
- создания условий для обеспечения свободного перемещения товаров по территории Российской Федерации, а также для осуществления международного экономического, научно-технического сотрудничества и международной торговли.

1.2.3 Принципы сертификации

Подтверждение соответствия осуществляется на основе принципов:

- доступности информации о порядке осуществления подтверждения соответствия заинтересованным лицам;
- недопустимости применения обязательного подтверждения соответствия к объектам, в отношении которых не установлены требования технических регламентов;
- установления перечня форм и схем обязательного подтверждения соответствия в отношении определенных видов продукции в соответствующем техническом регламенте;
- уменьшения сроков осуществления обязательного подтверждения соответствия и затрат заявителя;

- недопустимости принуждения к осуществлению добровольного подтверждения соответствия, в том числе в определенной системе добровольной сертификации;
- защиты имущественных интересов заявителей, соблюдения коммерческой тайны в отношении сведений, полученных при осуществлении подтверждения соответствия;
- недопустимости подмены обязательного подтверждения соответствия добровольной сертификацией.

Подтверждение соответствия разрабатывается и применяется равным образом и в равной мере независимо от страны и (или) места происхождения продукции, осуществления процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации, выполнения работ и оказания услуг, видов или особенностей сделок и (или) лиц, которые являются изготовителями, исполнителями, продавцами, приобретателями.

1.2.4 Формы подтверждения соответствия

Подтверждение соответствия на территории Российской Федерации может носить добровольный или обязательный характер.

Добровольное подтверждение соответствия осуществляется в форме добровольной сертификации.

Обязательное подтверждение соответствия осуществляется в формах:

- принятия декларации о соответствии (далее – декларирование соответствия);
- обязательной сертификации.

1.2.4.1 Добровольное подтверждение соответствия

1. Добровольное подтверждение соответствия осуществляется по инициативе заявителя на условиях договора между заявителем и органом по сертификации. Добровольное подтверждение соответствия может осуществляться для установления соответствия национальным стандартам, стандартам организаций, системам добровольной сертификации, условиям договоров.

Объектами добровольного подтверждения соответствия являются продукция, процессы производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации, работы и услуги, а также иные объекты, в отношении которых стандартами, системами добровольной сертификации и договорами устанавливаются требования.

Орган по сертификации:

- осуществляет подтверждение соответствия объектов добровольного подтверждения соответствия;
- выдает сертификаты соответствия на объекты, прошедшие добровольную сертификацию;
- предоставляет заявителю право на применение знака соответствия, если он предусмотрен соответствующей системой добровольной сертификации;

- приостанавливает или прекращает действие выданных им сертификатов соответствия.

2. Система добровольной сертификации может быть создана юридическим лицом и (или) индивидуальным предпринимателем или несколькими юридическими лицами и (или) индивидуальными предпринимателями.

Лицо или лица, создавшие систему добровольной сертификации, устанавливают перечень объектов, подлежащих сертификации, и их характеристик, на соответствие которым осуществляется добровольная сертификация, правила выполнения предусмотренных данной системой добровольной сертификации работ и порядок их оплаты, определяют участников данной системы добровольной сертификации. Системой добровольной сертификации может предусматриваться применение знака соответствия.

3. Система добровольной сертификации может быть зарегистрирована федеральным органом исполнительной власти по техническому регулированию.

Для регистрации системы добровольной сертификации в федеральный орган исполнительной власти по техническому регулированию представляются:

- свидетельство о государственной регистрации юридического лица и (или) индивидуального предпринимателя;
- правила функционирования системы добровольной сертификации, которыми предусмотрены положения пункта 2;
- изображение знака соответствия, применяемое в данной системе добровольной сертификации, если применение знака соответствия предусмотрено, и порядок применения знака соответствия;
- документ об оплате регистрации системы добровольной сертификации.

Регистрация системы добровольной сертификации осуществляется в течение пяти дней с момента представления документов, предусмотренных настоящим пунктом для регистрации системы добровольной сертификации, в федеральный орган исполнительной власти по техническому регулированию. Порядок регистрации системы добровольной сертификации и размер платы за регистрацию устанавливаются Правительством Российской Федерации. Плата за регистрацию системы добровольной сертификации подлежит зачислению в федеральный бюджет.

1.2.4.2 Знаки соответствия

1. Объекты сертификации, сертифицированные в системе добровольной сертификации, могут маркироваться знаком соответствия системы добровольной сертификации. Порядок применения такого знака соответствия устанавливается правилами соответствующей системы добровольной сертификации.

2. Применение знака соответствия национальному стандарту осуществляется заявителем на добровольной основе любым удобным для заявителя способом в порядке, установленном национальным органом по стандартизации.

3. Объекты, соответствие которых не подтверждено в установленном порядке, не могут быть маркированы знаком соответствия.

1.2.4.3 Обязательное подтверждение соответствия

1. Обязательное подтверждение соответствия проводится только в случаях, установленных соответствующим техническим регламентом, и исключительно на соответствие требованиям технического регламента.

Объектом обязательного подтверждения соответствия может быть только продукция, выпускаемая в обращение на территории Российской Федерации.

2. Форма и схемы обязательного подтверждения соответствия могут устанавливаться только техническим регламентом с учетом степени риска недостижения целей технических регламентов.

3. Декларация о соответствии и сертификат соответствия имеют равную юридическую силу независимо от схем обязательного подтверждения соответствия и действуют на всей территории Российской Федерации.

1.2.4.4 Декларирование соответствия

Декларирование соответствия осуществляется по одной из следующих схем:

- принятие декларации о соответствии на основании собственных доказательств;
- принятие декларации о соответствии на основании собственных доказательств, доказательств, полученных с участием органа по сертификации и (или) аккредитованной испытательной лаборатории (центра) (далее – третья сторона).

Сертификат системы качества может использоваться в составе доказательств при принятии декларации о соответствии любой продукции, за исключением случая, если для такой продукции техническими регламентами предусмотрена иная форма подтверждения соответствия.

1.2.4.5 Обязательная сертификация

1. Обязательная сертификация осуществляется органом по сертификации на основании договора с заявителем. Схемы сертификации, применяемые для сертификации определенных видов продукции, устанавливаются соответствующим техническим регламентом.

2. Соответствие продукции требованиям технических регламентов подтверждается сертификатом соответствия, выдаваемым заявителю органом по сертификации.

Сертификат соответствия включает в себя:

- наименование и местонахождение заявителя;
- наименование и местонахождение изготовителя продукции, прошедшей сертификацию;
- наименование и местонахождение органа по сертификации, выдавшего сертификат соответствия;
- информацию об объекте сертификации, позволяющую идентифицировать этот объект;
- наименование технического регламента, на соответствие требованиям которого проводилась сертификация;
- информацию о проведенных исследованиях (испытаниях) и измерениях;
- информацию о документах, представленных заявителем в орган по сертификации в качестве доказательств соответствия продукции требованиям технических регламентов;
- срок действия сертификата соответствия.

1.2.5 Системы сертификации

Законом Российской Федерации предусматривается, что непосредственная деятельность по сертификации конкретных видов продукции осуществляется в рамках соответствующих систем сертификации, под которыми понимается совокупность правил выполнения работ по сертификации, ее участников и правил функционирования системы сертификации в целом.

К настоящему времени Госстандарт России зарегистрировал множество систем обязательной сертификации, самой крупной из которых является «Система сертификации ГОСТ Р», разработанная Госстандартом. В нее входят порядка 40 систем сертификации однородной продукции и услуг, около 900 аккредитованных органов по сертификации и около 2000 испытательных лабораторий. В системе сертификации ГОСТ Р за рубежом аккредитовано 4 органа по сертификации и несколько испытательных лабораторий, предназначенных для сертификации продукции, ввозимой на территорию России из-за рубежа.

1.2.6 Схемы сертификации продукции

Схема сертификации – форма сертификации, определяющая совокупность действий, результаты которых рассматриваются в качестве доказательства соответствия продукции установленным требованиям.

Схемы сертификации продукции, применяемые в России и разрабатываемые с учетом рекомендаций ИСО/МЭК, приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 - Схемы сертификации продукции

Номер схемы	Испытания в аккредитованных испытательных лабораториях и другие способы доказательства соответствия	Проверка производства (системы качества)	Инспекционный контроль сертифицированной продукции (системы качества, производства)
1	Испытания типа		
1a	Испытания типа	Анализ состояния производства	
2	Испытания типа		Испытания образцов, взятых у продавца
2a	Испытания типа	Анализ состояния производства	Испытания образцов, взятых у продавца. Анализ состояния производства
3	Испытания типа		Испытания образцов, взятых у изготовителя
3a	Испытания типа	Анализ состояния производства	Испытания образцов, взятых у изготовителя. Анализ состояния производства
4	Испытания типа		Испытания образцов, взятых у продавца и у изготовителя
4a	Испытания типа	Анализ состояния производства	Испытания образцов, взятых у продавца и у изготовителя. Анализ состояния производства
5	Испытания типа	Сертификация производства или сертификация системы качества	Контроль сертифицированной системы качества (производства). Испытания образцов, взятых у продавца и (или) у изготовителя
6	Рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам	Сертификация системы качества	Контроль сертифицированной системы качества
7	Испытания партии		

Продолжение таблицы 1.1

8	Испытания каждого образца		
9	Рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам		
9а	Рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам	Анализ состояния производства	
10	Рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам		Испытания образцов, взятых у продавца и у изготовителя
10а	Рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам	Анализ состояния производства	Испытания образцов, взятых у продавца и у изготовителя. Анализ состояния производства

При выборе схемы должны учитываться особенности производства, испытаний, поставки и использования конкретной продукции, требуемый уровень доказательности, возможные затраты заявителя. Из таблицы 1.1 видно, что в качестве способов доказательства используют: 1) испытание, 2) проверку производства, 3) инспекционный контроль, 4) рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам.

Испытание. В схемах 1–5 производится **испытание типа**, т.е. испытание одного или нескольких образцов, являющихся ее типовыми представителями. Испытание в схеме 7 – это уже **контроль качества партии** путем испытания средней пробы (выборки), отбираемой от партии с использованием метода статистического контроля. В схеме 8 испытанию **подвергается каждая единица продукции**. Таким образом, жесткость испытаний, а значит, надежность и стоимость испытаний возрастают по направлению 1–7–8.

Проверка производства применяется тогда, когда для объективной оценки качества недостаточно испытаний, а необходим анализ технологического процесса для оценки стабильности качества продукции. Проверка производства проходит также с различным уровнем жесткости. При проверке в форме «анализ состояния производства» (схемы 1а, 2а, 3а, 4а, 9а, 10а) проверяются два элемента качества, предусмотренные ГОСТ Р ИСО 9001-96. В схеме 5, предусматривающей сертификацию производства, проверяется 10 элементов качества. При сертификации системы качества (схемы 5,6) проверяется 20 элементов, причем провер-

ку производства имеют право проводить эксперты, аккредитованные в области проверки систем качества.

Инспекционный контроль (ИК) предусмотрен в большинстве схем. Его проводят после выдачи сертификата. Он может проводиться в форме испытания образцов (схемы 2, 2а, 3, 3а, 4, 4а) либо в форме контроля сертифицированной системы качества (производства). В последнем случае порядок ИК регламентирован ГОСТ Р 40.005-2000, касающемся сертифицированных систем качества (производства).

Рассмотрение декларации о соответствии – это способ доказательства, который представляет первая сторона – изготовитель. Он заключается в том, что руководитель предприятия представляет в орган сертификации заявление – декларацию, прилагая к нему протоколы испытаний, а также информацию об организации на предприятии контроля качества продукции. Этот способ используют при сертификации продукции зарубежного изготовителя с высокой репутацией на рынке, продукции отечественных индивидуальных производителей (например, фермеров), продукции малых предприятий и т.д.

Примеры применения отдельных схем. Схемы 1-6 и 9а-10а применяются при сертификации серийно выпускаемой продукции, схемы 7,8,9 – при сертификации выпущенной партии или единичного изделия. Схему 1 рекомендуется использовать при ограниченном объеме реализации и выпуска продукции. Схемы 1а, 2а, 3а, 4а, 9а и 10а рекомендуется применять (вместо соответствующих схем 1,2,3,4, 9 и 10), если у органа сертификации нет информации о возможности изготовителя данной продукции обеспечить стабильность ее характеристик, подтвержденных испытаниями. Схема 5 является наиболее жесткой. Ее применяют в случае, если установлены повышенные требования к стабильности характеристик выпускаемой продукции (потенциально опасные изделия техники, продукция на экспорт). Схемы 3а, 4а и 5 используют также при проведении работ по добровольной сертификации продукции на соответствие требованиям государственных стандартов.

Конкретную схему сертификации определяет орган сертификации или заявитель.

Схемы сертификации работ и услуг имеют свою специфику (табл. 1.2).

Таблица 1.2 - Схема сертификации работ и услуг

Номер схемы	Оценка выполнения работ и оказания услуг	Проверка (испытание) результатов работ и услуг	Инспекционный контроль сертифицированных работ и услуг
1	Оценка мастерства исполнителя работ и услуг	Проверка (испытание) результатов работ и услуг	Контроль мастерства исполнителя работ и услуг
2	Оценка процесса выполнения работ и оказания услуг	Проверка (испытание) результатов работ и услуг	Контроль процесса выполнения работ и оказания услуг
3	Анализ состояния производства	Проверка (испытание) результатов работ и услуг	Контроль состояния производства
4	Оценка организации (предприятия)	Проверка (испытание) результатов работ и услуг	Контроль соответствия установленным требованиям
5	Оценка системы качества	Проверка (испытание) результатов работ и услуг	Контроль системы качества
6		Рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам	Контроль качества выполнения работ и оказания услуг
7	Оценка системы качества	Рассмотрение декларации о соответствии прилагаемым документам	Контроль системы качества

Схема 1 предусматривает оценку мастерства исполнителя работы и услуги, что включает проверку условий работы, знаний технологической и нормативной документации, проверку опыта работы и сведений о повышении квалификации, выборочную проверку результата услуги, а также последующий инспекционный контроль. Ее рекомендуется применять для сертификации услуг, оказываемых гражданами-предпринимателями и небольшими предприятиями.

Схема 2 предусматривает оценку процесса выполнения работы и оказания услуги по следующим критериям: полнота и актуализация (своевременное обновление) документации, устанавливающей требования к процессу (нормативные и технические документы); метрологическое, методическое, организационное, программное, информационное, правовое и другое обеспечение процесса выполнения работ, оказания услуг;

безопасность и стабильность процесса; профессионализм обслуживающего и рабочего персонала; безопасность реализуемых товаров.

Схему 3 применяют при сертификации производственных услуг.

Схема 4 предусматривает аттестацию предприятия, что включает проверку: состояния его материально-технической базы; санитарно-гигиенических условий обслуживания потребителей; ассортимента и качества услуг, включая наряду с целевыми и дополнительные услуги; четкости и своевременности обслуживания; качества обслуживания (этика общения, комфортность, эстетичность, учет запросов потребителя и т.д.); профессионального мастерства обслуживающего персонала. Результатом оценки предприятия в целом может быть присвоение разряда (категории, класса, звезды).

Схему 5 рекомендуется применять при сертификации наиболее опасных работ и услуг (медицинских, по перевозке пассажиров и пр.). Оценка системы качества по схеме 5 (а также схеме 7) производится по стандартам ИСО серии 9000 экспертами по сертификации систем качества.

Схемы 6 и 7 основаны на использовании декларации о соответствии с прилагаемыми к ней документами, подтверждающими соответствие работ и услуг установленным требованиям.

Схему 6 применяют при сертификации работ и услуг небольших предприятий, зарекомендовавших себя в нашей стране и за рубежом как исполнителя работ и услуг высокого уровня качества.

Схему 7 применяют при наличии у исполнителя системы качества. Оценка выполнения работ, оказания услуг будет заключаться в обследовании предприятия с целью подтверждения соответствия работ и услуг требованиям стандартов системы качества.

При добровольной сертификации применяют схемы 1-5. Схемы 6-7, которые предусматривают декларацию о соответствии, при добровольной сертификации не применяют. При проверке результатов работ и услуг наиболее широко используются социологические и экспертные методы. При наличии у заявителя сертификата на систему качества оценка ее не проводится. Инспекционный контроль осуществляется путем контроля стабильности процесса оказания услуги.

1.2.7 Органы сертификации, испытательные лаборатории и центры сертификации

Обязательное подтверждение соответствия осуществляется органами сертификации, испытательными лабораториями и центрами.

Орган по сертификации (ОС) выполняет следующие функции:

- привлекает на договорной основе для проведения исследований (испытаний) и измерений испытательные лаборатории (центры), аккредитованные в порядке, установленном Правительством РФ;

- осуществляет контроль за объектами сертификации, если такой контроль предусмотрен соответствующей схемой обязательной сертификации и договором;
- ведет реестр выданных им сертификатов соответствия;
- информирует соответствующие органы государственного контроля (надзора) за соблюдением требований технических регламентов о продукции, поступившей на сертификацию, но не прошедшей ее;
- приостанавливает или прекращает действие выданного им сертификата соответствия;
- обеспечивает предоставление заявителям информации о порядке проведения обязательной сертификации;
- устанавливает стоимость работ по сертификации на основе утвержденной Правительством РФ методики определения стоимости таких работ.

ОС несет ответственность за обоснованность и правильность выдачи сертификата соответствия, за соблюдение правил сертификации.

Специально уполномоченный федеральный орган исполнительной власти в области сертификации (в России – Госстандарт) выполняет следующие функции:

- формирует и реализует государственную политику в области сертификации, устанавливает общие правила и рекомендации по проведению сертификации на территории РФ и публикует официальную информацию о них;
- проводит государственную регистрацию систем сертификации и знаков соответствия, действующих в Российской Федерации;
- публикует официальную информацию о действующих в РФ системах сертификации и знаках соответствия и представляет ее в установленном порядке в международные (региональные) организации по сертификации;
- готовит в установленном порядке предложения о присоединении к международным (региональным) системам сертификации, а также может заключать соглашения с международными организациями о взаимном признании результатов сертификации;
- представляет в установленном порядке Российскую Федерацию в международных (региональных) организациях по вопросам сертификации и как национальный орган РФ по сертификации осуществляет межотраслевую координацию в области сертификации.

В работах по сертификации участвует ряд федеральных органов исполнительной власти, деятельность которых координируется Госстандартом. Координация, как правило, проводится в форме соглашения, в котором регламентируется выбор системы сертификации, объекта сертификации, аккредитующего органа и пр.

Для организации и координации работ в системах сертификации однородной продукции или группы услуг создаются **центральные органы систем сертификации** (ЦОС). В обязанности ЦОС входит:

- организация, координация работы и установление правил процедуры в возглавляемой системе сертификации;
- рассмотрение апелляций заявителей по поводу действия ОС, ИЛ (центров).

Главным участником работ по сертификации является эксперт – лицо, аттестованное на право проведения одного или нескольких видов работ в области сертификации.

Органом по добровольной сертификации может быть юридическое лицо и (или) индивидуальный предприниматель, образовавшие систему добровольной сертификации, а также юридическое лицо, взявшее на себя функции органа по добровольной сертификации на условиях договора с юридическим лицом и (или) предпринимателем, образовавшими данную систему.

Орган по добровольной сертификации:

- осуществляет подтверждение объектов добровольного подтверждения соответствия;
- выдает сертификаты соответствия на объекты, прошедшие добровольную сертификацию;
- представляет заявителям право на применение знака соответствия, если оно предусмотрено системой добровольной сертификации;
- приостанавливает или прекращает действие выданных им сертификатов соответствия.

Аккредитованные испытательные лаборатории (ИЛ) осуществляют испытания конкретной продукции или конкретные виды испытаний и выдают протоколы испытаний для целей сертификации. ИЛ несет ответственность за соответствие проведенных ею сертификационных испытаний требованиям нормативной документации (НД), а также за достоверность и объективность результатов. Если орган по сертификации аккредитован как ИЛ, то его именуют сертификационным центром (например, Российский центр испытаний и сертификации «Ростест–Москва»).

Аккредитация органов по сертификации и испытательных лабораторий (центров), осуществляется в целях:

- подтверждения компетентности органов по сертификации и испытательных лабораторий (центров), выполняющих работы по подтверждению соответствия;
- обеспечения доверия изготовителей, продавцов и приобретателей к деятельности органов по сертификации и аккредитованных испытательных лабораторий (центров);

- создания условий для признания результатов деятельности органов по сертификации и аккредитованных испытательных лабораторий (центров).

Аккредитация органов по сертификации и испытательных лабораторий (центров), выполняющих работы по подтверждению соответствия, осуществляется на основе принципов:

- добровольности;
- открытости и доступности правил аккредитации;
- компетентности и независимости органов, осуществляющих аккредитацию;
- недопустимости ограничения конкуренции и создания препятствий пользованию услугами органов по сертификации и аккредитованных испытательных лабораторий (центров);
- обеспечения равных условий лицам, претендующим на получение аккредитации;
- недопустимости совмещения полномочий на аккредитацию и подтверждение соответствия;
- недопустимости установления пределов действия документов об аккредитации на отдельных территориях.

1.2.8 Международная сертификация

Вопросами сертификации в настоящее время занимаются следующие организации:

- Международная организация по стандартизации (ИСО), в частности ее Комитет по оценке соответствия ИСО/КАСКО, Международная электротехническая комиссия (МЭК) и работающая в тесном контакте с ней Международная комиссия по сертификации соответствия электрооборудования (СЕЕ);
- Генеральное соглашение по тарифам и торговле (ГАТТ);
- Всемирная торговая организация (ВТО);
- Европейская экономическая комиссия ООН (ЕЭК ООН);
- Международный торговый центр (МТЦ);
- Конференция ООН по торговле и развитию (ЮНКТАД);
- Международная конференция по аккредитации испытательных лабораторий (ИЛАК).

Основопологающим руководством в области международной сертификации является руководство ИСО/МЭК-28 «Общие правила типовой системы сертификации продукции третьей стороной», содержащее рекомендации по созданию национальных систем сертификации. Ряд других руководств, регламентирующих деятельность в области сертификации: руководство ИСО/МЭК-2 «Общие термины и определения в области стандартизации и смежных видов деятельности»; руководство ИСО/МЭК-7 «Требования к стандартам, применяемым при сертификации изделий»; руководство ИСО/МЭК-16 «Свод правил по системам серти-

фикации третьей стороной на основе соответствующих стандартов»; руководство ИСО/МЭК-22 «Информация о заявлении изготовителя о соответствии стандартам или другим техническим условиям» и ряд других руководств (всего свыше 20).

1.3 Метрология

1.3.1 Метрология и ее значение в научно-техническом прогрессе

Измерения являются одним из важнейших путей познания природы, дают количественную характеристику окружающего нас мира, помогают раскрыть действующие в природе закономерности. Они дают возможность обеспечить взаимозаменяемость узлов и деталей, совершенствовать технологию, безопасность труда и других видов человеческой деятельности, улучшать качество продукции.

Круг величин, подлежащих измерению, определяется разнообразием явлений, с которыми приходится сталкиваться человеку. Сравнение опытным путем измеряемой величины с другой, подобной ей и принятой за единицу, составляет общую основу любых измерений.

Метрология – наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

В метрологии решаются следующие основные задачи:

- разработка общей теории измерений физических величин и их систем;
- разработка методов и средств измерений;
- разработка методов определения точности измерения;
- разработка основ обеспечения единства и единообразия средств измерений;
- разработка эталонов и образцовых средств измерений;
- разработка методов передачи размеров единиц от эталонов и образцовых средств измерений к рабочим средствам измерений.

1.3.2 Физические величины и единицы их измерений

1.3.2.1 Физические величины

Физическая величина – это характеристика одного из свойств физического объекта (явления или процесса), общая в качественном отношении многим объектам, но в количественном отношении индивидуальная для каждого объекта.

Значение физической величины – это оценка ее величины в виде некоторого числа принятых для нее единиц или числа по принятой для нее шкале.

Измерением физической величины называют совокупность операций, выполняемых с помощью технического средства, хранящего единицу или воспроизводящего шкалу физической величины, заключающихся в сравнении (в явном или неявном виде) измеряемой величины с ее единицей или шкалой с целью получения значения этой величины в форме, удобной для использования.

В теории измерений принято, в основном, пять типов шкал: наименования, порядка, интервалов, отношений и абсолютная.

Шкала наименования характеризуется только отношением эквивалентности. По своей сути она является качественной, не содержит нуля и единицы измерения (шкала оценки цвета).

Шкалы порядка характеризуются отношением эквивалентности и порядка. Для практического использования такой шкалы необходимо установить ряд эталонов. Классификация объектов осуществляется сравнением интенсивности оцениваемого свойства с его эталонным значением (шкала землетрясений, шкала силы ветра, шкала твердости тел и т.п.).

Шкала разностей характеризуется тем, что к отношениям эквивалентности и порядка добавляется эквивалентность интервалов (разностей) между различными качественными проявлениями свойства. Она имеет условные нулевые значения, а величина интервалов устанавливается по согласованию (шкала интервалов времени).

Шкалы отношений описывают свойства, к которым применимы отношения эквивалентности, порядка и суммирования (вычитания, умножения). Эти шкалы имеют естественное нулевое значение, а единицы измерений устанавливаются по согласованию. Для шкалы отношений достаточно одного эталона, чтобы распределить все исследуемые объекты по интенсивности измеряемого свойства (шкала массы).

Абсолютные шкалы обладают всеми признаками шкал отношений, но дополнительно в них существует естественное однозначное определение единицы измерения. Такие шкалы соответствуют относительным величинам (отношениям одноименных физических величин, описываемых шкалами отношений). Среди них выделяются абсолютные шкалы, значения которых находятся в пределах от 0 до 1 (КПД).

Практическая реализация шкал конкретных свойств достигается путем стандартизации единиц измерений, шкал и (или) способов и условий их однозначного воспроизведения.

Из всего разнообразия физических величин можно выделить три вида величин, измерение которых осуществляется по различным правилам.

К первому виду относятся физические величины, на множестве размеров которых определены лишь отношения порядка и эквивалентности («мягче», «тверже», «теплее», «холоднее» и т.д.).

Для второго вида физических величин отношение порядка и эквивалентности имеет место как между размерами, так и между разностями в парах их размеров. Так, разности интервалов времени считаются равными, если расстояния между соответствующими отметками равны.

Третий вид составляют аддитивные физические величины. Это величины, на множестве размеров которых определены не только отношения порядка и эквивалентности, но операции сложения и вычитания. К таким величинам относятся длина, масса, сила тока и др. Их можно измерять по

частям, а также воспроизводить с помощью многозначной меры, основанной на суммировании отдельных мер (сумма масс двух тел – это масса такого тела, которое уравнивает на равноплечих весах первые два).

1.3.2.2 Понятие о системе физических величин

Система физических величин – это совокупность взаимосвязанных физических величин, образованная в соответствии с принятыми принципами, когда одни величины принимаются за независимые, а другие являются функциями независимых величин. Система содержит основные физические величины, условно принятые в качестве независимых от других величин этой системы, и производные физические величины, определяемые через основные величины этой системы и образованные с помощью уравнений, связывающих их с основными величинами.

Единица физической величины – физическая величина фиксированного размера, которой условно присвоено значение, равное единице, и которая применяется для количественного выражения однородных физических величин.

Размерность физической величины – выражение в форме степенного одночлена, составленного из произведений символов основных физических величин в различных степенях, которое отражает связь данной величины с основными физическими величинами, принятыми в данной системе, с коэффициентом пропорциональности, равным единице.

Размерность величин обозначают знаком \dim .

Например, $\dim X = L^l \cdot M^m \cdot T^t$, где

L, M, T – символы величин длины, массы, времени, принятые за основные;

l, m, t – показатели размерности основных величин, которые могут быть целыми или дробными, положительными или отрицательными вещественными числами.

Показатель размерности физической величины – показатель степени, в которую возведена размерность основной физической величины, входящей в размерность производной физической величины.

1.3.2.3 Принципы построения Международной системы единиц

Международная система единиц (СИ) была утверждена XI Генеральной конференцией по мерам и весам в 1960г. В ней в качестве основных приняты семь единиц: в механике – единицы длины (метр), массы (килограмм), времени (секунда); в электричестве – единица силы электрического тока (ампер); в теплоте – единица термодинамической температуры (Кельвин); в оптике – единица силы света (кандела); в молекулярной физике, термодинамике и химии – единица количества вещества (моль).

Единица длины (метр) – длина пути, проходимого светом в вакууме за $1/299792458$ долю секунды.

Единица массы (килограмм) – масса, равная массе международного прототипа килограмма.

Единица времени (секунда) – продолжительность 9192631770 периодов излучения, соответствующего переходу между двумя сверхтонкими уровнями основного состояния атома ЦЕЗИЙ -133.

Единица силы электрического тока (ампер) – сила не изменяющегося тока, который, проходя по двум нормальным прямолинейным проводникам бесконечной длины и ничтожно малой площади круглого поперечного сечения, расположенным на расстоянии 1 м один от другого в вакууме, вызывает между проводниками силу взаимодействия, равную $2 \cdot 10^{-7}$ Н на каждый метр длины.

Единица термодинамической температуры (Кельвин) – $1/273,16$ термодинамической температуры тройной точки воды. Допускается использовать также шкалу Цельсия.

Единица силы света (кандела) – сила света в заданном направлении источника, испускающего монохроматическое излучение частотой $540 \cdot 10^{12}$ Гц, энергетическая сила света которого в этом направлении составляет $1/683$ Вт/ср.

Единица количества вещества (моль) – количество вещества системы, содержащей столько же структурных элементов, сколько атомов содержится в УГЛЕРОДЕ-12 массой 0,012 кг.

Международная система единиц содержит также две дополнительные единицы:

радиан (рад) – единица плоского угла, равная углу между двумя радиусами окружности, длина дуги между которыми равна радиусу. В градусном исчислении $1 \text{ рад} = 57^{\circ}17'44,8''$;

стерадиан (ср) – единица, равная телесному углу с вершиной в центре сферы, вырезающему на поверхности сферы площадь, равную площади квадрата со стороной, равной радиусу сферы. Телесный угол Ω измеряют косвенно – путем измерения плоского угла α при вершине конуса с последующим вычислением по формуле:

$$\Omega = 2\pi \left[1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right].$$

Таблица 1.3 - Производные единицы СИ, имеющие собственное наименование

Величина	Единица		Выражение производной единицы	
	Наименование	Обозначение	Через другие единицы СИ	Через основные единицы СИ
Частота	герц	Гц		с^{-1}
Сила	ньютон	Н		$\text{м} \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-2}$
Давление	паскаль	Па	$\text{Н}/\text{м}^2$	$\text{м}^{-1} \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-2}$
Энергия, работа, количество теплоты	джоуль	Дж	$\text{Н} \cdot \text{м}$	$\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-2}$
Мощность, поток энергии	ватт	Вт	$\text{Дж}/\text{с}$	$\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-3}$
Количество электричества, электрический заряд	кулон	Кл		$\text{с} \cdot \text{А}$
Электрическое напряжение, электрический потенциал	вольт	В	$\text{Вт}/\text{А}$	$\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-3} \cdot \text{А}^{-1}$
Электрическая емкость	фарада	Ф	$\text{Кл}/\text{В}$	$\text{м}^{-2} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{с}^4 \cdot \text{А}^2$
Электрическое сопротивление	ом	Ом	$\text{В}/\text{А}$	$\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-3} \cdot \text{А}^{-2}$
Электрическая проводимость	сименс	См	$\text{А}/\text{В}$	$\text{м}^{-2} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{с}^3 \cdot \text{А}^2$
Поток магнитной индукции	вебер	Вб	$\text{В} \cdot \text{с}$	$\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{А}^{-1}$
Магнитная индукция	тесла	Т	$\text{Вб}/\text{м}^2$	$\text{кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{А}^{-1}$
Индуктивность	генри	Гн	$\text{Вб}/\text{А}$	$\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{А}^{-2}$
Световой поток	люмен	лм		$\text{кд} \cdot \text{ср}$
Освещенность	люкс	лк		$\text{м}^{-2} \cdot \text{кд} \cdot \text{ср}$
Активность нуклида	беккерель	Бк		с^{-1}
Доза излучения	грэй	Гй	$\text{Дж}/\text{кг}$	$\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-2}$

1.3.2.4 Преимущества Международной системы единиц

Основными преимуществами являются:

- унификация единиц физических величин на базе СИ. Для каждой физической величины устанавливается одна единица и система образования кратных и дольных единиц от нее с помощью множителей (табл. 1.4);
- система СИ является универсальной системой;
- основные и большинство производных единиц СИ имеют удобные для практического применения размеры. В системе разграничены единицы массы (килограмм) и силы (ньютон);

• упрощается запись уравнений и формул в различных областях науки и техники. В СИ для всех видов энергии установлена одна, общая единица – Джоуль.

Таблица 1.4 - Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их обозначение

Множитель	Приставка	Обозначение приставок		Множитель	Приставка	Обозначение приставок	
		Международное	Русское			Международное	Русское
10^{18}	экса	<i>E</i>	Э	10^{-1}	деци	<i>d</i>	д
10^{15}	пета	<i>P</i>	П	10^{-2}	санتي	<i>c</i>	с
10^{12}	тера	<i>T</i>	Т	10^{-3}	милли	<i>m</i>	м
10^9	гига	<i>G</i>	Г	10^{-6}	микро	μ	мк
10^6	мега	<i>M</i>	М	10^{-9}	нано	<i>n</i>	н
10^3	кило	<i>k</i>	к	10^{-12}	пико	<i>p</i>	п
10^2	гекто	<i>h</i>	г	10^{-15}	фемто	<i>f</i>	ф
10^1	дека	<i>da</i>	да	10^{-18}	атто	<i>a</i>	а

1.3.3 Виды и методы измерений. Основные понятия и определения

1.3.3.1 Виды измерений

Измерение – совокупность операций по применению системы измерений для получения значения измеряемой физической величины.

Можно выделить следующие виды измерений.

1) По характеру зависимости измеряемой величины от времени методы измерений подразделяются на:

- статические, при которых измеряемая величина остается постоянной во времени;
- динамические, в процессе которых измеряемая величина изменяется и является непостоянной во времени.

2) По способу получения результатов измерений (виду уравнений измерений) методы измерений разделяют на прямые, косвенные, совокупные и совместные.

При прямом измерении искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных (например, измерение диаметра штангенциркулем).

При косвенном измерении искомое значение величины определяют на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям.

Совместными называют измерения двух или нескольких неодновременных величин, производимые одновременно с целью нахождения функциональной зависимости между величинами (например, зависимости длины тела от температуры).

Совокупные – это такие измерения, в которых значения измеряемых величин находят по данным повторных измерений одной или нескольких одноименных величин (при различных сочетаниях мер или этих величин) путем решения системы уравнений.

3) По условиям, определяющим точность результата измерения, методы делятся на три класса.

Измерения максимальной точности (например, эталонные измерения), достижимой при существующем уровне техники.

Контрольно-поверочные измерения, погрешность которых с определенной вероятностью не должна превышать некоторое заданное значение.

Технические измерения, в которых погрешность результата определяется характеристиками средств измерения.

4) По способу выражения результатов измерений различают абсолютные и относительные измерения.

Абсолютное измерение основано на прямых измерениях величины и (или) использования значений физических констант.

При **относительных** измерениях величину сравнивают с одноименной, играющей роль единицы или принятой за исходную (например, измерение диаметра вращающейся детали по числу оборотов соприкасающегося с ней аттестованного ролика).

5) В зависимости от совокупности измеряемых параметров изделия различают поэлементный и комплексный методы измерения.

Поэлементный метод характеризуется измерением каждого параметра изделия в отдельности (например, эксцентриситета, овальности, огранки цилиндрического вала).

Комплексный метод характеризуется измерением суммарного показателя качества (а не физической величины), на который оказывают влияние отдельные его составляющие (например, измерение радиального биения цилиндрической детали, на которое влияют эксцентриситет, овальность и др.).

1.3.3.2 Методы измерений

Метод измерений – прием или совокупность приемов сравнения измеряемой физической величины с ее единицей в соответствии с реализованным принципом измерений. Можно выделить следующие методы измерений.

1) По способу получения значения измеряемых величин различают два основных метода измерений.

Метод непосредственной оценки – метод измерения, при котором значение величины определяют непосредственно по отсчетному устройству измерительного прибора прямого действия.

Метод сравнения с мерой – метод измерения, при котором измеряемую величину сравнивают с величиной, воспроизводимой мерой.

Разновидности метода сравнения:

- метод противопоставления, при котором измеряемая величина и величина, воспроизводимая мерой, одновременно воздействуют на прибор сравнения;

- дифференциальный метод, при котором измеряемую величину сравнивают с известной величиной, воспроизводимой мерой;

- нулевой метод, при котором результирующий эффект воздействия величин на прибор сравнения доводят до нуля (например, измерение электрического сопротивления по схеме моста с полным его уравновешиванием);

- метод совпадений, при котором разность между измеряемой величиной и величиной, воспроизводимой мерой, определяют, используя совпадения отметок шкал или периодических сигналов (например, считывание размера по основной и нониусной шкалам штангенциркуля).

2) При измерении линейных величин независимо от рассмотренных методов различают контактный и бесконтактный методы измерений.

3) В зависимости от измерительных средств, используемых в процессе измерения, различают:

- инструментальный метод;

- экспертный метод, который основан на использовании данных нескольких специалистов (например, в квалитметрии, спорте, искусстве, медицине);

- эвристические методы, которые основаны на интуиции. Широко используется способ попарного сопоставления, когда измеряемые величины сравниваются между собой попарно, а затем производится ранжирование на основании результатов этого сравнения;

- органолептические методы оценки, которые основаны на использовании органов чувств человека (осязания, обоняния, зрения, слуха, вкуса). Например, оценка шероховатости поверхности по образцу зрительно или на ощупь.

1.3.3.3 Понятие о точности измерений

Точность результата измерения – характеристика качества измерения, отражающая близость к нулю погрешности его результата. Эти погрешности являются следствием многих причин: несовершенства средств измерений, метода измерений, опыта оператора; недостаточной тщательности проведения измерения; воздействия внешних условий и

т.д. Для оценки степени приближения результатов измерения к истинному значению измеряемой величины используются методы теории вероятности и математической статистики, что позволяет с определенной достоверностью оценить границы погрешностей, за пределы которых они не выходят. Это дает возможность для каждого конкретного случая выбрать средства и методы измерения, обеспечивающие измерение результата, погрешности которого не превышают заданных границ с требуемой степенью доверия к результатам измерений (достоверностью).

1.3.3.4 Основы обеспечения единства измерений

Специализация и кооперирование производства в масштабах страны, основанные на принципах взаимозаменяемости, требуют обеспечения и сохранения единства измерений. В 1993 г. был принят Закон Российской Федерации «Об обеспечении единства измерений», который устанавливает правовые основы обеспечения единства измерений в нашей стране. Он состоит из семи разделов: общие положения; единицы величин, средства и методики выполнения измерений; метрологические службы; государственный метрологический контроль и надзор; калибровка и сертификация средств измерений; ответственность за нарушение закона и финансирование работ по обеспечению единства измерений. В Законе дано следующее определение понятия «единство измерения»: «**Единство измерения** – состояние измерений, при котором их результаты выражены в узаконенных единицах величин и погрешности измерений не выходят за установленные границы с заданной вероятностью».

Обеспечение единства измерений является задачей метрологических служб.

Метрологическая служба – совокупность субъектов, деятельности и видов работ, направленных на обеспечение единства измерений.

Закон определяет, что Государственная метрологическая служба находится в ведении Госстандарта России и включает: государственные научные метрологические центры; органы Государственной метрологической службы регионов страны, а также городов Москва и Санкт-Петербург.

1.3.3.5 Эталоны единиц физических величин

Средство измерений или комплекс средств измерений, предназначенные для воспроизведения и хранения единицы и передачи ее размера нежестоким по поверочной схеме средствам измерений и утвержденные в качестве эталона в установленном порядке, является **эталон единицы физической величины**.

Эталон должен обладать следующими существенными признаками: неизменностью, воспроизводимостью и сличаемостью. Различают следующие виды эталонов: первичный; специальный; государственный; вторичный; эталон-свидетель; эталон-копия; эталон сравнения; рабочий эталон; международный эталон и др. Наивысшей в стране точностью

воспроизведения единицы физической величины обладает **первичный эталон**. **Рабочий эталон** – это вторичный эталон, применяемый для передачи размера единицы образцовым средствам измерений высшей точности, и в отдельных случаях – наиболее точным рабочим средствам измерений.

Международный эталон – это эталон, принятый по международному соглашению в качестве первичного международного эталона и служащий для согласования с ним размеров единиц, воспроизводимых и хранимых национальными эталонами.

1.3.4 Погрешности измерений

1.3.4.1 Понятие о погрешности измерения

Всякий процесс измерения независимо от условий, в которых его проводят, сопряжен с погрешностями, которые искажают представление о действительном значении измеряемой величины.

Источниками появления погрешностей при измерениях могут служить различные факторы, основными из которых являются: несовершенство конструкции средств измерений или принципиальной схемы метода измерения; неточность изготовления средств измерений; несоблюдение внешних условий при измерениях; субъективные погрешности и др.

1.3.4.2 Классификация погрешностей измерения

Погрешностью средства измерения называется отклонение его показания (выходного сигнала) от воздействующей на его вход измеряемой величины (входного сигнала).

К систематическим погрешностям относят составляющую погрешности измерения, которая остается постоянной или закономерно изменяется при повторных измерениях одной и той же величины.

Как правило, систематические погрешности известны и могут быть учтены за счет внесения поправок, если их числовые значения определены.

К случайным погрешностям измерения относят составляющие погрешности измерений, которые изменяются случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины. В отличие от систематических случайные погрешности нельзя устранить заранее. Однако уточнить результат измерения можно за счет проведения повторных измерений.

Промахами и грубыми погрешностями называют погрешности измерения, которые значительно превышают ожидаемые (при данных условиях измерений) систематические или случайные погрешности. Основными причинами этих погрешностей являются: ошибки экспериментатора; резкое и неожиданное изменение условий измерения; неисправность прибора и т.п. Для выявления грубых погрешностей используются методы математической статистики.

1.3.4.3 Систематические погрешности

Систематические погрешности при повторных измерениях остаются постоянными или изменяются по определенному закону. Известен ряд способов исключения систематических погрешностей, которые условно можно разделить на 4 основные группы:

- устранение источников погрешностей до начала измерений;
- исключение погрешностей в процессе измерения способами замещения, компенсации погрешностей по знаку, противопоставления, симметричных наблюдений;
- внесение известных поправок в результат измерения (исключение погрешностей вычислением);
- оценка границ систематических погрешностей, если их нельзя исключить.

По характеру проявления систематические погрешности подразделяются на постоянные, прогрессивные и периодические.

Постоянные систематические погрешности сохраняют свое значение в течение всего времени измерений (например, погрешность в градуировке шкалы прибора переносится на все результаты измерений).

Прогрессивные погрешности – погрешности, которые в процессе измерений возрастают или убывают (например, погрешности, возникающие вследствие износа контактирующих деталей средств измерения).

В группу систематических погрешностей можно отнести: инструментальные погрешности; погрешности из-за неправильной установки измерительного устройства; погрешности, возникающие вследствие внешних влияний; погрешности метода измерения (теоретические погрешности); субъективные погрешности.

1.4 Основы взаимозаменяемости

1.4.1 Основные понятия и определения

1.4.1.1 Понятие о взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость – свойство независимо изготовленных с заданной точностью деталей (сборочных единиц) обеспечивать возможность бесподгоночной сборки (или замене при ремонте) сопрягаемых деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц – в механизмы и машины при соблюдении предъявляемых к ним технических требований. Выполнение требований к точности деталей и сборочных единиц изделий является важнейшим исходным условием обеспечения взаимозаменяемости. Кроме этого, необходимо выполнять и другие условия: устанавливать оптимальные номинальные значения параметров деталей и сборочных единиц, выполнять требования к материалу, технологии их изготовления и контроля и т.д. Взаимозаменяемыми могут быть детали, сборочные единицы и изделия в целом. В первую очередь такими должны быть детали и сборочные единицы, от которых зависят надежность и другие эксплуата-

ционные показатели изделий. Это требование, естественно, распространяется и на запасные части.

Взаимозаменяемость обеспечивает:

- гарантированное качество продукции;
- упрощение процесса сборки, который сводится к простому соединению деталей;
- предпосылки к широкой специализации и кооперированию заводов.

Возникает возможность изготавливать детали и узлы в отдельных цехах, на разных заводах, расположенных в разных городах и странах; специализировать отдельные заводы на производство конкретных узлов и поставки их другим заводам; удешевления производства:

- возможность организации поточного производства;
- упрощение ремонта, который сводится к простой замене детали или узла. За счет этого уменьшаются простои оборудования, улучшаются технико-экономические показатели его эксплуатации.

1.4.1.2 Виды взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость может быть полной или неполной (ограниченной). **При полной взаимозаменяемости** обеспечивается выполнение всех видов параметров с точностью, позволяющей производить бесперебойную сборку любых независимо изготовленных деталей в готовые изделия. При этом обеспечивается работоспособность изделия и выполняются предъявленные к нему технические требования. **При неполной взаимозаменяемости** для обеспечения заданной точности выходных характеристик (работоспособности) изделия предусматривается возможность выполнения дополнительных операций (для компенсации погрешностей первичных параметров) или групповой подбор деталей с размерами определенной группы (селективная сборка).

Размерная взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость по соединительным размерам (например, по внутреннему d и наружному D диаметрам подшипника качения).

Параметрическая взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость по выходным параметрам, т.е. взаимозаменяемость, при которой обеспечивается необходимая точность выходных параметров без дополнительной регулировки и подгонки (например, мощность и частота вращения вала электродвигателя).

Внешняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий (монтируемых в другие более сложные изделия) и сборочных единиц по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей (например, в электродвигателях внешнюю взаимозаменяемость обеспечивают по частоте вращения вала и мощности, а также по присоединительным размерам; в

подшипниках качения – по наружному D и внутреннему d диаметрам).

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, сборочные единицы и механизмы, входящие в изделия (например, в подшипнике качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца).

Уровень взаимозаменяемости производства можно охарактеризовать коэффициентом взаимозаменяемости K_B , равным отношению трудоемкости изготовления взаимозаменяемых деталей и сборочных единиц к общей трудоемкости изготовления изделия. Значение этого коэффициента является объективным показателем технического уровня производства.

Совместимость – это свойство объектов занимать свое место в сложном готовом изделии и выполнять требуемые функции при совместной или последовательной работе этих объектов и сложного изделия в заданных эксплуатационных условиях.

Функциональная взаимозаменяемость стандартных изделий – это свойство независимо изготовленных деталей занимать свое место в изделии без дополнительной обработки. При этом предполагается не только возможность нормальной сборки, но и нормальная работа изделия после установки на нем новой детали или другой составной части взамен вышедшей из строя. **Функциональными** являются геометрические, электрические, механические и другие параметры, влияющие на эксплуатационные показатели машин и других изделий или служебные функции сборочных единиц. Например, зазор между поршнем и цилиндром (функциональный параметр) влияет на мощность поршневого двигателя (эксплуатационный показатель).

1.4.2 Понятие о размерах и отклонениях, допусках и посадках

Определения – по ГОСТ 25346-89 «Единая система допусков и посадок» (ЕСДП).

Номинальный – это размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит также началом отсчета отклонений. Номинальный размер – это основной размер, полученный на основе кинематических, динамических и прочностных расчетов или выбранный из конструктивных, технологических, эксплуатационных, эстетических и других соображений и указанный на чертеже.

Действительным называется размер, полученный в результате измерения с допустимой погрешностью.

Предельные – это два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали. Бóльший из них называют наибольшим пре-

дельным размером, меньший – наименьшим предельным размером. Кроме того, ГОСТ 25346-89 устанавливает связанные с предельными размерами термины «проходной» и «непроходной» пределы. Термин «проходной предел» применяют к тому из двух предельных размеров, который соответствует максимальному количеству материала, а именно верхнему пределу для вала и нижнему – для отверстия. В случае предельных калибров для контроля размеров деталей речь идет о предельном размере, проверяемом проходным калибром. Термин «непроходной предел» применяют к тому из двух предельных размеров, который соответствует минимальному количеству материала, а именно нижнему пределу для вала и верхнему – для отверстия. В случае использования предельных калибров для контроля размеров деталей речь идет о предельном размере, проверяемом непроходным калибром.

Отклонение – это алгебраическая разность между размером (действительным, предельным и т.д.) и соответствующим номинальным размером.

Действительное отклонение – это алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами.

Предельное отклонение – это алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Предельные отклонения подразделяют на верхнее и нижнее.

Верхнее отклонение ES , es – это алгебраическая разность между наибольшим предельным размером и номинальным.

Нижнее отклонение EI , ei – это алгебраическая разность между наименьшим предельным размером и номинальным.

Допуск T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями (отверстие: $T = D_{\max} - D_{\min}$ или $T = ES - EI$;

вал: $T = d_{\max} - d_{\min}$ или $T = es - ei$).

Стандартный допуск IT – любой из допусков, устанавливаемых данной системой допусков и посадок и характеризующих заданную точность изготовления. Допуск всегда положителен.

Поле допуска – это поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Нулевая линия – это линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. При горизонтальном расположении нулевой линии положительные отклонения откладываются вверх от нее,

а отрицательные – вниз. При этом ось изделия всегда располагают под схемой. Нулевая линия отмечена цифрой 0.

В соединении деталей, входящих одна в другую, есть охватывающая и охватываемая поверхности.

Вал – термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) поверхностей деталей.

Отверстие – термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) поверхностей деталей. Термины отверстие и вал относятся не только к цилиндрическим деталям круглого сечения, но и к деталям другой формы (например, шпонки, шлицы и т.д.).

Основной вал – это вал, верхнее отклонение которого равно 0 ($es=0$), (рис. 1.1).

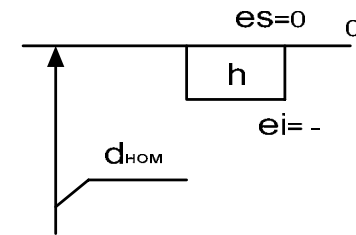


Рис. 1.1 - Графическое изображение поля допуска основного вала

Основное отверстие – это отверстие, нижнее отклонение которого равно 0 ($EI=0$), (рис. 1.2).

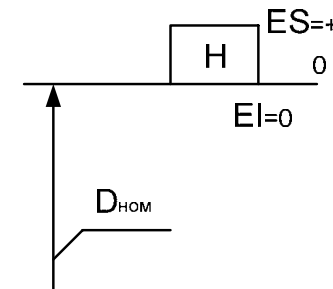


Рис. 1.2 - Графическое изображение поля допуска основного отверстия

Посадкой называют характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризу-

ет свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть: с зазором, с натягом или переходная, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (рис. 1.3).

Зазор S – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Наибольший, наименьший и средний зазоры определяют по формулам:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei ; \quad S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es ;$$

$$S_m = 0,5(S_{\max} + S_{\min}) .$$

Натяг N – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Наибольший, наименьший и средний натяги определяют по формулам:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI ;$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES ; \quad N_m = 0,5(N_{\max} + N_{\min}) .$$

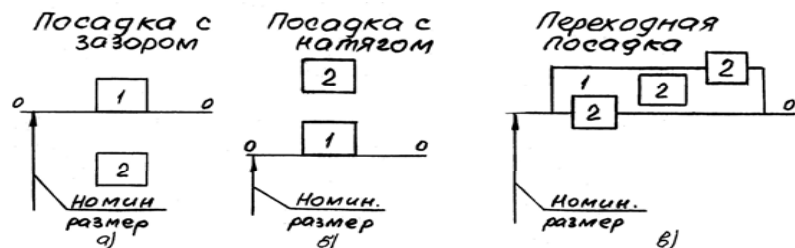


Рис. 1.3 - Поля допусков отверстия 1 и вала 2

Посадка с зазором – посадка при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия находится над полем допуска вала, рис 1.3,а). К посадкам с зазором относится также посадка, в которой нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала (например, в соединении H/h).

Посадка с натягом – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска отверстия находится под полем допуска вала, рис 1.3, б).

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью, рис 1.3, в).

Допуск посадки – разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами (допуск зазора TS в посадках с зазором) или наи-

большим и наименьшим допускаемыми натягами (допуск натяга TN в посадках с натягом): $TS = S_{\max} - S_{\min}$; $TN = N_{\max} - N_{\min}$.

В переходных посадках допуск посадки – сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютному значению: $TSN = S_{\max} + N_{\max}$. Для всех типов посадок допуск посадки численно равен сумме допусков отверстия и вала, т.е. $TS(TN) = TД + Tд$.

1.4.3 Системы допусков и посадок

Согласно ГОСТ 25346-89, ГОСТ 25347-89, ГОСТ 25348-89 в системе ИСО и ЕСДП установлены допуски и посадки для размеров менее 1 мм и до 500 мм, свыше 500 до 3150 мм, а в ЕСДП также для размеров свыше 3150 до 10000 мм.

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизовать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их частей, а также обуславливает повышение их качества. Системы допусков и посадок ИСО и ЕСДП для типовых деталей машин построены по единым принципам. Предусмотрены посадки в системе отверстия (СА) и в системе вала (СВ) (рис. 1.4).

Посадки в системе отверстия – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 1.4,*а*), которое обозначают буквой H .

Посадки в системе вала – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 1.4,*б*), который обозначают буквой h .

Выбор систем отверстия или вала для какой-либо посадки определяется конструктивными, технологическими и экономическими соображениями. Точные отверстия обрабатывают дорогостоящими инструментами (зенкерами, развертками, протяжками и др.). Каждый из них применяют для обработки отверстия только одного размера с определенным полем допуска. Валы независимо от их размера обрабатывают одним и тем же резцом или шлифовальным кругом. В системе отверстия различных по предельным размерам отверстий меньше, чем в системе вала, а, следовательно, меньше номенклатура режущего инструмента, необходимого для обработки отверстий. В связи с этим преимущественное распространение получила система отверстия.

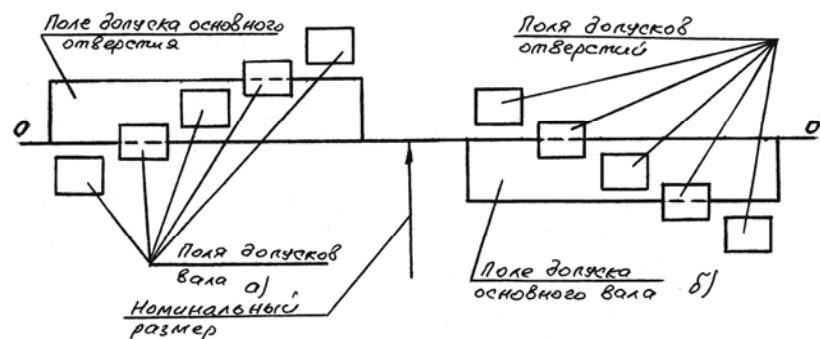


Рис. 1.4 - Примеры расположения полей допусков для посадок в системе отверстия (а) и в системе вала (б)

Для построения систем допусков устанавливают единицу допуска $i(I)$, которая, отражая влияние технологических, конструктивных и метрологических факторов, выражает зависимость допуска от номинального размера, ограничиваемого допуском, и является мерой точности. Для системы ИСО и ЕСДП установлены следующие единицы допуска:

для размеров до 500 мм $i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$;

для размеров свыше 500 до 10000 мм $I = 0,004D + 2,1$, где

D – среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала, мм:

$$D = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}} ;$$

$i(I)$ – единица допуска, мкм.

Допуск для любого качества: $T = a \cdot i$, где

a – число единиц допуска, зависящее от качества и не зависящее от номинального размера.

В каждом изделии детали разного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования требуемых уровней точности установлены качества изготовления деталей и изделий. Под **качеством** понимают совокупность допусков, характеризуемых постоянной относительной точностью (определяемой коэффициентом a) для всех номинальных размеров данного диапазона (например, от 1 до 500 мм). Точность в пределах одного качества зависит только от номинального размера.

В ЕСДП установлен 21 качество: 01, 0, 1, 2...19. Качество определяет допуск на изготовление, а, следовательно, и соответствующие методы и средства обработки и контроля деталей машин. В машиностроении для создания посадок и получения свободных размеров применяют каче-

ты с 5 по 19. Число единиц допуска от качества к качеству изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем $\sqrt[5]{10} \approx 1,6$. Для качеств 5...19 число единиц допуска a соответственно равно: 7, 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640, 1000, 1600, 2500 и 4000. Для каждого качества построены ряды допусков, в каждом из которых различные размеры имеют одинаковую относительную точность, определяемую соответствующим значением a .

Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров, в свою очередь разделен на несколько интервалов. Для номинальных размеров от 1 до 500 мм установлено 13 интервалов: 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.

Примечание. В каждом интервале понятие «до» означает включительно.

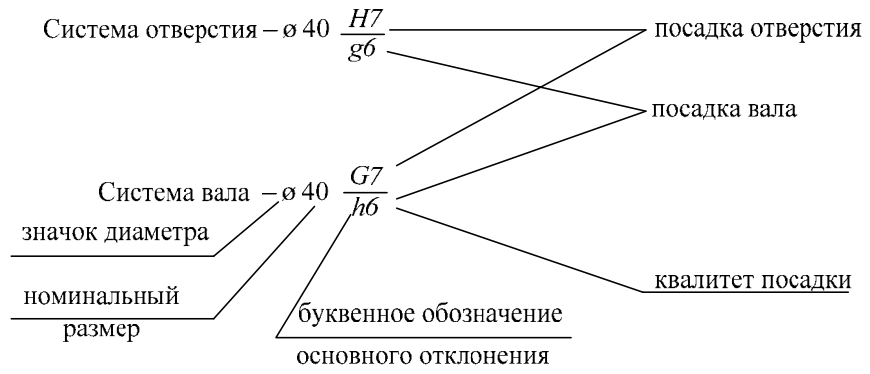
Для всех размеров, объединенных в один интервал, значения допусков приняты одинаковыми.

Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами, относятся к деталям, размеры которых определены при **нормальной температуре**, которая во всех странах принята равной +20 °С.

Таблица 1.3 - Буквы латинского алфавита, применяемые для обозначения посадок

Буква лат. алфавита	Русская транскрипция	Буква лат. алфавита	Русская транскрипция	Буква лат. алфавита	Русская транскрипция
$A(a)$	а	$H(h)$	аш	$R(r)$	эр
$B(b)$	бэ	$I(i)$	и	$S(s)$	эс
$C(c)$	цэ	$J(j)$	йот	$T(t)$	тэ
$D(d)$	дэ	$K(k)$	ка	$U(u)$	у
$E(e)$	е	$M(m)$	эм	$X(x)$	икс
$F(f)$	эф	$N(n)$	эн	$Z(z)$	зэт
$G(g)$	жэ	$P(p)$	пэ	$L(l)$	эль

Пример обозначения посадки соединения:



ТЕМА 2 НОРМИРОВАНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ, РАСПОЛОЖЕНИЯ, ВОЛНИСТОСТИ И ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

2.1 Классификация отклонений геометрических параметров деталей

Основные термины и определения устанавливаются ГОСТ 24642-81, в котором отклонения и допуски формы и расположения поверхностей классифицируются следующим образом: отклонения и допуски формы поверхностей; отклонения и допуски расположения поверхностей; суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей.

При анализе точности геометрических параметров деталей различают поверхности номинальные и реальные.

Отклонение формы – отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от формы номинальной поверхности или профиля.

Под номинальной поверхностью понимается идеальная поверхность, номинальная форма которой задана чертежом или другой технической документацией.

Под реальной поверхностью понимается поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды.

Профиль – это линия пересечения поверхности с плоскостью или заданной поверхностью. Если в технической документации не указано направление секущей плоскости определяется по перпендикуляру к поверхности. Соответственно различают номинальный профиль и реальный профиль.

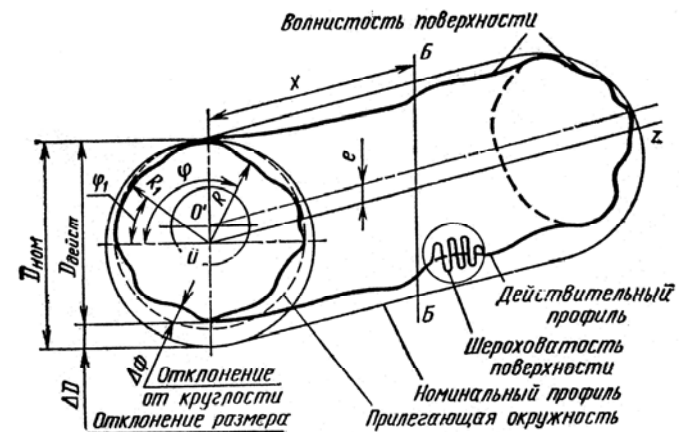


Рис. 2.1 - Отклонения геометрических параметров различных порядков

Номинальное расположение поверхности определяется номинальными линейными и угловыми размерами между ними и базами. Реальное расположение поверхности (профиля) определяется действительными линейными и угловыми размерами. **База** – поверхность, линия, точка детали, определяющая одну из плоскостей или осей системы координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения.

Вследствие отклонений действительной формы от номинальной один размер в различных сечениях детали может быть различным (рис. 2.1). Размеры в поперечном сечении можно определить переменным радиусом R , отсчитываемым от геометрического центра O номинального сечения (текущий размер), и угловой координатой φ . Отклонение ΔR текущего размера R от номинального (постоянного) размера R_0 можно выразить зависимостью:

$$\Delta R = R - R_0 = f(\varphi), \text{ где}$$

$f(\varphi)$ – функция, характеризующая погрешность профиля (φ – полярный угол).

Рассматривая отклонения ΔR радиуса-вектора в полярной системе координат как функцию полярного угла φ , можно представить отклонения контура поперечного сечения детали в виде ряда Фурье, который в конечном счете можно представить как тригонометрический полином:

$$f(\varphi) = \frac{C_0}{2} + \sum_{\kappa=1}^n C_{\kappa} \cdot \cos(\kappa\varphi + \varphi_{\kappa}), \text{ где}$$

n – порядковый номер высшей гармоники полинома.

Согласно теории Фурье, нулевой член разложения в общем случае является средним значением функции $f(\varphi)$ за период $T = 2\pi$, определяемым расстоянием от базового уровня отсчета текущего размера до средней линии геометрических отклонений профиля (до среднего цилиндра):

$$\frac{C_0}{2} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) d\varphi.$$

Таким образом, $C_0/2$ есть постоянная составляющая отклонения текущего размера.

Первый член разложения $C_1 \cdot \cos(\varphi + \varphi_1)$ выражает несовпадение центра вращения O' с геометрическим центром O (эксцентриситет e), т.е. отклонение расположения поверхности. Здесь C_1 и φ_1 – амплитуда и фаза эксцентриситета.

Члены ряда, начиная со второго и до $k = p$, $\sum_{k=2}^p C_k \cdot \cos(k\varphi + \varphi_k)$,

образуют спектр отклонений формы детали в поперечном сечении:

$C_2 \cdot \cos(2\varphi + \varphi_2)$ – второй член ряда, выражающий овальность;

$C_3 \cdot \cos(3\varphi + \varphi_3)$ – третий член ряда, выражающий огранку с трех-вершинным профилем.

Последующие члены ряда, имеющие номер $k > p$, выражают волнистость. Наконец, при достаточно большом числе членов ряда получаем высокочастотные составляющие, выражающие шероховатость поверхности.

Аналогично можно представить отклонения контура цилиндрической поверхности в продольном сечении, но условие замкнутости контура в этом случае не выполняется:

$$f(z) \neq f(z + \ell), \text{ где}$$

z – переменная, отсчитываемая вдоль оси цилиндра, причем $0 \leq z \leq \ell$;

ℓ – длина детали.

Введя цилиндрическую систему координат R , φ , z и условно приняв, что период $T = 2\ell$, представим отклонения контура реальной цилиндрической детали в продольном сечении $f(z)$ в виде тригонометрического полинома:

$$f(z) \approx \frac{C_0}{2} + \sum_{k=1}^n C_k \sin\left(\frac{k\pi}{2\ell} \cdot z\right), \text{ где}$$

k – порядковый номер члена разложения.

$$\text{При } k = 1 \text{ первый член } f_1(z) = C_1 \sin\left(\frac{0,5\pi z}{\ell}\right).$$

Тогда $f_1(z) = 0$ при $z = 0$ и $f_1(z) = C_1$ при $z = \ell$. Первый член разложения характеризует наклон образующей цилиндра (конусообразность).

Второй член разложения $f_2(z) = C_2 \sin\left(\frac{\pi z}{\ell}\right)$ характеризует выпуклость контура в продольном сечении (бочкообразность).

Этот же член разложения при наличии сдвига фазы $f_2(z) = C_2 \cdot \sin\left(\frac{\pi z}{\ell} - \frac{\pi}{2}\right) = C_2 \cdot \cos\left(\frac{\pi z}{\ell}\right)$ выражает седлообразность.

Более укрупнено отклонения геометрических параметров можно классифицировать следующим образом:

Отклонения 0^{го} порядка – отклонения собственно размера (ΔD на рис.2.1);

Отклонения 1^{го} порядка – отклонения расположения поверхностей (e);

Отклонения 2^{го} порядка – отклонения формы поверхности ($\Delta \Phi$);

Отклонения 3^{го} порядка – волнистость поверхности;

Отклонения 4^{го} порядка – шероховатость поверхности.

2.2 Система нормирования отклонений формы и расположения поверхности

В основу нормирования и количественной оценки отклонений формы и расположения поверхностей положен принцип прилегающих прямых, поверхностей и профилей.

Прилегающая прямая – прямая, соприкасающаяся с реальным профилем и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение (рис. 2.2, *a*).

Прилегающая окружность – это окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения (рис. 2.2, *б*), или окружность максимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения (рис. 2.2, *в*).

Прилегающие поверхности и профили соответствуют условиям сопряжения деталей при посадках с нулевым зазором. При измерении прилегающими поверхностями служат рабочие поверхности контрольных плит, интерференционных стекол, лекальных и поверочных линеек, калибров, контрольных оправок и т.п. Количественно отклонение формы оценивают наибольшим расстоянием Δ от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) по нормали к последней. Приняты следующие буквенные обозначения:

Δ – отклонение формы или отклонение расположения поверхности;

T – допуск формы или допуск расположения;

L – длина нормируемого участка.



Рис.2.2 - Прилегающие прямая (а) и окружности (б, в)

2.2.1 Отклонения формы цилиндрических поверхностей

Отклонение от круглости – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 2.3, а). Допуск круглости T – наибольшее допускаемое значение отклонения от круглости. Поле допуска круглости – область на плоскости, ограниченная двумя концентрическими окружностями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном допуску круглости T .

Частными видами отклонений от круглости являются овальность и огранка. **Овальность** – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 2.3, б). **Огранка** – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет многогранную фигуру. Огранка с нечетным числом граней характеризуется равенством размера d (рис. 2.3, в).

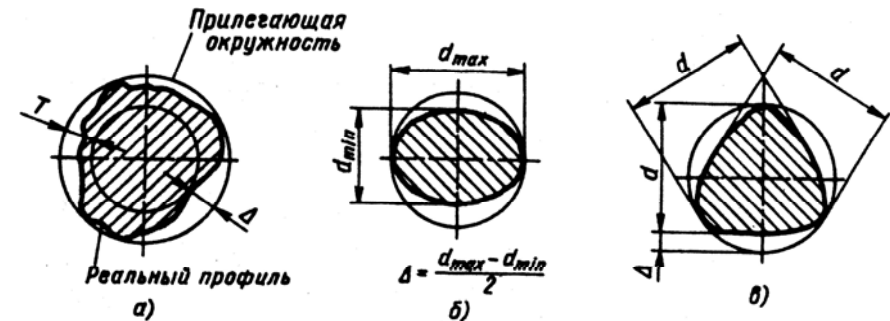


Рис. 2.3 - Отклонение формы цилиндрических поверхностей в поперечном сечении

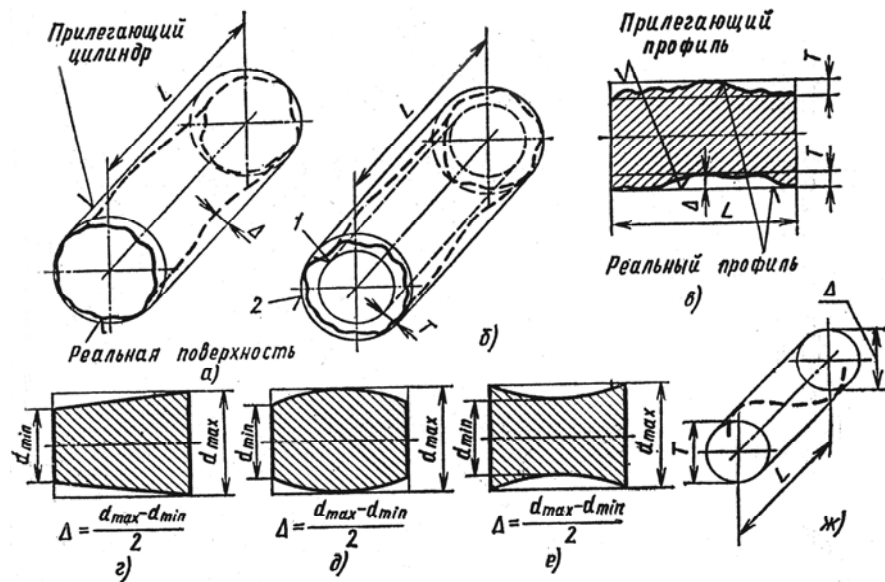


Рис. 2.4 - Отклонения от цилиндричности профиля продольного сечения

Отклонение от цилиндричности – наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка L (рис. 2.4, а). Поле допуска цилиндричности определяется пространством, ограниченным соосными цилиндрами 1 и 2, отстоящими один от другого на расстоянии, равном допуску цилиндричности T .

Отклонение профиля продольного сечения – наибольшее расстояние Δ от точек образующей реальной поверхности, лежащей в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах нормируемого участка L (рис. 2.4, в). Отклонение профиля продольного сечения характеризует отклонения от прямолинейности и параллельности образующих. Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются конусообразность, бочкообразность и седлообразность. **Конусообразность** – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны (рис. 2.4, з). **Бочкообразность** – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие не прямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения (рис. 2.4, д). **Седлообразность** –

отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие не прямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения (рис. 2.4, *e*).

Отклонение Δ от прямолинейности оси (линии) в пространстве и поле допуска прямолинейности оси T показаны на рис. 2.4, *ж*.

2.2.2 Отклонения формы плоских поверхностей

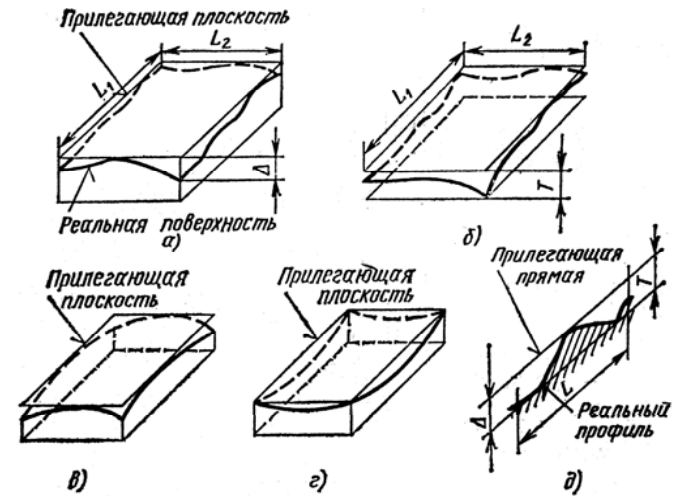


Рис. 2.5 - Отклонения формы плоских поверхностей

Отклонение от плоскостности определяют как наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка (рис. 2.5, *a*). Поле допуска плоскостности T показано на рис. 2.5, *б*. Частными видами отклонений от плоскостности являются **выпуклость** (рис. 2.5, *в*) и **вогнутость** (рис. 2.5, *г*). **Отклонение от прямолинейности в плоскости** (рис. 2.5, *д*) определяют как наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой.

2.2.3 Отклонение формы заданного профиля (поверхности)

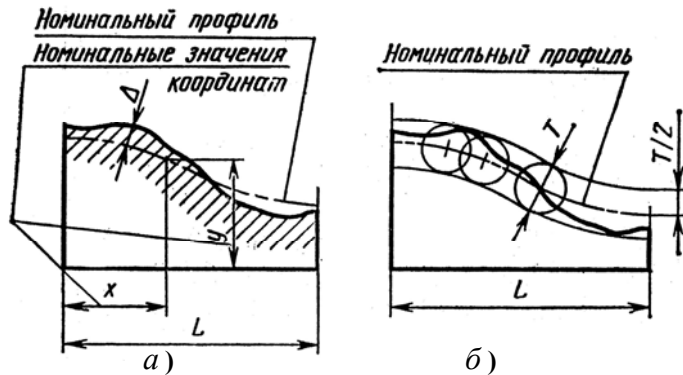


Рис. 2.6 - Отклонение формы заданного профиля

В случаях, когда профиль (поверхность) задан номинальными размерами (координатами отдельных точек профиля без предельных отклонений этих размеров), отклонение формы заданного профиля есть наибольшее отклонение Δ точек реального профиля от номинального, определяемое по нормали к номинальному профилю (рис. 2.6, а). Допуск формы T можно определить в диаметральном выражении как удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданного профиля или в радиусном выражении как наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданного профиля. Линии, ограничивающие поле допуска, являются огибающими семейства окружностей, диаметр которых равен допуску T , а центры находятся на номинальном профиле (рис. 2.6, б).

2.2.4 Отклонения расположения поверхностей

Отклонением расположения поверхности или профиля называют отклонение реального расположения поверхности (профиля) от его номинального расположения. При этом реальные поверхности заменяют прилегающими, а за оси, плоскости симметрии и центры реальных поверхностей принимают оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Отклонение от параллельности плоскостей (рис. 2.7, а) – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими плоскостями в пределах нормируемого участка. Поле допуска параллельности плоскостей называют область в пространстве, ограниченную двумя параллельными плоскостями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном допуску параллельности T , и параллельными базе (рис. 2.7, б).

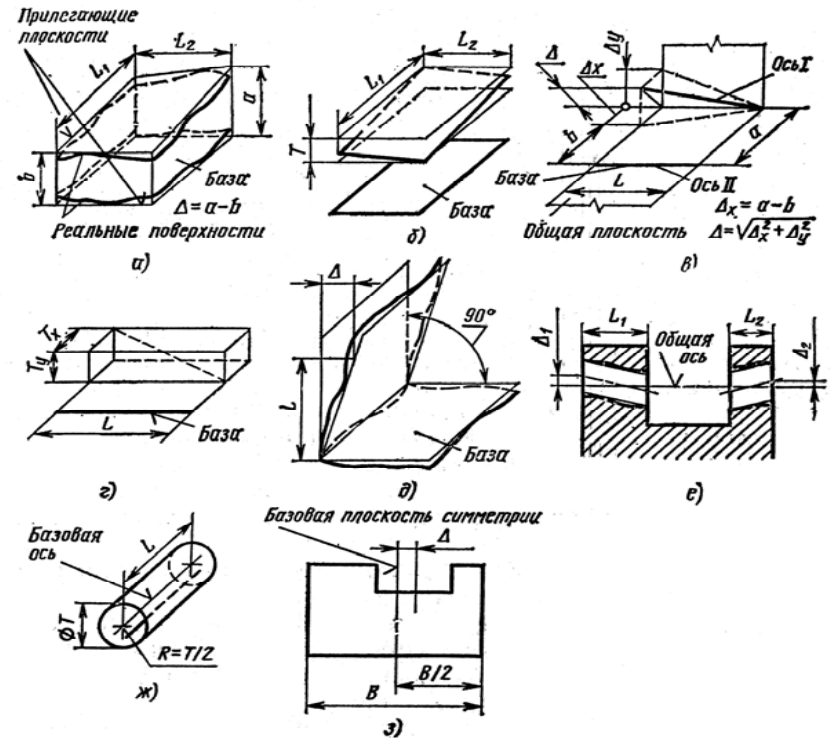


Рис. 2.7 - Отклонения расположения поверхностей

Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве – геометрическая сумма отклонений от параллельности проекций осей в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; одна из этих плоскостей является общей плоскостью осей, т.е. плоскостью, проходящей через одну (базовую) ось и точку другой оси (рис. 2.7, в). Отклонение от параллельности осей (или прямых) в общей плоскости – отклонение от параллельности Δx проекций осей на их общую плоскость. **Перекос осей** (прямых) – отклонение от параллельности Δy проекций осей на плоскость, перпендикулярную к общей плоскости осей и проходящую через одну из осей (базовую). Поле допуска параллельности осей (прямых) в пространстве – это область, ограниченная прямоугольным параллелепипедом, стороны сечения которого равны соответственно допуску T_x параллельности осей в общей плоскости и допуску T_y перекоса осей, а бо-

ковые грани параллельны базовой оси и соответственно параллельны и перпендикулярны общей плоскости осей (рис. 2.7, *г*).

Отклонение от перпендикулярности плоскостей показано на рис. 2.7, *д*.

Отклонение от соосности относительно общей оси – это наибольшее расстояние ($\Delta_1, \Delta_2 \dots$) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух или нескольких поверхностей на длине нормируемого участка (рис. 2.7, *е*). Допуск соосности в диаметральном выражении равен удвоенному наибольшему допускаемому значению отклонения от соосности, а в радиусном выражении – наибольшему допускаемому значению этого отклонения. Поле допуска соосности – область в пространстве, ограниченная цилиндром, диаметр которого равен допуску соосности в диаметральном выражении T или удвоенному допуску соосности в радиусном выражении R , а ось совпадает с базовой осью (рис. 2.7, *ж*). Двоякая количественная оценка соосности (в диаметральном и радиусном выражении) принята по рекомендации ИСО также для симметричности и пересечения осей.

Отклонение от симметричности относительно базовой плоскости – наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии рассматриваемой поверхности и базовой плоскостью симметрии в пределах нормируемого участка (рис. 2.7, *з*).

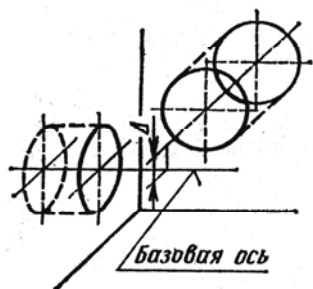


Рис.2.8 - Отклонение от пересечения осей

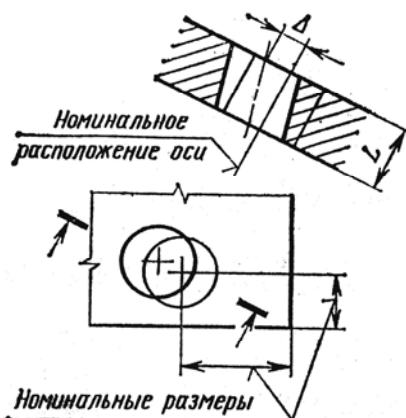


Рис.2.9 - Позиционное отклонение

Отклонение от пересечения осей, которые номинально должны пересекаться, определяют как наименьшее расстояние Δ между рассматриваемой и базовой осями (рис. 2.8). Поле допуска пересечения осей –

область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном допуску пересечения в диаметральном выражении T или удвоенному допуску пересечения в радиусном выражении $T/2$, и расположенными симметрично относительно базовой оси.

Позиционное отклонение – наибольшее отклонение Δ реального расположения элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) от его номинального расположения в пределах нормируемого участка (рис. 2.9).

2.2.5 Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей

Радиальное биение поверхности вращения относительно базовой оси является результатом совместного проявления отклонения от круглости рассматриваемого сечения и отклонения положения его центра относительно базовой оси. Оно равно разности наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении, перпендикулярном этой оси (Δ_1 на рис. 2.10, а). Если определяется разность наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности до базовой оси в пределах нормируемого участка L , то находят **полное радиальное биение** $\Delta = R_{\max} - R_{\min}$; оно является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.

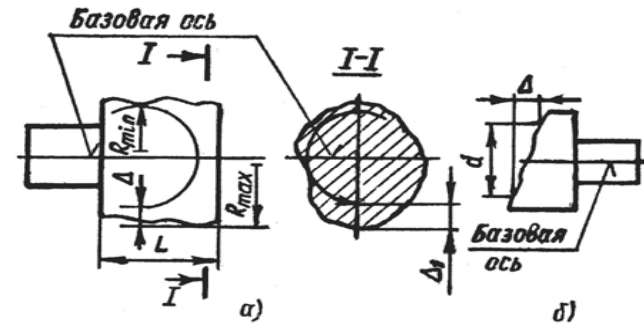


Рис. 2.10 - Радиальное и торцовое биения

Торцовое биение (полное) – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Оно является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности и от-

клонения от ее перпендикулярности относительно базовой оси (рис. 2.10, б).

2.2.6 Зависимый и независимый допуски расположения (формы)

Зависимым называют переменный допуск расположения или формы, минимальное значение которого указывается в чертеже или технических условиях (требованиях) и которое допускается превышать на величину, соответствующую отклонению действительного размера поверхности детали от проходного предела (наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия).

Пример. Для отверстий диаметром $15^{+0,043}$ и $25^{+0,052}$ мм детали, показанной на рис. 2.11, назначен зависимый допуск соосности 0,05 мм. Значение допускаемого отклонения от соосности является наименьшим и относится к деталям, у которых диаметры отверстий имеют наименьшие предельные размеры. С увеличением диаметров отверстий в соединении образуются зазоры. Отклонение от соосности Δ определяется разностью радиальных расстояний от осей отверстий, а зазоры разностью предельного и номинального диаметров, поэтому отклонение от соосности Δ связано с суммарным зазором в обеих ступенях $S_1 + S_2$ зависимостью $\Delta = (S_1 + S_2) / 2$.

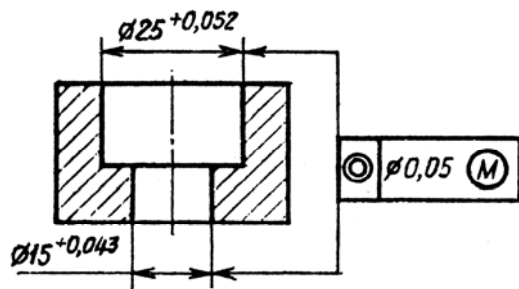


Рис. 2.11 - Зависимый допуск соосности отверстий

При наибольших предельных диаметрах отверстий (15,043 и 25,052 мм) возможно дополнительное отклонение от соосности, равное $0,5(0,043+0,052) = 0,047$ мм. Допуск соосности в этом случае $\hat{O}_{\max} = 0,05+0,047 = 0,097$ мм.

Зависимые допуски обычно контролируют комплексными калибрами, являющимися прототипами сопрягаемых деталей. Эти калибры всегда проходные, что гарантирует беспригоночную сборку изделий.

Независимым называют допуск расположения (формы), числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу, и не зависит от действительных размеров рассматриваемых поверхностей.

2.2.7 Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей

Согласно ГОСТ 24643-81 для каждого вида допуска формы и расположения поверхностей установлено 16 степеней точности. Числовые значения допусков от одной степени к другой изменяются с коэффициентом возрастания 1,6. В зависимости от соотношения между допуском размера и допусками формы или расположения устанавливают следующие уровни относительной геометрической точности: *A* – нормальная относительная геометрическая точность (допуски формы или расположения составляют примерно 60% допуска размера); *B* – повышенная относительная геометрическая точность (допуски формы или расположения составляют примерно 40% допуска размера); *C* – высокая относительная геометрическая точность (допуски формы или расположения составляют примерно 25% допуска размера).

Допуски формы цилиндрических поверхностей, соответствующие уровням *A*, *B* и *C*, составляют примерно 30,20 и 12% допуска размера, так как допуск ограничивает отклонение радиуса, а допуск размера – отклонение диаметра поверхности.

Кроме того, в ГОСТ 24643-81 стандартизован базовый ряд числовых значений допусков формы и расположения, представляющий собой ряд *R10* предпочтительных чисел с некоторыми округлениями, мкм:

0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 40; 50; 60; 80; 100; 120; 160; 200; 250; 400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1600; 2000; 2500; 4000; 5000; 6000; 8000; 10000; 12000; 16000.

Числа базового ряда могут применяться для тех видов допусков, на которые не распространяются стандартные степени точности (например, позиционные допуски), когда необходимо назначить допуски, занимающие промежуточные положения по соседним степеням точности.

2.3 Обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей

Вид допуска формы и расположения согласно ГОСТ 2.308-79 следует обозначать на чертеже знаками, приведенными в табл. 2.1.

Знак и числовое значение допуска вписывают в рамку, указывая на первом месте знак, на втором – числовое значение допуска в мм и на третьем (при необходимости) буквенное обозначение базы или поверхности, с которой связан допуск расположения. Рамку соединяют с элементом, к которому относится допуск, сплошной линией, заканчивающейся стрелкой (рис. 2.12).

Перед числовым значением допуска следует указывать:

символ \varnothing , если поле допуска задано его диаметром;

символ R , если поле допуска задано радиусом;

символ T , если допуски симметричности, пересечения осей, формы заданной поверхности, а также позиционные заданы в диаметральном выражении;

символ $T/2$ для тех же видов допусков, если они заданы в радиусном выражении;

слово «сфера» и символы \varnothing или R , если поле допуска сферическое.

Надписи, дополняющие данные, приведенные в рамке, наносят под рамкой.

Базу обозначают зачерненным треугольником, который соединяют линией с рамкой допуска. Чаще базу обозначают буквой, помещенной в рамке, которую соединяют с треугольником. Если базой является ось или плоскость симметрии, треугольник располагают в конце размерной линии соответствующего размера поверхности. В случае недостатка места стрелку размерной линии допускается заменять треугольником.

Таблица 2.1 - Допуски формы и расположения и их условные знаки

Группа допусков	Вид допуска	Знак	Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски формы	Прямолинейности		Суммарные допуски формы и расположения	Радиального биения	
	Плоскостности			Торцового биения	
	Круглости			Биения в заданном направлении	
	Профиля продольного сечения			Полного радиального биения	
	Цилиндричности			Полного торцового биения	

Продолжение таблицы 2.1.

Допуски расположения	Параллельности	//	Суммарные допуски формы и расположения	Формы заданного профиля	⌒
	Перпендикулярности	⊥		Формы заданной поверхности	⌒
	Наклона	∕			
	Соосности	⊙			
	Симметричности	≡			
	Позиционный	⊕			
	Пересечения осей	⊗			

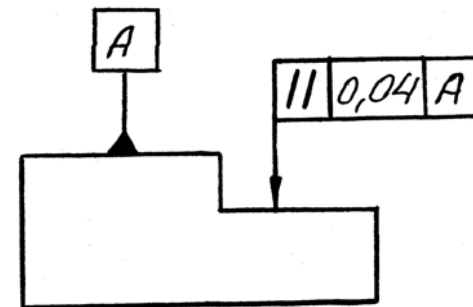


Рис. 2.12 - Обозначение допуска параллельности поверхности относительно базы А

2.4 Неуказанные допуски формы и расположения

Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей устанавливает ГОСТ 25069-81. Он распространяется на металлические детали машин и приборов, обработанные резанием. Непосредственно на чертеже указывают, как правило, наиболее ответственные допуски формы и расположения поверхностей. По способу регламентации неуказанных допусков в ГОСТ 25069-81 все показатели точности формы и расположения, установленные в ГОСТ 24642-81, могут быть подразделены на три группы (табл. 2.2).

Таблица 2.2 - Классификация неуказанных допусков формы

Характеристика точности формы и расположения по ГОСТ 24642-81	Способ нормирования неуказанных допусков
Плоскостность Прямолинейность Цилиндричность Круглость Профиль продольного сечения Параллельность	Допускаются любые отклонения в пределах поля допуска размера рассматриваемой поверхности или размера между рассматриваемой поверхностью и базой. Правило действует независимо от ссылок на стандарт.
Перпендикулярность Соосность Симметричность Пересечение осей Радиальное биение Торцовое биение	Установлены числовые значения неуказанных допусков, выбор которых производится по определенному допуску размера. Неуказанные допуски должны соблюдаться при наличии ссылок на стандарт.
Наклон Позиционный допуск Полное радиальное биение Полное торцовое биение Форма заданного профиля Форма заданной поверхности	Неуказанные допуски не установлены. Данные характеристики косвенно ограничиваются другими видами указанных или неуказанных допусков размеров, формы и расположения. При необходимости прямого нормирования их допуски всегда указываются в чертежах.

К первой группе относятся те показатели, отклонения которых допускаются в пределах поля допуска размера рассматриваемого элемента или размера между рассматриваемыми элементами. Это правило основывается на стандартном определении поля допуска размера и поэтому не должно специально оговариваться в чертежах. Его соблюдение не требует обязательного измерения данного отклонения формы или расположения. Необходимо лишь, чтобы контроль соблюдения поля допуска размера производился с учетом возможных отклонений формы и расположения.

Для определения допусков формы и расположения, относящихся **ко второй группе**, в ГОСТ 25069-81 приведены правила их определения и таблицы допусков. Для их нахождения по приведенным таблицам необходимо определить БАЗУ, НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР и ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ДОПУСК РАЗМЕРА.

Правила определения баз:

1. Если деталь имеет более двух элементов, для которых установлены одноименные неуказанные допуски расположения или биения, то эти допуски следует относить к одной и той же базе.

2. Если деталь имеет элементы, для которых установлены указанные и неуказанные допуски расположения или биения, то неуказанные допуски следует относить к той же базе, что и указанные.

3. При определении неуказанного допуска перпендикулярности за базу принимается поверхность (или ее ось), имеющая больший размер в рассматриваемых перпендикулярных направлениях, а при одинаковых размерах – поверхность, имеющая меньшую шероховатость.

4. При определении неуказанного допуска соосности, пересечения осей, радиального или торцового биения за базу принимается ось поверхности, имеющей большую длину, при одинаковых длинах – ось поверхности с допуском диаметра по более точному качеству, а при одинаковых длинах и качествах – ось поверхности с большим диаметром.

5. При определении неуказанного допуска симметричности за базу принимается плоскость (ось) симметрии элемента, имеющего большую длину в плоскости, параллельной плоскости симметрии, при одинаковых длинах – элемента с допуском размера по более точному качеству в направлении, перпендикулярном плоскости симметрии, а при одинаковых длинах и качествах – элемента с большим размером в направлении, перпендикулярном плоскости симметрии.

Правила определения номинального размера

Под номинальным размером понимается: при определении неуказанных допусков перпендикулярности – номинальная длина рассматриваемого элемента; соосности, пересечения осей, радиального биения и симметричности – больший из номинальных размеров рассматриваемого или базового элемента; торцового биения – номинальный диаметр рассматриваемой торцовой поверхности.

Правила определения определяющего допуска размера

Под определяющим допуском размера понимается:

1. При определении неуказанного допуска перпендикулярности или торцового биения – допуск размера, координирующего расположение рассматриваемого элемента в направлении, параллельном базовому элементу. Если имеется несколько таких размеров различной точности, то выбор неуказанного допуска перпендикулярности или торцового биения производится по более точному качеству.

2. При определении неуказанного допуска соосности, симметричности, пересечения осей или радиального биения – допуск диаметра рассматриваемого или базового элемента по более грубому качеству.

К третьей группе относятся показатели, которые нормируются лишь при необходимости и только с помощью указанных в чертеже допусков.

При неуказанных допусках эти показатели косвенно ограничиваются допусками других параметров. Например, при неуказанных позиционных допусках точность расположения осей определяется предельными отклонениями межосевых расстояний.

2.5 Система нормирования и обозначения шероховатости поверхности

2.5.1 Общие понятия и определения

Шероховатостью поверхности согласно ГОСТ 25142-82 называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенную с помощью базовой длины. **Базовая длина** ℓ – длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности.

Базовая линия (поверхность) – линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности.

Шероховатость поверхности оказывает существенное влияние на эксплуатационные свойства поверхностного слоя, к которым относятся: действительное напряжение на поверхности двух взаимодействующих тел и, как следствие, контактная жесткость; прочность деталей из-за концентрации напряжений в отдельных рисках на поверхности; характер процесса трения между сопрягаемыми поверхностями в паре трения; изменение посадки в процессе сборки (с натягом) или при эксплуатации (с зазором); антикоррозионная стойкость поверхностей; плотность и герметичность соединений; адгезионная способность к гальваническим и лакокрасочным покрытиям; декоративные свойства; удобство содержания поверхностей в чистоте и т.п.

Числовые значения шероховатости определяют от единой базы, за которую принята **средняя линия профиля** m , т.е. базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально.

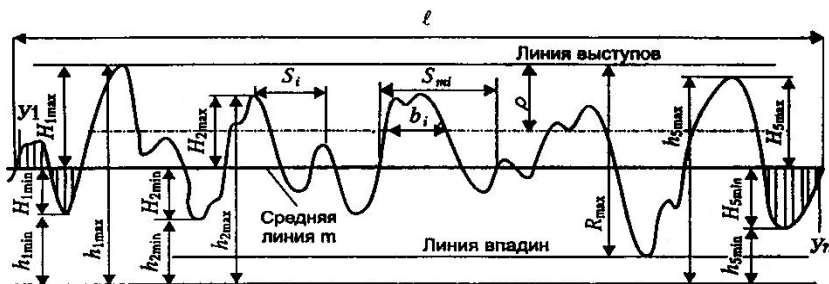


Рис. 2.13 - Профилограмма поверхности

Длина оценки L – длина, на которой оценивают шероховатость. Она может содержать одну или несколько базовых длин ℓ . Числовые значения базовой длины выбирают из ряда: 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,8; 2,5; 8; 25 мм.

2.5.2 Параметры шероховатости

а) Высотные параметры

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$R_a = \frac{1}{\ell} \int_0^{\ell} |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \text{ где}$$

ℓ – базовая длина;

n – число выбранных точек профиля на базовой длине;

y_i – расстояние между любой точкой профиля и средней линией (отклонение профиля).

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

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{imax}| + \sum_{i=1}^5 |H_{imin}| \right) \text{ или } R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |h_{imax}| - \sum_{i=1}^5 |h_{imin}| \right), \text{ где}$$

H_{imax} и H_{imin} определяются относительно средней линии;

h_{imax} и h_{imin} определяются относительно произвольной прямой, параллельной средней линии и не пересекающей профиль.

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

б) Шаговые параметры

Средний шаг неровностей профиля S_m – среднее арифметическое значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:

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

S_{mi} – шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, пересекающей профиль в трех соседних точках, и ограниченный двумя крайними точками;

n – число шагов в пределах базовой длины.

Средний шаг неровностей профиля по вершинам S – среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины:

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

S_i – шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, заключенного между проекциями на нее наивысших точек двух соседних местных выступов профиля.

в) Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля

Опорная длина профиля η_p – сумма длин отрезков b_i , отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии m в пределах базовой длины (рис. 2.13):

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i.$$

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

$$t_p = \eta_p / \ell$$

Уровень p сечения профиля – расстояние между линией выступов и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов профиля. Числовые значения уровня p выбирают из ряда 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90% от R_{\max} . Относительную опорную длину t_p выбирают из ряда 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90%.

2.5.3. Выбор параметров шероховатости и их числовых значений

Требования к шероховатости поверхности деталей следует устанавливать, исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества изделий. Например, для трущихся поверхностей ответственных деталей устанавливают допускаемые значения R_a (или R_z), R_{\max} и t_p , а также направление неровностей; для поверхностей циклически нагруженных ответственных деталей – R_{\max} , S_m и S .

Износостойкость, контактная жесткость, прочность прессовых посадок и другие эксплуатационные свойства сопрягаемых поверхностей деталей связаны с фактической площадью их контакта. Для определения

опорной площади, которая образуется под рабочей нагрузкой, строят кривые относительной опорной длины профиля t_p (рис. 2.14).

При выборе значений t_p следует учитывать, что с его увеличением требуются все более трудоемкие процессы обработки; например, при значении $t_\delta \approx 25\%$, определенном по средней линии профиля, можно применять ЧИСТОВОЕ ТОЧЕНИЕ, а при $t_\delta \approx 40\%$ необходимо ХОНИНГОВАНИЕ. Опорная длина профиля t_p определяет значение пластической деформации поверхностей контактирующих деталей.

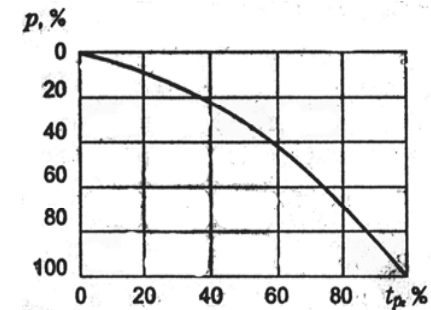


Рис. 2.14 - Кривая относительной опорной длины профиля

Требование к шероховатости поверхности устанавливают путем указания параметра шероховатости (одного или нескольких), его числового значения (наибольшего, наименьшего, номинального и диапазона значений), а также базовой длины, на которой необходимо определить параметры шероховатости. В общем случае значение ℓ выбирают по допускаемым значениям параметров R_a , R_z и R_{max} согласно таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Соотношение параметров R_a , R_z , R_{max} и базовой длины

Значение высотных параметров		Базовая длина, ℓ , мм
R_a , мкм	R_z, R_{max} , мкм	
До 0,025	До 0,10	0,08
Св. 0,025 до 0,4	Св. 0,10 до 1,6	0,25
Св. 0,4 до 3,2	Св. 1,6 до 12,5	0,8
Св. 3,2 до 12,5	Св. 12,5 до 50	2,5
Св. 12,5 до 100	Св. 50 до 400	8

Допускаемые значения R_a и R_z в зависимости от допуска размера и формы установлены по четырем уровням относительной геометрической точности, определяемым соотношением допусков геометрии и размера соответственно: А = 60%; В = 40%; С = 25%; Д < 25% (табл. 2.4).

2.5.4 Обозначение шероховатости поверхностей

Согласно ГОСТ 2.309-73 шероховатость поверхностей обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей изделия, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции.

Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рис. 2.15. При применении знака без указания параметра и способа обработки его изображают без полки.

В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рис. 2.16.

В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак на рис. 2.16, а.

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак на рис. 2.16, б.

Таблица 2.4 - Параметры шероховатости в зависимости от допусков размера IT и формы T_ϕ

При допуске формы T_ϕ в % от допуска размера IT	Параметр R_a	Параметр R_z
А = 60%	$R_a \leq 0,05IT$	$R_z = 0,2IT$
В = 40%	$R_a \leq 0,025IT$	$R_z = 0,1IT$
С = 25%	$R_a \leq 0,012IT$	$R_z = 0,05IT$
Д < 25%	$R_a = 0,15T_\phi$	$R_z = 0,6T_\phi$

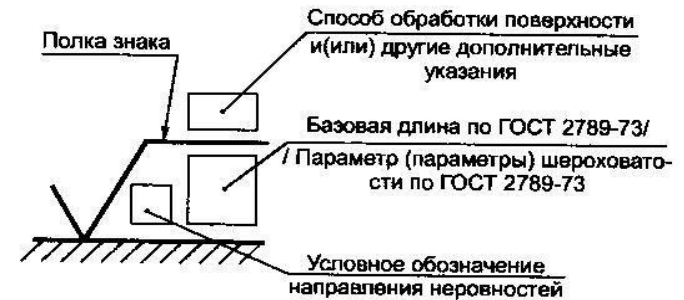


Рис. 2.15 - Структура обозначения шероховатости поверхности

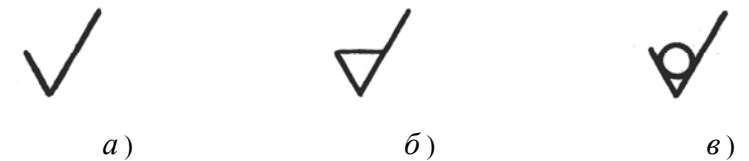


Рис. 2.16 - Знаки шероховатости

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак на рис. 2.16, в с указанием значения параметра шероховатости.

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении изделия располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок. Допускается при недостатке места располагать обозначение шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, на рамке допуска формы, а также разрывать выносную линию. Обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей изделия, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа вместе с условным обозначением ($\sqrt{\quad}$). Размеры знака, взятого в скобки, должны быть одинаковыми с размерами знаков, нанесенных на изображении.

Обозначение шероховатости поверхностей повторяющихся элементов изделия (отверстий, пазов, зубьев и т.п.), количество которых указано на чертеже, а также обозначение шероховатости одной и той же поверхности наносят один раз, независимо от числа изображений. Обозначение шероховатости симметрично расположенных элементов симметричных изделий наносят один раз.

Если шероховатость одной и той же поверхности различна на отдельных участках, то эти участки разграничивают сплошной тонкой линией с нанесением соответствующих размеров и обозначений шероховатости.

Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, эвольвентных шлицев и т.п., если на чертеже не приведен их про-

филь, условно наносят на линии делительной поверхности, а для глобоидных червяков и сопряженных с ними колес – на линии расчетной окружности.

Обозначение шероховатости поверхности профиля резьбы наносят по общим правилам при изображении профиля или условно на выносной линии для указания размера резьбы, на размерной линии или на ее продолжении.

Если шероховатость поверхностей, образующих контур, должна быть одинаковой, обозначение шероховатости наносят один раз в соответствии с рис. 2.17. В обозначении одинаковой шероховатости поверхностей, плавно переходящих одна в другую, знак O не приводят.

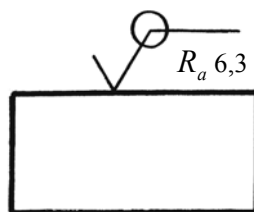


Рис. 2.17

Обозначение одинаковой шероховатости поверхности сложной конфигурации допускается приводить в технических требованиях чертежа со ссылкой на буквенное обозначение поверхности, например: «шероховатость поверхности $A - \sqrt{R_a 1,6}$ ». При этом буквенное обозначение поверхности наносят на полке линии-выноски, проведенной от утолщенной штрих-пунктирной линии, которой обводят поверхность на расстоянии $0,8 \dots 1$ мм от контура.

2.6 Волнистость поверхности

Под волнистостью поверхности понимают совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояния между смежными возвышенностями или впадинами превышают базовую длину ℓ . Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатостью поверхности. Условно границу между различными порядками отклонений поверхности можно установить по значению отношения шага S_w к высоте неровностей W_z :

$$S_w / W_z < 40 \text{ – шероховатость поверхности;}$$

$$1000 \geq S_w / W_z \geq 40 \text{ – волнистость;}$$

$S_w/W_z > 1000$ – отклонения формы.

Высота волнистости W_z – это среднее арифметическое из пяти ее значений, определенных на длине участка измерения L_w (рис. 2.18, а):

$$W_z = \frac{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5}{5}.$$

Числовые предельные значения W_z (мкм) следует выбирать из следующего ряда:

0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200.

Средний шаг волнистости S_w – среднее значение расстояний S_{wi} между одноименными сторонами соседних волн, измеренных по средней линии профиля m_w (рис. 2.18,б):

$$S_w = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 S_{wi}.$$

Неравномерность составляющих сил резания, наличие неуравновешенных масс, погрешностей станка приводят к колебаниям в технологической системе станка, что является причиной появления волнистости поверхности.

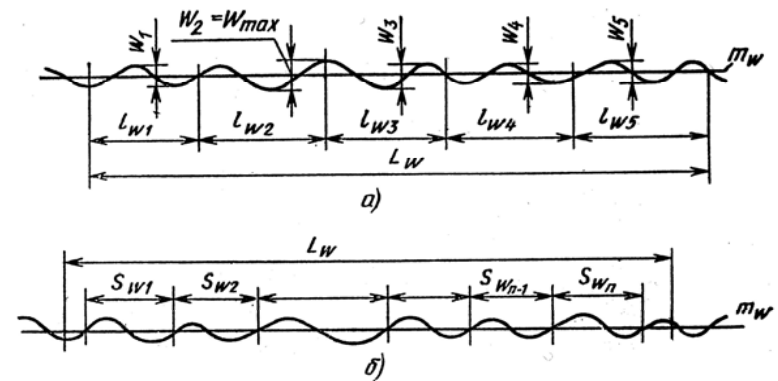


Рис. 2.18 - Определение высоты (а) и шага (б) волнистости поверхности

2.7 Влияние шероховатости, волнистости, отклонений формы и расположения поверхностей деталей на взаимозаменяемость и качество машин

Качество изделия в значительной мере определяется эксплуатационными свойствами деталей и соединений. Эксплуатационные свойства характеризуются состоянием поверхностного слоя деталей, определяемым технологией их изготовления, и обуславливаются совокупностью геометрических параметров и физико-механических свойств поверхностного слоя.

Геометрические показатели определяются шероховатостью реальной поверхности.

К физико-механическим свойствам поверхности относятся наклеп (повышение твердости поверхности в результате, например, механической обработки), характер и величина остаточных напряжений (растяжения или сжатия).

Требования к шероховатости поверхности конкретной детали устанавливаются на основании знания связи параметров шероховатости с функциональным назначением данной поверхности. Выбор системы параметров поверхностного слоя деталей машин предопределяется возможностью их технологического и метрологического обеспечения. Например, несущая способность шероховатости зависит от $R_{\max}(R_z)$, высоты сглаживания R_p и от среднего арифметического отклонения профиля R_a .

Анализ различных профилей показывает, что с уменьшением высоты шероховатости R_{\max} параметры R_a и R_p (расстояние от линии выступов до средней линии) уменьшаются, а ее несущая способность увеличивается. Существуют общие уравнения для определения относительных опорных длин профиля шероховатости t_p выше и ниже средней линии, которые используются для определения относительных длин профиля на любом уровне p после различных методов обработки. В таблицах 2.5 и 2.6 приведены оптимальные значения параметров шероховатости поверхностей некоторых деталей машин и методы их технологического обеспечения.

Таблица 2.5 - Оптимальные значения параметров шероховатости поверхностей деталей машин

Поверхность детали	R_a , мкм	R_z , мкм	R_{max} , мкм	S_m , мкм	t_m , мкм
Опорные шейки валов под: -подшипники скольжения -подшипники качения	0,32 0,80 – 2,0	— —	— —	0,032 0,063	60 50
Поверхности валов, работающие на предел выносливости	—	—	1,0	0,08	—
Свободные несопряженные торцы валов, фланцев, крышек	—	15 - 100	—	—	—
Поверхности посадочных отверстий зубчатых колес	0,5 – 2,0	—	—	—	—
Поверхности плунжерных пар	0,1	—	—	0,02	50
Корродирующие поверхности	0,063	—	—	0,032	—
Сопрягаемые поверхности с натягом	0,5 – 2,5	—	—	0,032 – 0,15	50
Боковые поверхности: - зубьев колес - витков червяка	0,63 – 1,25 0,32	— —	— —	— —	— —
Поверхности направляющих трения скольжения: - универсальных станков - прецизионных станков	0,63 0,10	— —	— —	0,05 0,02	50 50
Поверхности направляющих качения	0,16	—	—	0,03	50
Рабочие поверхности матриц и пуансонов вырубных штампов	1,5	—	—	—	—
Поверхности заготовительных ручьев ковочных штампов	—	50 - 200	—	—	—
Поверхности окончательных ручьев ковочных штампов	—	20 - 100	—	—	—

Примечание. t_m – расстояние от начала кривой нарастания опорной длины профиля до пересечения ею средней линии.

Таблица 2.6 - Возможности методов обработки в обеспечении системы параметров состояния наружных поверхностей вращения деталей

Метод обработки	Параметры состояния поверхностного слоя деталей							
	Шероховатость				Волнистость			
	R_a , мкм	R_z , мкм	R_p , мкм	S_m , мм	S , мм	W_z , мкм	W_p , мкм	S_{mw} , мм
Точение:								
– черновое	–	63-160	32-100	0,32-1,25	0,32-1,25	6,25-13,0	3,2-25	2,5-10,0
– получистовое	–	10,0-80	5,0-50	0,16-0,40	0,12-0,40	3,2-10,0	1,60-8,0	1,2-8,0
– чистовое	0,8-2,5	–	2,0-2,8	0,08-0,16	0,05-0,16	1,6-4,0	0,80-2,5	0,8-8,0
– тонкое	0,10-0,80	–	0,25-2,5	0,02-0,10	0,01-0,10	0,40-1,6	0,20-1,00	0,8-6,00
Шлифование:								
– предварительное	1,00-2,5	–	2,5-10,0	0,063-0,20	0,032-0,16	3,2-10,0	1,60-6,3	0,8-4,0
– чистовое	0,20-1,25	–	0,50-4,0	0,025-0,100	0,01-0,080	0,5-4,0	0,25-2,5	0,40-1,50
– тонкое	0,05-0,25	0,05-0,25	0,125-0,80	0,008-0,025	0,003-0,016	0,16-0,8	0,08-0,50	0,25-0,60
– плосковершинное	0,32-2,50	0,32-2,50	0,05-3,2	0,063-1,25	0,008-0,160	0,5-10,0	0,20-4,00	0,8-8,00
Обкатывание и выглаживание	0,050-2,0		0,063-6,3	0,025-1,25	0,025-1,25	0,40-12,5	0,160-6,3	0,3-8,0

ТЕМА 3 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

3.1 Основные эксплуатационные требования и система допусков и посадок

Гладкие цилиндрические соединения разделяют на подвижные и неподвижные. Основное требование, предъявляемое к ответственным подвижным соединениям, – создание между валом и отверстием наименьшего зазора, обеспечивающего трение со смазочным материалом, заданную несущую способность подшипника скольжения и сохранение указанной формы трения при увеличении зазора (в допускаемых пределах) в процессе длительной эксплуатации машины, а для соединений в ответственных приборах также точное центрирование и равномерное вращение вала. Основное требование, предъявляемое к неподвижным соединениям (разъемным и неразъемным), – обеспечение точного центрирования деталей и передача в процессе длительной эксплуатации заданного крутящего момента или осевой силы благодаря гарантированному натягу или дополнительному креплению деталей шпонками, стопорными винтами и т.п. Обеспечение наибольшей долговечности – общее требование ко всем соединениям деталей машин и приборов.

3.1.1 Основные отклонения

Для образования посадок с различными зазорами и натягами в системах ИСО и ЕСДП для размеров до 500 мм предусмотрено 27 вариантов основных отклонений валов и отверстий.

Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В системе ЕСДП таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии (рис. 3.1).

Основное отклонение обозначается буквой латинского алфавита: прописной для отверстий (от A до Z) и строчной для валов (от a до z).

Отклонения $a - h(A - H)$ предназначены для образования посадок с зазором, $j - zc(J - ZC)$ – для посадок переходных и с натягом, причем для переходных обычно применяют отклонения $j_s, k, m, n(J_s, K, M, N)$. Основные отклонения стандартизованы, как правило, независимо от допусков, а их числовые значения установлены в зависимости от интервалов номинальных размеров. Для каждого буквенного обозначения абсолютная величина и знак основного отклонения вала определены по эмпирическим формулам, приведенным в ГОСТ 25346-89. Абсолютная величина и знак основного отклонения отверстия определя-

ются по основному отклонению вала, обозначенному той же буквой, по общему или специальному правилам.

Общее правило определения основных отклонений отверстий: основное отклонение отверстия должно быть симметрично относительно нулевой линии основному отклонению вала. В соответствии с этим:

$EI = -es$ – для отверстий с отклонениями $A - H$;

$ES = -ei$ – для отверстий с отклонениями $J - ZC$.

Специальное правило определения основных отклонений отверстий: две соответствующие друг другу посадки в системе отверстия и в системе вала, в которых отверстие данного квалитета соединяется с валом ближайшего, более точного квалитета, должны иметь одинаковые зазоры или натяги (например, $\varnothing 30 H7/p6$ и $\varnothing 30 P7/h6$, см. рис. 3.2).

Специальное правило действительно для интервалов размеров свыше 3 до 500 мм: для отверстий с основными отклонениями J, K, M, N до 8^{го} квалитета включительно; для отверстий с основными отклонениями от P до ZC до 7^{го} квалитета включительно.

В соответствии со специальным правилом основное отклонение отверстия определяется по формуле: $ES = -ei + \Delta$, где $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$ – разность между допуском рассматриваемого квалитета, с которым будет сочетаться данное основное отклонение, и допуском ближайшего, более точного квалитета.

Примечание. Поля допусков вала j_s и отверстия J_s располагаются симметрично относительно нулевой линии.

3.1.2 Поля допусков

Поле допуска образуется сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов. В соответствии с этим поле допуска обозначают буквой (иногда двумя) основного отклонения и номером квалитета (например, для вала $h6, d11, ef9$; для отверстия $H6, D11, CD10$).

Поле допуска ограничено горизонтальной линией, определяемой основным отклонением (см. рис.3.1). Второе предельное отклонение, ограничивающее данное поле допуска, можно определить по буквенному обозначению основного отклонения и допуску принятого квалитета.

Если основное отклонение верхнее, то нижнее отклонение: для вала $ei = es - IT$; для отверстия $EI = ES - IT$.

Если основное отклонение нижнее, то верхнее отклонение: для вала $es = ei + IT$; для отверстия $ES = EI + IT$.

Сочетание любых основных отклонений с любым квалитетом ИСО дает свыше 1000 полей допусков для валов и отверстий. Рекомендация

ИСО/Р 1829-1970 «Отбор полей допусков для общего применения» ограничивает это число и включает 45 полей допусков для валов и 43 – для отверстий. Из них выделено по 17 полей допусков для валов и отверстий для предпочтительного применения.

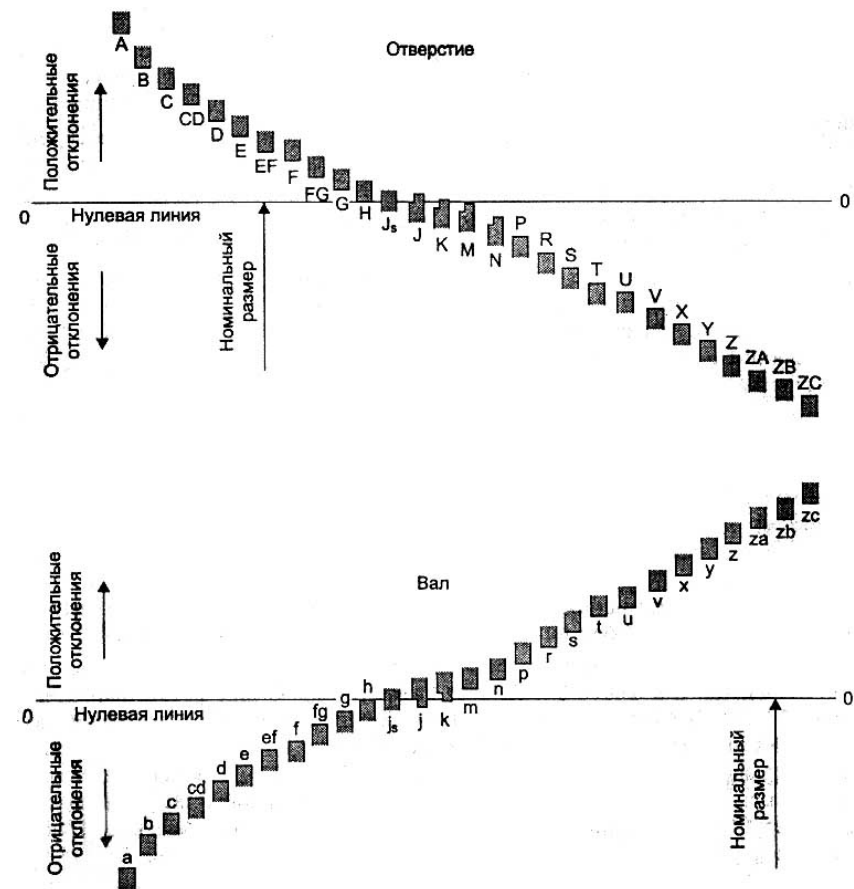


Рис. 3.1 - Основные отклонения отверстий и валов

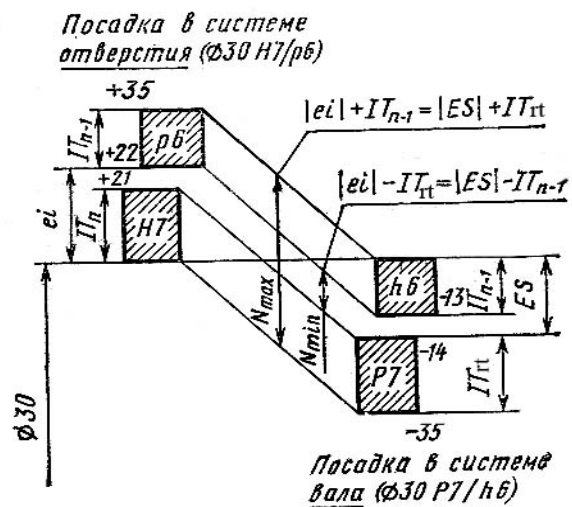


Рис.3.2 - Схема определения основных отклонений отверстий по специальному правилу

В ЕСДП полями допусков предпочтительного применения, выделенными по принципу унификации по ГОСТ 25347-82 (для размеров диапазона 1–500 мм), являются 16 полей валов ($g6, h6, j_s 6, k6, n6, p6, r6, s6, j_s 7, h7, e7, h8, d9, h9, d11$ и $h11$) и 10 полей отверстий ($H7, J_s 7, K7, P7, N7, F8, H8, E9, H9$ и $H11$). Использование предпочтительных полей допусков способствует повышению уровня унификации изделий, сокращает номенклатуру режущих инструментов и калибров, создает благоприятные условия для кооперирования и организации централизованного производства стандартного режущего инструмента и калибров на специализированных предприятиях (их продукция имеет повышенное качество и в 3-5 раз дешевле продукции инструментальных цехов машиностроительных заводов).

Посадки, как правило, должны назначаться в системе отверстия или системе вала. Применение системы отверстия предпочтительнее. Систему вала следует применять только в тех случаях, когда это оправдано конструктивными или экономическими условиями.

При номинальных размерах от 1 до 500 мм рекомендуется назначать предпочтительные посадки в системе отверстия: $H7/e8$; $H7/f7$; $H7/g6$; $H7/h6$; $H7/j_s 6$; $H7/k6$; $H7/n6$; $H7/p6$;

$H7/r6$; $H7/s6$; $H8/e8$; $H8/h7$; $H8/h8$; $H8/d9$; $H9/d9$;
 $H11/d11$; $H11/h11$;

в системе вала: $F8/h6$; $H7/h6$; $J_s7/h6$; $K7/h6$; $N7/h6$;
 $P7/h6$; $H8/h7$; $E9/h8$; $H8/h8$; $H11/h11$.

Кроме указанных, допускается применение других посадок, образованных полями допусков валов и отверстий по ГОСТ 25347-82. При этом рекомендуется, чтобы посадка относилась к системе отверстия или системе вала и чтобы при неравных допусках отверстия и вала больший допуск был у отверстия и допуски отверстия и вала отличались не более, чем на два квалитета.

Системы допусков и отклонений для размеров св. 500 до 3150 мм установлены ГОСТ 25346-89; для размеров св. 3150 до 10000 мм – ГОСТ 25348-82; для размеров св. 10000 до 40000 мм – ГОСТ 26179-84; для деталей из пластмасс – ГОСТ 25349-88.

3.2 Обозначение полей допусков, предельных отклонений и посадок на чертежах

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными (буквенными) обозначениями полей допусков или числовыми значениями предельных отклонений, а также буквенными обозначениями полей допусков с одновременным указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений:

$\varnothing 50 H11$ или $\varnothing 50^{+0,16}$ или $\varnothing 50 H11^{(+0,16)}$.

Примечание. Если одно из предельных отклонений равно нулю, то его можно не указывать.

Посадки и предельные отклонения размеров деталей в собранном виде указывают дробью: в числителе – буквенное обозначение или числовые значения предельных отклонений отверстия либо буквенное обозначение с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений; в знаменателе – аналогичное обозначение поля допуска вала.

В условных обозначениях полей допусков необходимо обязательно указывать числовые значения предельных отклонений в следующих случаях:

а) для размеров, не включенных в ряды нормальных линейных размеров, например, $\varnothing 41,5 H 7^{(+0,025)}$;

б) при назначении предельных отклонений, условные обозначения которых не предусмотрены ГОСТ 25347-82, например, для пластмассовой детали с предельными отклонениями по ГОСТ 25349-88.

Для поверхности, состоящей из участков с одинаковым номинальным размером, но разными предельными отклонениями, наносят границу между этими участками тонкой сплошной линией и номинальный размер с

соответствующими предельными отклонениями указывают для каждого участка отдельно.

Предельные отклонения, не указанные непосредственно после номинальных размеров, а оговоренные общей записью в технических требованиях чертежа, называют **неуказанными предельными отклонениями**. Основные правила их назначения установлены ГОСТ 25670-83. Для линейных размеров (кроме радиусов закругления и фасок) неуказанные предельные отклонения могут быть назначены либо на основе квалитетов по ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25348-82 (по 11-13 квалитетам для размером менее 1 мм и по 12-17 квалитетам для размером от 1 до 10000 мм), либо на основе специальных классов точности, установленных ГОСТ 25670-83: «точный», «средний», «грубый», «очень грубый». Допуски по ним обозначаются соответственно t_1 , t_2 , t_3 и t_4 и получены грубым округлением допусков по 12, 14, 16 и 17 квалитетам при укрупненных интервалах номинальных размеров.

Для размеров валов и отверстий неуказанные предельные отклонения допускается назначать как односторонними: «в тело» материала (для валов – от нуля в минус, для отверстий – от нуля в плюс), так и симметричными. Для размеров элементов, не относящихся к валам и отверстиям, назначаются только симметричные отклонения. Согласно ГОСТ 25670-83 допускается четыре варианта назначения неуказанных предельных отклонений линейных размеров (табл. 3.1).

Таблица 3.1 - Варианты назначения неуказанных предельных отклонений линейных размеров по ГОСТ 25670-83

Вариант	Линейные размеры (кроме радиусов закругления и фасок)				
	валов		отверстий		элементов, не относящихся к валам и отверстиям
	с круглым сечением (диаметры)	остальные	с круглым сечением (диаметры)	остальные	
1	$-IT(h)$		$+IT(H)$		$\pm t_2/2$
2	$-t_2$		$+t_2$		$\pm t_2/2$
3	$\pm t_2/2$				$\pm t_2/2$
4	$-IT(h)$	$\pm t_2/2$	$+IT(H)$	$\pm t_2/2$	$\pm t_2/2$

Отклонения по 13 квалитету могут сочетаться в одной общей записи с классом «средний», а по 15 квалитету – с классом точности «грубый». Неуказанные предельные отклонения углов, радиусов закругления и фа-

сок назначают по ГОСТ 25670-83 в зависимости от качества или класса точности неуказанных предельных отклонений линейных размеров.

Общие записи в технических требованиях чертежа о неуказанных предельных отклонениях рекомендуется давать условными обозначениями, например, для отклонений по 14 качеству и классу точности «средний» (предпочтительная точность для размеров металлических деталей, обработанных резанием): «Неуказанные предельные отклонения размеров: $H14; h14; \pm t_2 \left(\text{или} \pm \frac{IT14}{2} \right)$ ».

3.3 Рекомендации по выбору допусков и посадок

Обеспечение необходимых условий эксплуатации соединения достигается правильным выбором соответствующих допусков сопрягаемых деталей. В настоящее время применяют три метода.

Метод аналогов заключается в назначении конструктором посадки на основании опыта эксплуатации подобной по конструкции машины. Метод приемлем только в случае полной тождественности условий работы соединения.

Метод подобия является развитием метода аналогов. Он возник в результате классификации деталей по конструктивным и эксплуатационным признакам и выпуска справочников с примерами применения посадок. Для использования этого метода нужно установить аналогию конструктивных признаков и условий эксплуатации проектируемой сборочной единицы с признаками, указанными в справочниках.

Недостатком метода аналогов и подобия является сложность определения признаков однотипности и подобия.

Расчетный метод является наиболее обоснованным методом выбора допусков и посадок (см. ниже).

Выбор качества зависит:

- от точности объекта производства (машины, механизма), вытекающей из его эксплуатационного назначения;
- от характера требуемых соединений (посадок), способствующих надежной работе объекта в заданных условиях эксплуатации.

Детали общемашиностроительного применения преимущественно выполняются по качествам 4–11.

Качества 4 и 5 применяют: для деталей, определяющих точность работы особо точных машин, прецизионных станков, делительных машин; для особо напряженных деталей быстроходных машин в случаях, когда точность в значительной степени определяет нагрузку или распределение напряжений; для деталей быстроходных механизмов при необходимости бесшумной работы.

Качества 6–8 считаются основными в современном производстве.

Квалитет 9 характерен для деталей в низкоскоростных машинах и механизмах и других машинах с пониженными требованиями к точности.

Квалитеты 10 и 11 применяют для деталей, узлов и машин низкой точности и тихоходных; они предусматривают возможность частичного применения деталей, изготовленных без снятия стружки из чисто тянутой круглой стали и труб, холодноштампованных деталей и т.п.

Квалитеты 12 и 13 применяют при самых минимальных требованиях к качеству обработки, как правило, вспомогательных устройств; они ориентированы на изготовление деталей без снятия стружки.

Квалитеты 14 – 18 предназначаются для свободных размеров деталей, т.е. размеров несопрягаемых поверхностей, а также размеров заготовок после предварительной обработки.

Применение того или иного квалитета зависит также от состояния оборудования, на котором осуществляется обработка, от выбранного технологического процесса обработки, особенно для финишной операции, которая обеспечивает требуемую точность.

Квалитет может быть обоснован и расчетным путем, для чего необходимо знать расчетные или полученные из практики значения предельных зазоров или натягов. Например, при номинальном размере соединения с зазором $\varnothing 95$ мм: $S_{\max} = 70$ мкм; $S_{\min} = 10$ мкм; допуск зазора

$ITS = S_{\max} - S_{\min} = 70 - 10 = 60$ мкм. Распределяя допуск поровну между отверстием и валом, получим $ITD - ITd = ITS / 2 = 30$ мкм. Размер

95 мм находится в интервале размеров св 80 до 120 мм. Среднее значение интервала равно $\sqrt{80 \cdot 120} \approx 98$ мм. Единица допуска $i = 2,17$. Ко-

личество единиц допуска $a = \frac{ITD}{i} = \frac{30}{2,17} = 13,8$ находится в интервале

значений a , соответствующих 6 и 7 квалитетам ($\dot{a}_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} 6 = 10$; $\dot{a}_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} 7 =$

16). Примем для отверстия 7 квалитет, а для вала 6, ввиду бóльшей сложности изготовления отверстия. Тогда $IT7 = 16 \cdot 2,17 = 34,72 \approx 35$ мкм,

$IT6 = 10 \cdot 2,17 = 21,7 \approx 22$ мкм и допуск посадки

$ITS = ITD + ITd = 35 + 22 = 57$ мкм близок первоначально заданному значению.

Таблица 3.2 - Методы обработки, обеспечивающие получение различных квалитетов при средней экономической точности

Квалитеты		Методы обработки
вала	отв.	
1	2	3
4 – 5	5 – 6	Шлифование круглое тонкое; прошивание тонкое (6–7); развальцовывание тонкое (5–6); полирование тонкое; притирка тонкая; доводка средняя(5–6), тонкая; хонингование (6–7); суперфиниширование; анодно-механическое шлифование притирочное (5–6), отделочное.
6 – 7	7 – 8	Обтачивание или растачивание тонкое (алмазное); чистовое (6–9); развертывание чистовое, тонкое (6–7); протягивание чистовое, отделочное; шлифование круглое чистовое; шлифование плоское чистовое, тонкое; прошивание чистовое (7–9); калибрование отверстий шариком или оправкой после растачивания или развертывания; обкатывание или раскатывание роликами или шариками (6–9); развальцовывание чистовое; притирка чистовая; полирование обычное; доводка грубая; хонингование плоскостей; лаппингование предварительное и среднее; анодно-механическое шлифование черновое (6–9), чистовое; электрополирование декоративное(6–9); электромеханическое сглаживание; холодная штамповка в вырубных штампах – контурные размеры плоских деталей при зачистке и калибровке.
8 – 9	9	Строгание тонкое(7–8); фрезерование тонкое (7); обтачивание поперечной подачей тонкое(8–11); развертывание получистовое (9–10), для чугуна (8); протягивание получистовое; шабрение тонкое; слесарная опилковка (9–11); зачистка наждачным полотном после резца и фрезы (9–11); шлифование круглое получистовое (8–11); калибрование отверстий шариком или оправкой после сверления; холодная штамповка в вытяжных штампах – полые детали простых форм по высоте (9–12); холодная штамповка в вырубных штампах – контурные размеры плоских деталей при зачистке; горячая объемная штамповка без калибровки (9–11).
10		Зенкерование чистовое (10–11); холодная штамповка в вытяжных штампах – полые детали простых форм по диаметру (10–11). См. также методы обработки для 9 квалитета.

Продолжение таблицы 3.2

11	Строгание чистовое (11–13); фрезерование чистовое (10), скоростное чистовое (11–13); обтачивание поперечной подачей чистовое (11–13); подрезка торцев (11–13); сверление по кондуктору (11–13); шабрение грубое; анодно-механическое разрезание заготовки обычное (11–13), специальное электроконтактное разрезание листов (11–13); литье по выплавляемым моделям – мелкие детали из черных металлов (11–13); холодная штамповка в вытяжных штампах - глубокая вытяжка полых деталей простых форм; холодная штамповка плоских деталей при пробивке. См. также методы обработки для 9 и 10 квалитетов.
12–13	Строгание черновое (12–14); долбление чистовое; фрезерование черновое (12–14); фрезерование скоростное (12–14); обтачивание продольной подачей получистовое (12–14); сверление без кондуктора (12–14); рассверливание (12–14);зенкерование черновое, по корке (12–15); растачивание получистовое(12–14); литье в оболочковые формы (12–14); холодная штамповка в вырубных штампах; отрезка абразивным кругом (12–15).
14–18	Автоматическая газовая резка (17–18); отрезка ножницами и пилами (15–18); отрезка резцом и фрезой (14–16); долбление черновое (14–15); обтачивание продольной подачей обдирочное (16–17); обтачивание поперечной подачей обдирочное (16–18), получистовое (14–15); растачивание черновое (15–17); литье в песчаные формы – черные металлы (14–16); литье в песчаные формы (большие допуски)-цветные сплавы (16–17); литье по выплавляемым моделям – цветные сплавы при размерах деталей 30-500 мм (14–15); литье под давлением (большие допуски) - цветные сплавы (14–15); литье в оболочковые формы (большие допуски) - цветные сплавы (15–16); центробежное литье (15); горячая ковка в штампах (14–17); горячая вырубка и пробивка (14–16); сварка (16–17).

Примечания. 1. Экономическая точность – точность какого-либо метода обработки на данном уровне развития техники, обеспечиваемая в нормальных условиях работы при использовании исправного оборудования, инструмента стандартного качества и при затрате времени и средств, не превышающих затрат для других методов, сопоставимых с рассматриваемым.

2. В скобках указаны возможные пределы колебания достижимых квалитетов.

3.4 Расчет и выбор посадок

3.4.1 Посадки с зазором

Наиболее распространенным типом ответственных подвижных соединений являются подшипники скольжения, работающие со смазочным материалом. Для обеспечения наибольшей долговечности необходимо, чтобы при работе в установившемся режиме износ подшипников был минимальным. Это достигается при жидкостной смазке, когда поверхности цапфы и вкладыша подшипника полностью разделены слоем смазочного материала. Наибольшее распространение имеют гидродинамические подшипники, в которых смазочный материал увлекается вращающейся цапфой в постепенно сужающийся (клиновидный) зазор между цапфой и вкладышем подшипника, в результате чего возникает гидродинамическое давление, превышающее нагрузку на опору и стремящееся расклинить поверхности цапфы и вкладыша. При этом вал отделяется от поверхности вкладыша и смещается по направлению вращения (см. рис. 3.3).

Когда вал находится в состоянии покоя (штриховая линия на рис.3.3), зазор $S = D - d$. При определенной частоте вращения создается равновесие гидродинамического давления и сил, действующих на опору. Положение вала в состоянии равновесия определяется абсолютным эксцентриситетом e и относительным эксцентриситетом $\chi = \frac{2e}{S}$. Поверхности цапфы и вкладыша подшипника при этом разделены переменным зазором, равным h_{\min} в месте их наибольшего сближения и $h_{\max} = S - h_{\min}$ на диаметрально противоположной стороне. Из рис. 3.3 видно, что $h_{\min} = R - r - e = 0,5S - e = 0,5S(1 - \chi)$.

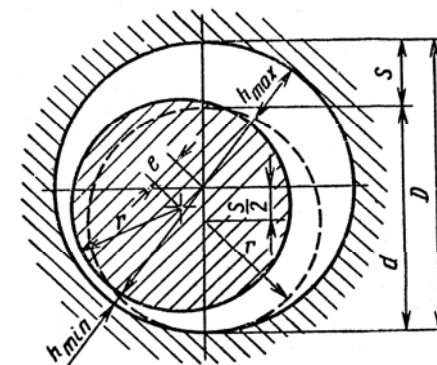


Рис. 3.3 - Схема положения цапфы вала в состоянии покоя (штриховая линия) и при установившемся режиме работы подшипника

Для обеспечения жидкостной смазки необходимо, чтобы микронеровности цапфы и вкладыша подшипника не зацеплялись, т.е. чтобы масляный слой не имел разрывов. Это возможно при толщине масляного слоя в самом узком месте:

$$h_{\min} \geq h_{ж.с.} \geq R_{zd} + R_{zD} + \Delta_{\phi} + \Delta_p + \Delta_{изз} + \Delta_D, \text{ где}$$

$h_{ж.с.}$ – толщина масляного слоя, при котором обеспечивается жидкостная смазка (критическая толщина $h_{кр}$);

R_{zd} и R_{zD} – высота неровностей цапфы и вкладыша подшипника;

Δ_{ϕ} и Δ_p – поправки, учитывающие влияние погрешностей формы и расположения поверхностей цапфы и вкладыша;

$\Delta_{изз}$ – поправка, учитывающая влияние изгиба вала и других деформаций деталей подшипникового узла;

Δ_D – добавка, учитывающая отклонения нагрузки, скорости, температуры от расчетных, а также механические включения в масло и другие неучтенные факторы.

Для упрощения расчета можно принять зависимость в виде:

$$h_{\min} \geq h_{ж.с.} \geq K_{ж.с.} (R_{zd} + R_{zD} + \Delta_D), \text{ где}$$

$K_{ж.с.}$ – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя ($K_{ж.с.} \geq 2$).

Согласно гидродинамической теории смазки несущая способность смазочного слоя подшипника (при его неразрывности) определяется уравнением:

$$R \approx \frac{\mu\omega}{\psi^2} \ell \cdot d \cdot C_R, \text{ где}$$

R – радиальная сила, H ;

μ – динамическая вязкость смазочного масла, $Pa \cdot c$;

ω – угловая скорость цапфы, $\frac{rad}{c}$;

ℓ – длина подшипника, m ;

d – диаметр цапфы, m ;

$\psi = \frac{S}{d}$ – относительный зазор;

C_R – безразмерный коэффициент нагруженности подшипника (зависит от χ и $\frac{\ell}{d}$).

Для выбора оптимальных посадок необходимо знать зависимость минимальной толщины масляного слоя h_{\min} от зазора S . При этом жидкостная смазка создается лишь в определенном диапазоне диаметральных зазоров, ограниченном наименьшим функциональным зазором $S_{\min F}$ и наибольшим функциональным зазором $S_{\max F}$. Получим уравнения для определения предельных функциональных зазоров.

Разделим обе части уравнения на произведение $\ell \cdot d$ и, обозначив среднее давление на единицу площади проекции опорной поверхности подшипника $p = \frac{R}{\ell \cdot d}$, получим:

$$p = \frac{\mu \omega C_R}{\psi^2} \text{ или } C_R = \frac{p \psi^2}{\mu \cdot \omega}.$$

Коэффициент C_R при постоянном значении $\frac{\ell}{d}$ зависит от χ . Наилучшим выражением этой зависимости является уравнение:

$C_R = \frac{\kappa}{1 - \chi} - m$, где κ и m – коэффициенты, постоянные для данного значения $\frac{\ell}{d}$. Тогда:

$$\frac{\kappa}{1 - \chi} - m = \frac{p \psi^2}{\mu \cdot \omega}.$$

Подставив в это уравнение $\psi = \frac{S}{d}$ и $1 - \chi = \frac{2h_{\min}}{S}$, получим:

$$\frac{0,5\kappa S}{h_{\min}} - m = \frac{p S^2}{\mu \cdot \omega \cdot d^2}.$$

Заменив в этом уравнении h_{\min} на $h_{ж.с.}$ и решив его относительно S , найдем:

$$S_{\min F} = \frac{\kappa \cdot \mu_1 \cdot \omega \cdot d^2 - \sqrt{(\kappa \mu_1 \omega d^2)^2 - 16p \cdot h_{ж.с.}^2 \cdot m \mu_1 \omega d^2}}{4p \cdot h_{ж.с.}};$$

$$S_{\max F} = \frac{\hat{e} \cdot \mu_2 \cdot \omega \cdot d^2 + \sqrt{(\hat{e} \mu_2 \omega d^2)^2 - 16 \delta \cdot h_{e \cdot \bar{n}}^2 \cdot m \mu_2 \omega d^2}}{4 \delta \cdot h_{e \cdot \bar{n}}}; \text{ где}$$

μ_1 и μ_2 – значения динамической вязкости масла, соответствующие средним температурам масляного слоя: μ_1 при $S_{\min F}$ и μ_2 при $S_{\max F}$.

Для определения значений средних температур проводят тепловой расчет, который целесообразно выполнять на ЭВМ, используя метод последовательных приближений.

Рекомендуется упрощенный метод выбора посадок для подшипников скольжения по относительному зазору ψ , который определяется по эмпирической формуле:

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{v}, \text{ где } v \text{ – окружная скорость цапфы, } \frac{M}{c}.$$

Рассмотрим методы расчета и выбора посадок на примере.

Пример. Подобрать посадку для подшипника с углом охвата 180° ($d=150\text{мм}$, $\ell=180\text{мм}$), работающего при $n = 600 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ под нагрузкой

$R = 58,8\text{кН}$. Вкладыш выполнен из цинкового сплава ЦАМ 10-5 с шероховатостью поверхности, соответствующей $R_z = 3,2\text{мкм}$; цапфа стальная закаленная $R_z = 1,6\text{мкм}$. Для смазывания подшипника применяется индустриальное масло И-20, имеющее при $t_{\text{раб}} = 50^\circ\text{C}$ динамическую вязкость $\mu = 0,017\text{Па} \cdot \text{с}$. Прогиб цапфы незначителен, имеют место частые остановки и пуск машины.

Решение.

Окружная скорость цапфы

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 150 \cdot 600}{60 \cdot 10^3} \approx 4,7 \frac{M}{c}.$$

$$\text{Угловая скорость } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 63 \frac{\text{рад}}{c}.$$

1^й метод расчета.

Определяем относительный зазор в подшипнике

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{4,7} \approx 0,0012.$$

В качестве оптимального принимаем диаметральный зазор $S = \psi \cdot d = 0,0012 \cdot 150 = 0,18\text{мм} = 180\text{мкм}$.

Коэффициент нагруженности подшипника

$$C_R = \frac{R \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot \ell \cdot d} = \frac{58800 \cdot 0,0012^2}{0,017 \cdot 63 \cdot 0,18 \cdot 0,15} \approx 2,93.$$

Относительный эксцентриситет при $\ell/d = 1,2$ и $C_R = 2,93$
 $\chi = 0,76$ (из таблиц).

Наименьшая толщина масляного слоя при найденном диаметральном зазоре

$$h_{\min} = 0,5 \cdot 180(1 - 0,76) = 21,6 \text{ мкм.}$$

Для обеспечения жидкостной смазки необходимо удовлетворить условие неразрывности масляного слоя. Приняв $K_{ж.с.} = 2$ и $\Delta_D = 2$ мкм, получим $h_{е.н.} = 2(1,6 + 3,2 + 2) = 13,6$ мкм, т.е. $h_{\min} > h_{ж.с.}$.

Коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя

$$K_{ж.с.} = \frac{h_{\min}}{R_{zD} + R_{zd} + \Delta_D} = \frac{21,6}{3,2 + 1,6 + 2} \approx 3,2 > 2, \text{ т.е. запас достаточный.}$$

ный.

Приведенный расчет показывает, что при $S = 0,18$ мм подшипник работает в условиях жидкостной смазки. Указанному зазору, который принимаем за средний, наиболее близко соответствует посадка $\text{Ø}150H7/d7$ с зазором: $S_{\min T} = 145$ мкм; $S_m = 185$ мкм; $S_{\max T} = 225$ мкм (см. рис.3.4, а).

2^й метод расчета.

В соответствии с принципами выбора допусков и посадок для увеличения долговечности изделия необходимо создать запас материала на износ S_u , который был бы наибольшим из рекомендуемых посадок. Для этого следует определить наименьший функциональный зазор $S_{\min F}$, при котором обеспечивается жидкостная смазка ($h_{\min} = h_{ж.с.}$), затем по $S_{\min F}$ выбрать посадку и найти наибольший функциональный зазор $S_{\max F}$, при котором еще сохраняются жидкостная смазка и работоспособность подшипника. Зная запас на износ $S_u = 0,5(S_{\max F} - S_{\max T})$ и скорость изнашивания сопрягаемых деталей, можно определить время надежной работы соединения.

Для определения предельных функциональных зазоров найдем среднее давление

$$p = \frac{R}{\ell \cdot d} = \frac{58800}{0,18 \cdot 0,15} \approx 2,18 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot$$

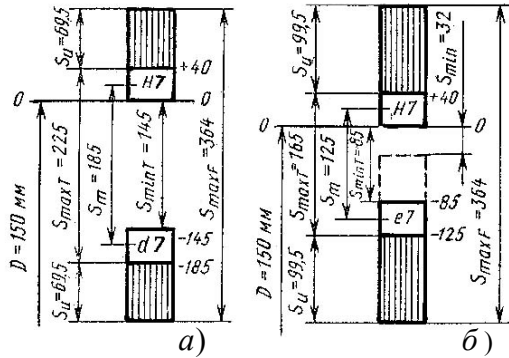
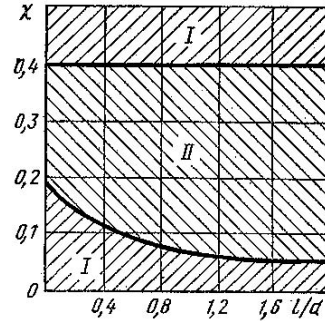


Рис.3.4 - Схемы полей допусков к расчету посадок с зазором (отклонения в микрометрах; S_u – запас на износ)

Рис.3.5 - Зоны устойчивой I и неустойчивой II работы подшипника скольжения

в зависимости от χ
при заданном l/d



Коэффициенты $k = 0,972$ и $m = 0,972$ – из таблиц. Для наименьшего зазора принимаем $t = 70^\circ \text{C}$ и $\mu_1 = 0,0092 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Подставив в формулу $S_{\min F}$ все значения, получим $S_{\min F} \approx 31,986 \cdot 10^{-6} \text{ м} \approx 32 \text{ мкм}$.

Ближайшей является посадка $\text{Ø}150\text{H}7/f7$ с наименьшим зазором $S_{\min T} = 43 \text{ мкм}$. Тогда расчетное значение относительного эксцентриситета $\chi \approx 0,2$. По мнению некоторых исследователей не рекомендуется принимать значения χ , при которых возможны неустойчивый режим работы подшипниковой пары и вибрации вала (см. рис. 3.5). Чтобы избежать вибрации выбираем другую ближайшую посадку $\text{Ø}150\text{H}7/e7$ с зазором $S_{\min T} = 85 \text{ мкм}$, $S_m = 125 \text{ мкм}$, $S_{\max T} = 165 \text{ мкм}$ (см. рис. 3.4,б). Проверим, обеспечивается ли при $S_{\min T} = 85 \text{ мкм}$ жидкостная смазка.

Для этого определим относительный зазор $\psi = \frac{S}{d} = \frac{0,085}{150} = 0,0005667$

и коэффициент нагруженности подшипника

$$C_R = \frac{2,18 \cdot 10^6 \cdot 0,0005667^2}{0,0092 \cdot 63} \approx 1,21.$$

Относительный эксцентриситет при $\frac{\ell}{d} = 1,2$ и $C_R = 1,21$ $\chi = 0,55$ (из таблиц).

Наименьшая толщина масляного слоя $h_{\min} = 0,5 \cdot 85(1 - 0,55) = 19,1$ мкм.

Коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя

$$K_{ж.с.} = \frac{19,1}{3,2 + 1,6 + 2} = 2,8 > 2, \text{ т.е. запас обеспечивается.}$$

Расчет показывает, что посадка по наименьшему зазору выбрана правильно, т.к. при $S_{\min T} = 0,085$ мм обеспечивается жидкостная смазка.

Определим наибольший функциональный зазор $S_{\max F}$, для чего примем, что $t = 50^\circ C$ и $\mu_2 = 0,017 Pa \cdot c$

$$S_{\max F} = 364 \text{ мкм.}$$

Проверим, обеспечивается ли при таком зазоре жидкостная смазка.

Относительный зазор $\psi = \frac{0,364}{150} = 0,00243$. Коэффициент нагруженности

подшипника

$$C_R = \frac{2,18 \cdot 10^6 \cdot 0,00243^2}{0,017 \cdot 63} = 11,98.$$

Относительный эксцентриситет $\chi = 0,91$ (из таблиц).

$$h_{\min} = 0,5 \cdot 364(1 - 0,91) = 16,4 \text{ мкм.}$$

Коэффициент запаса надежности

$$K_{ж.с.} = \frac{16,4}{3,2 + 1,6 + 2} = 2,4 > 2, \text{ т.е. жидкостная смазка при}$$

$S_{\max F} = 364$ мкм обеспечивается.

2^й метод расчета посадок позволяет увеличить запас на износ на 60 мкм $[(364 - 165) - (364 - 225) = 60]$. Так, если годовой износ деталей составляет 60 мкм, то долговечность соединения увеличивается примерно на один год без увеличения трудоемкости изготовления деталей.

1^й метод расчета посадок с зазором, не обеспечивающий гарантированного запаса на износ деталей, можно применять только для машин, работающих непрерывно в установившемся режиме (например, гидротурбины электростанций).

2^й метод расчета ответственных посадок особенно эффективен для нерегулируемых подшипников машин, работающих с частыми остановками (большинство технологических и транспортных машин), а также для строительных, дорожных и других машин, узлы которых подвержены абразивному изнашиванию.

3.4.2 Переходные посадки

Переходные посадки H/j_s ; H/k ; H/m ; H/n используются в неподвижных разъемных соединениях для центрирования сменных деталей или деталей, которые должны передвигаться вдоль вала. Эти посадки характеризуются малыми зазорами и натягами, что позволяет собирать детали при небольших усилиях (вручную или с помощью молотка). Для гарантии неподвижности одной детали относительно другой соединения дополнительно крепят шпонками, стопорными винтами и другими крепежными средствами.

Переходные посадки предусмотрены только в качествах 4–8. Точность вала в этих посадках должна быть на один качество выше точности отверстия.

В переходных посадках при сочетании наибольшего предельного размера вала и наименьшего предельного размера отверстия всегда получается наибольший натяг, при сочетании наибольшего предельного размера отверстия и наименьшего предельного размера вала – наибольший зазор.

Выбор переходных посадок определяется требуемыми точностью центрирования и легкостью сборки и разборки соединения. Точность центрирования определяется радиальным биением втулки на валу, возникающим при зазоре и одностороннем смещении вала в отверстии. Легкость сборки и разборки, а также характер переходных посадок определяются вероятностью получения в них зазоров и натягов. При высоких требованиях к точности центрирования, а также при больших (особенно ударных) нагрузках и вибрациях назначают посадки с большим средним натягом, т. е. H/n ; H/m . Чем чаще требуется разборка (сборка) узла и чем она сложнее и опаснее в смысле повреждения других деталей соединения (особенно подшипников качения), тем меньше должен быть натяг в соединении.

Посадки H/n характеризуются наибольшими средними натягами из всех переходных посадок. Их назначают для соединений, передающих значительные силы, при наличии ударов и вибраций, а также для тонкостенных втулок, не позволяющих применять крепежные детали. Соединения собирают с помощью прессы. Эти посадки назначают преимущественно для соединений, разбираемых только при капитальном ремонте изделия.

Посадки H/t характеризуются меньшими средними натягами, чем посадки H/n , но для разъема соединений с этими посадками необходимы значительные усилия. Поэтому их назначают при высоких статических или небольших динамических нагрузках, когда разборка-сборка соединения производится редко.

Посадки H/k характеризуются средними зазорами, близкими к нулю, что обеспечивает хорошее центрирование. Их назначают, например, для шпоночных соединений, применяемых для крепления на валах шкивов, зубчатых колес, муфт сцепления.

Посадки H/j_s дают в соединении преимущественно зазор. Их применяют для часто разбираемых соединений, а также в случаях, когда сборка затруднена. Иногда эти посадки применяют вместо посадок H/h с целью повышения точности центрирования, а также когда при пониженной точности изготовления необходимо получить такую же точность центрирования (например, $H7/j_6$ вместо $H6/h5$).

3.4.3 Посадки с натягом

Посадки с натягом предназначены в основном для получения неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления деталей. Относительная неподвижность деталей обеспечивается силами сцепления (трения), возникающими на контактирующих поверхностях вследствие их деформации, создаваемой натягом при сборке соединения. Рассмотрим общий случай расчета посадок с натягом, когда соединение состоит из полого вала и втулки (см. рис. 3.6).

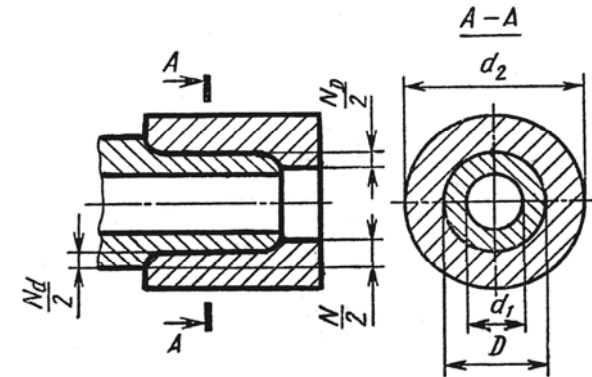


Рис. 3.6 - Эскизы к расчету посадок с натягом

Разность между диаметром вала и внутренним диаметром втулки до сборки определяет натяг N . При запрессовке деталей происходит растяжение втулки на величину N_D и одновременно сжатие вала на величину

N_d , причем $N = N_d + N_D$. Для толстостенных полых цилиндров (задачи Ламе) известны зависимости:

$$\frac{N_D}{D} = p \frac{C_D}{E_D}; \quad \frac{N_d}{D} = p \frac{C_d}{E_d}; \quad N = pD \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \text{ где}$$

N – расчетный натяг;

p – давление на поверхности контакта вала и втулки, возникающее под влиянием натяга;

D – номинальный диаметр сопрягаемых поверхностей;

E_D и E_d – модули упругости материала втулки и вала;

C_D и C_d – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_D = \frac{1 + (D/d_2)^2}{1 - (D/d_2)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + (d_1/D)^2}{1 - (d_1/D)^2} - \mu_d, \text{ где}$$

D, d_1 и d_2 – диаметры (см. рис. 3.6);

μ_D и μ_d – коэффициенты Пуассона (для стали $\mu \approx 0,3$).

Для заданных материалов и размеров соединяемых деталей натяг зависит от давления p_{\min} , которое определяют из условия обеспечения неподвижности деталей при эксплуатации изделия, т.е. из условия прочности соединения.

При нагружении осевой силой P :

$$p_{\min} \geq \frac{P}{\pi D \cdot \ell \cdot f_1}.$$

При нагружении соединения крутящим моментом:

$$p_{\min} \geq \frac{2M_{кр}}{\pi D^2 \cdot \ell \cdot f_2}, \text{ где}$$

ℓ – длина соединения;

f_1 – коэффициент трения (сцепления) при продольном смещении деталей;

f_2 – коэффициент трения (сцепления) при относительном вращении деталей;

$\pi D \ell$ – номинальная площадь контакта сопрягаемых деталей.

При одновременном нагружении соединения крутящим моментом и сдвигающей силой расчет следует выполнять по равнодействующей

$$T = \sqrt{(2M_{кр} / D)^2 + P^2} \leq \pi D \ell \cdot p \cdot f; \text{ откуда}$$

$$p_{\min} \geq \frac{T}{\pi D \cdot \ell \cdot f}.$$

Коэффициент трения (сцепления) в соединениях с натягом зависит от многих факторов. В практических расчетах для деталей из стали и чугуна приближенно можно принять:

$f \approx 0,08$ – при сборке под прессом;

$f \approx 0,14$ – при сборке с нагревом охватывающей детали или с охлаждением охватываемой.

Наименьший расчетный натяг:

$$N_{\min \text{ расч}} = \frac{P}{\pi \ell \cdot f_1} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) - \text{при осевом нагружении};$$

$$N_{\min \text{ расч}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\pi D \cdot \ell \cdot f_2} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) - \text{при нагружении крутящим моментом}.$$

том.

Необходимо также обеспечить прочность соединяемых деталей, для чего расчет следует выполнять по наибольшему допускаемому давлению $p_{\text{доп}}$. Согласно теории наибольших касательных напряжений условие прочности деталей заключается в отсутствии пластической деформации на контактной поверхности:

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58 \sigma_T \cdot \left[1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 \right] - \text{для втулки};$$

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58 \sigma_T \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2 \right] - \text{для вала, где}$$

σ_T – предел текучести материала деталей при растяжении.

Наибольший расчетный натяг

$$N_{\max \text{ доп}} = p_{\text{доп}} \cdot D \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right).$$

Однако в формулы, по которым определяют натяг, необходимо внести поправки.

Поправка «u». Учитывает смятие неровностей контактных поверхностей, которое происходит в процессе запрессовки. Для материалов с одинаковыми механическими свойствами: $u = 2k(R_{zd} + R_{zD})$, где

k – коэффициент, учитывающий высоту смятия неровностей поверхностей отверстия и вала (см. табл. 3.3);

R_{zd} и R_{zD} – высота неровностей на поверхности вала и отверстия.

Таблица 3.3 - Значение коэффициента k

Метод сборки соединения		k
Механическая запрессовка при нормальной температуре	Без смазочного материала	0,25 – 0,5
	Со смазочным материалом	0,25 – 0,35
С нагревом охватывающей детали		0,4 – 0,5
С охлаждением вала		0,6 – 0,7

Поправка « u_t ». Учитывает различие температурных коэффициентов линейного расширения материала деталей: $u_t \approx (\alpha_D - \alpha_d)(t_p - t)D$, где

α_D и α_d – температурные коэффициенты линейного расширения материала втулки и вала;

t_p – рабочая температура втулки и вала;

t – температура при сборке соединения;

D – номинальный диаметр соединения.

Примечание. Если $t_p > t$ и $\alpha_D > \alpha_d$, то поправку u_t вносят со знаком плюс; если $t_p < t$ и $\alpha_D > \alpha_d$ – со знаком минус.

Поправка « u_y ». Учитывает уменьшение натяга от центробежных сил в быстровращающихся деталях. Для стальных деталей диаметром до 500мм, вращающихся со скоростью до 30 м/с: $e_\sigma = 1 \dots 4$ мкм.

Поправка « $u_{y.d}$ ». Учитывает увеличение контактного давления у торцов охватывающей детали. Ее вводят, чтобы уменьшить давление в середине соединения.

Поправка « u_θ ». Учитывает воздействие вибрации и ударов. Определяют ее на основе опытных данных.

Существует два метода расчета посадок с натягом.

Пример. Подобрать посадку с натягом для соединения ($D = 185$ мм; $d_1 = 110$ мм; $d_2 = 265$ мм; $\ell = 170$ мм), которое работает без вибраций и нагружено осевой силой $P = 392,2$ кН. Детали изготовлены из стали 40 ($E_D = E_d = 206$ ГПа; $\sigma_T = 313$ МПа); параметры шероховатости $R_{zD} = 8$ мкм, $R_{zd} = 7$ мкм. Рабочая температура деталей соединения близка к температуре сборки. Сборку производят при нагреве охватывающей детали ($f = 0,14$).

Решение

1^й метод расчета

Определяем наименьший расчетный натяг:

$$N_{\min \text{ сдв}} = \frac{D}{\pi \ell \cdot f_1} \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = \frac{392,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,17 \cdot 0,14} \cdot \frac{3,22 + 1,83}{2,06 \cdot 10^{11}} \approx 128 \cdot 10^{-6} \text{ н} = 128 \text{ мкн}$$

$C_D = 3,22$ и $C_d = 1,83$ - из таблиц.

Находим поправки к расчетному натягу:

$e_t = 0$, $e_\delta = 0$ - из условий задачи; поправка на смятие неровностей

$$u = 2\kappa(R_{zD} + R_{zd}) = 2 \cdot 0,4(8 + 7) = 12 \text{ мкм} \quad (\kappa = 0,4 \text{ по табл. 3.3}).$$

Наименьший функциональный натяг, при котором обеспечивается прочность соединения

$$N_{\min F} = 128 + 12 = 140 \text{ мкм.}$$

Ближайшей посадкой, обеспечивающей этот натяг, является посадка $\emptyset 185 \text{ H7/u7}$, для которой $N_{\min T} = 190 \text{ мкм}$, $N_{\max T} = 282 \text{ мкм}$ (см. рис. 3.7, а).

Далее проверяем прочность соединяемых деталей при наибольшем табличном натяге $N_{\max T}$. Для этого находим давление, соответствующее данному натягу:

$$p = \frac{N_{\max T}}{D \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)} = \frac{282 \cdot 10^{-6}}{0,185 \cdot \frac{3,22 + 1,83}{2,06 \cdot 10^{11}}} = 62,2 \text{ МПа}.$$

Определяем допускаемое давление:

$$p_{\text{дон}} \leq 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,185}{0,265} \right)^2 \right] = 93,2 \text{ МПа} \quad - \text{ на поверхности}$$

втулки;

$$p_{\text{дон}} \leq 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,110}{0,185} \right)^2 \right] = 117,7 \text{ МПа} \quad - \text{ на поверхности}$$

вала.

Условие прочности деталей заключается в отсутствии пластической деформации на контактирующих поверхностях, что обеспечивается при $p < p_{\text{дон}}$. Сравнение допускаемого давления с давлением, возникающим при наибольшем табличном натяге, показывает, что имеется запас прочности втулки $\approx 1,5$ и вала $\approx 1,9$.

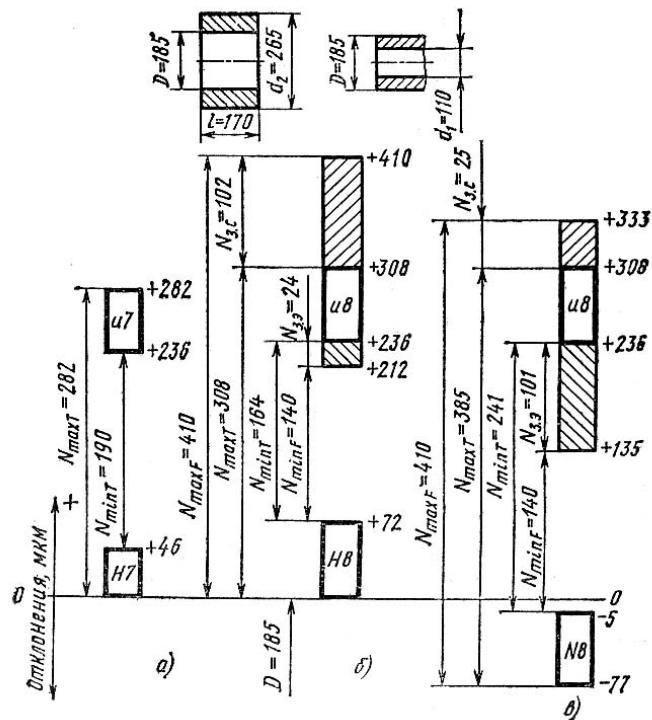


Рис. 3.7 - Схема расположения полей допусков к расчету посадок с натягом

При перегрузках детали соединения не разрушаются, а разъединяются, поэтому создаваемый при таком методе расчета запас прочности соединяемых деталей является фиктивным. В этом состоит основной недостаток данного метода расчета.

2^й метод расчета

Посадки следует выбирать не по натягу, определенному по воспринимаемой соединением осевой силе или крутящему моменту, а по наибольшему допусжаемому натягу, найденному из условия прочности соединяемых деталей ($p_{ооп.} = 93,2 \text{ МПа}$):

$$N_{\max \text{ ай}} = 93,2 \cdot 10^6 \cdot 0,185 \cdot \frac{3,22 + 1,83}{2,06 \cdot 10^{11}} \approx 420 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 420 \text{ мкм}$$

При $\ell / D = 0,9$ и $d_1 / D = 0,6$ поправка $u_{y,d.} = 0,95$.

С учетом поправок u и $u_{y,d.}$ получаем

$$N_{\max F} = (420 + 12) \cdot 0,95 = 410 \text{ мкм}.$$

По наибольшему функциональному натягу выбираем посадку, которая обеспечивает запас прочности соединения и деталей. Ближайшей является посадка $\varnothing 185 H8/u8$ (см. рис. 3.7,б).

Часть допуска натяга $N_{з.с.}$, идущая в запас прочности при сборке соединения (технологический запас прочности), всегда должна быть меньше части допуска $N_{з.э.}$, обеспечивающей запас прочности соединения при эксплуатации.

У посадки $\varnothing 185 H8/u8$ это требование не обеспечивается:

$$N_{\varphi.л.} = N_{\max F} - N_{\max T} = 410 - 308 = 102 \text{ мкм};$$

$$N_{\varphi.у.} = N_{\min T} - N_{\min F} = 164 - 140 = 24 \text{ мкм}.$$

Для перераспределения допусков натягов $N_{з.с.}$ и $N_{з.э.}$ принимаем комбинированную посадку $\varnothing 185 N8/u8$;

$$N_{\varphi.л.} = N_{\max F} - N_{\max \delta} = 410 - 385 = 25 \text{ мкм};$$

$$N_{\varphi.у.} = N_{\min T} - N_{\min F} = 241 - 140 = 101 \text{ мкм}.$$

Таким образом, при замене посадки $H7/u7$ (1^й метод расчета) комбинированной посадкой $N8/u8$ (2^й метод расчета) увеличивается наименьший табличный натяг от 190 мкм до 241 мкм и создается запас прочности соединения при эксплуатации, что обеспечивает повышение долговечности соединения и позволяет увеличить экономическую эффективность производства вследствие расширения допусков на изготовление размеров деталей.

3.5 Калибры гладкие для размеров до 500 мм

Годность деталей с допуском от $IT6$ до $IT17$, особенно при массовом и крупносерийном производстве, наиболее часто проверяют предельными калибрами: размеры гладких цилиндрических, конусных, резьбовых и шлицевых деталей; глубин и высот выступов; расположение поверхностей и другие параметры.

Комплект рабочих предельных калибров для контроля размеров деталей состоит из проходного калибра ПР и непроходного калибра НЕ. ПР контролирует предельный размер, соответствующий максимуму материала проверяемого объекта. НЕ контролирует предельный размер, соответствующий минимуму материала (см. рис. 3.8).

С помощью предельных калибров определяют не числовое значение контролируемых параметров, а находятся ли они между двумя допустимыми пределами. Деталь считается годной, если ПР проходит под действием собственного веса или равного ему усилия, а НЕ не проходит по контролируемой поверхности. Если проходной калибр не проходит, то деталь является исправимым браком; если непроходной калибр проходит, то деталь является неисправимым браком.

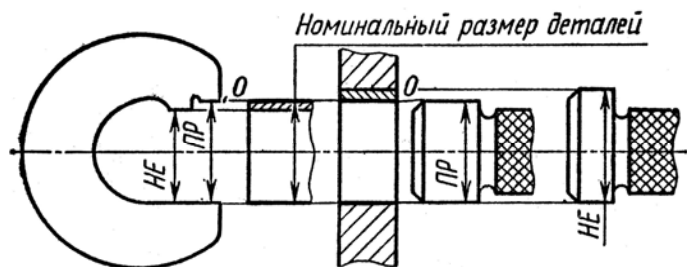


Рис. 3.8 - Схема для выбора номинальных размеров предельных гладких калибров

Рабочие калибры ПР и НЕ предназначены для контроля изделий в процессе их изготовления. Этими калибрами пользуются рабочие и контролеры ОТК завода-изготовителя, причем в последнем случае применяют частично изношенные калибры ПР и новые калибры НЕ.

Для установки регулируемых калибров-скоб и контроля нерегулируемых калибров-скоб применяют контрольные калибры (К-И, К-ПР, К-НЕ). Несмотря на малый допуск контрольных калибров, они все же искажают установленные поля допусков на изготовление и износ рабочих калибров, поэтому контрольные калибры по возможности применять не следует. Целесообразно, особенно в мелкосерийном производстве, заменять контрольные калибры концевыми мерами или использовать универсальные измерительные приборы.

Валы и отверстия с допуском *IT5* и точнее не рекомендуется проверять калибрами, так как они вносят большую погрешность измерения. Такие детали проверяют универсальными измерительными средствами.

Для контроля валов используют главным образом скобы. Наиболее распространены односторонние двухпредельные скобы (см. рис. 3.8). Применяют также регулируемые скобы, которые можно настраивать на разные размеры, что позволяет компенсировать износ и использовать одну скобу для измерения размеров, лежащих в определенном интервале. Регулируемые скобы по сравнению с жесткими имеют меньшую точность и надежность, поэтому их чаще применяют для контроля изделий качества 8 и грубее.

Основные конструкции калибров-пробок для контроля отверстий определены ГОСТ 14807-14827-69.

При конструировании предельных калибров для гладких, резьбовых и других деталей следует соблюдать принцип подобия Тейлора, согласно которому проходные калибры по форме должны являться прототипом сопрягаемой детали с длиной, равной длине соединения, и контролировать размеры по всей его длине с учетом погрешностей формы деталей. Непроходные калибры должны иметь малую измерительную длину и

контакт, приближающийся к точечному, чтобы проверять только собственно размер детали.

Допуски калибров

Схемы расположения полей допусков калибров приведены на рис. 3.9 и 3.10 со следующими обозначениями:

$d(D)$ – номинальный размер изделия;

$d_{\min}(D_{\min})$ – наименьший предельный размер изделия;

$d_{\max}(D_{\max})$ – наибольший предельный размер изделия;

T – допуск изделия.

По ГОСТ 24853-81 на гладкие калибры установлены следующие допуски на изготовление:

H – допуск на изготовление калибров для отверстия (за исключением калибров со сферическими измерительными поверхностями);

H_s – допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями для отверстия;

H_l – допуск на изготовление калибров для вала;

H_p – допуск на изготовление контрольных калибров для скобы;

Z – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия;

Z_1 – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия;

U – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия;

U_1 – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия;

α – величина для компенсации погрешности контроля калибрами отверстий с размерами св.180 мм;

α_1 – величина для компенсации погрешности контроля калибрами валов с размерами св.180 мм.

Для проходных калибров, которые в процессе контроля изнашиваются, кроме допуска на изготовление, предусматривается допуск на износ.

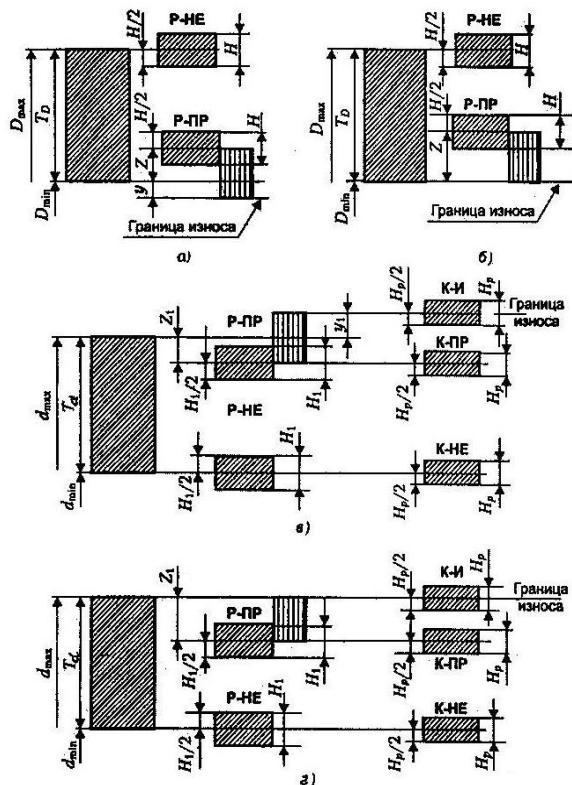


Рис. 3.9 - Схемы расположения допусков калибров

для номинальных размеров до 180 мм:

а – для отверстий *IT6 – IT8*; *б* – для отверстий *IT9 – IT17*;

в – для валов *IT6 – IT8*; *г* – для валов *IT9 – IT17*

Для размеров до 500 мм износ калибров ПР с допуском до *IT8* включительно может выходить за границу поля допуска детали на величину U для пробок и U_1 для скоб (см. рис. 3.9, *а* и *в*); для калибров ПР с допуском от *IT9* до *IT17* износ ограничивается проходным пределом, т.е. $U = 0$; $U_1 = 0$ (см. рис. 3.9, *б* и *г*).

Для всех проходных калибров поля допусков $H(H_s)$ и H_1 сдвинуты внутрь поля допуска изделия на величину Z для калибров-пробок и Z_1 – для калибров-скоб.

При номинальных размерах свыше 180 мм поле допуска непроходного калибра также сдвигается внутрь поля допуска детали на величину α

для пробок и α_1 для скоб, создавая так называемую зону безопасности (см. рис. 3.10). Поле допуска калибров НЕ для размеров до 180 мм симметрично относительно верхнего отклонения детали для пробок и относительно нижнего – для скоб, т.е. $\alpha = 0$ и $\alpha_1 = 0$ (см. рис. 3.9).

Сдвиг полей допусков калибров и границ износа их проходных сторон внутрь поля допуска детали позволяет устранить возможность искажения характера посадок и гарантировать получение размеров годных деталей в пределах установленных полей допусков.

По ГОСТ 25346-89 все элементы деталей разделяются на три группы: валы, отверстия и элементы, не относящиеся ни к валам, ни к отверстиям. Размеры высоты и глубины относятся к третьей группе. На них могут назначаться любые поля допусков, но, как правило, для них назначаются квалитеты не точнее IT_{10} и чаще симметричные поля допусков.

Контроль размеров высоты и глубины можно производить универсальными измерительными средствами либо двухпредельными калибрами. Конструкция, размеры и допуски калибров для контроля высоты и глубины устанавливает ГОСТ 2534-77 «Калибры предельные для глубин и высот уступов. Допуски».

Гладкие конические детали с допусками диаметров от IT_4 до IT_{12} , степенями точности допусков углов конусов от 4 до 9 и конусностью от 1:3 до 1:50 контролируют конусными калибрами по ГОСТ 24932-81.

Расчет исполнительных размеров калибров.

Исполнительными называют предельные размеры калибра, по которым изготавливают новый калибр. Они должны иметь допуск в виде одного отклонения, направленного в тело калибра, т.е. как для основного отверстия H (для калибров-скоб) и основного вала h (для калибров-пробок). Поэтому исполнительный размер на чертеже скобы проставляют как наименьший предельный размер с положительным отклонением, на чертеже пробки и контрольного калибра – как наибольший предельный размер с отрицательным отклонением. Исполнительные размеры калибров определяют по формулам, приведенным в ГОСТ 24853-81.

3.6 Система допусков и посадок для подшипников качения

Подшипники качения – наиболее распространенные стандартные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. Они обладают полной взаимозаменяемостью по наружному (D) и внутреннему (d) диаметрам и неполной взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами. Вследствие малых допусков зазоров и малой допускаемой разноразмерности комплекта тел качения кольца подшипников и тела качения подбирают селективным методом.

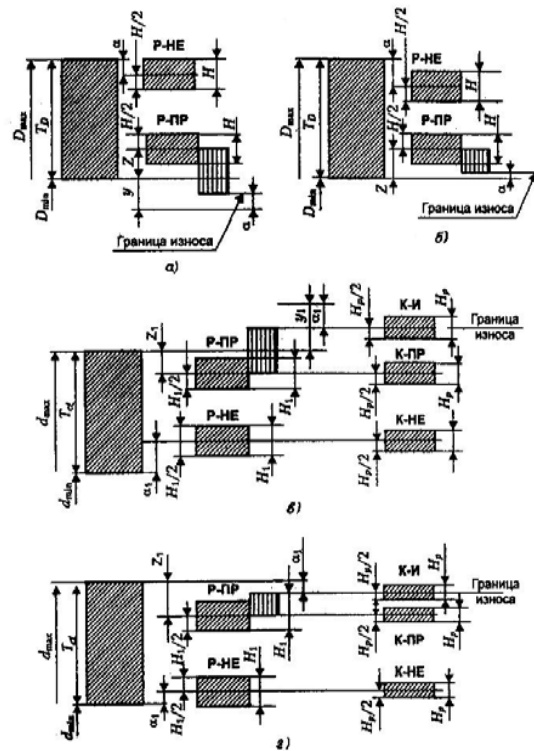


Рис. 3.10 - Схемы расположения допусков калибров для Номинальных размеров св. 180 до 500 мм:
а – для отверстий *IT6 – IT8*; *б* – для отверстий *IT9 – IT17*;
в – для валов *IT6 – IT8*; *г* – для валов *IT9 – IT17*

Термины и определения, установленные ГОСТ 25256-82 в области допусков на подшипники качения, их детали и отдельные элементы, обязательны для применения в документации и во всех видах научно-технической, учебной и справочной литературы.

Основные присоединительные размеры подшипников качения, по которым они монтируются на валах (осях) и в корпусах (корпусных деталях) машин и приборов, установлены ГОСТ 520-89:

d – диаметр отверстия внутреннего кольца радиальных и радиально-упорных подшипников или тугого кольца одинарных упорных подшипников;

$$d_m = \frac{d_{\min} + d_{\max}}{2} - \text{средний диаметр отверстия внутреннего кольца,}$$

где d_{\min} и d_{\max} – наименьшее и наибольшее значения диаметра d , определенные двухточечным измерением в одной радиальной плоскости (перпендикулярной оси);

d_1 – диаметр отверстия тугого кольца двойных упорных подшипников;

D – наружный диаметр наружного кольца радиальных и радиально-упорных подшипников или свободного кольца упорных подшипников;

$$D_m = \frac{D_{\min} + D_{\max}}{2} - \text{средний наружный диаметр наружного кольца,}$$

где D_{\min} и D_{\max} – наименьшее и наибольшее значения диаметра D , определенные двухточечным измерением в одной радиальной плоскости (перпендикулярной оси).

Классы точности подшипников качения

Качество подшипников при прочих равных условиях определяется:

1) точностью присоединительных размеров и ширины колец, а для роликовых радиально-упорных подшипников еще и точностью монтажной высоты; точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипников и их шероховатости; точностью формы и размеров тел качения в одном подшипнике и шероховатостью их поверхностей;

2) точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биением дорожек качения и торцов колец.

По ГОСТ 520-89 установлены девять классов точности, обозначаемых в порядке ее возрастания: 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2, Т. Подшипники классов точности 8 и 7 изготавливаются по заказу потребителя.

В зависимости от требований по уровню вибрации, волнистости и отклонений по круглости поверхности качения устанавливаются три категории А, В, С.

Категория А включает классы точности 5, 4, 2, Т и дополнительно регламентирует: момент трения, угол контакта, осевое и радиальное биение.

Категория В включает классы точности 0, 6X, 6, 5 с дополнительными требованиями по моменту трения; углу контакта; осевому и радиальному биению, соответствующему следующему более точному классу точности.

Категория С включает классы точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и др.

Условные обозначения подшипников

Система условных обозначений шарико и роликоподшипников установлена ГОСТ 3189-89. Основное условное обозначение включает в себя семь цифр (см. рис. 3.11)

В условном обозначении две первые цифры, считая справа, обозначают внутренний диаметр подшипника, деленный на 5 (для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм). Третья цифра справа совместно с седьмой обозначает серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм). Основная из особо легких серий обозначается цифрой 1; легкая – 2; средняя – 3; тяжелая 4; легкая широкая – 5; средняя широкая – 6 и т.д.

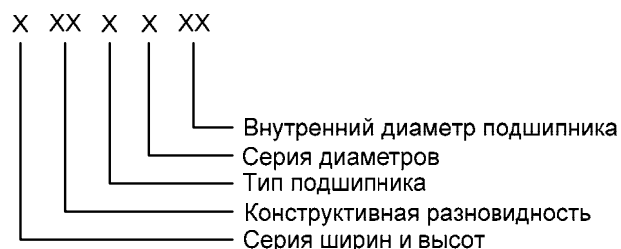


Рис.3.11 - Схема условного обозначения подшипника

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника: 0 – радиальный шариковый однорядный (этот ноль, стоящий левее последней значащей цифры, отбрасывают, что позволяет сократить обозначения для часто употребляемых подшипников); 1 – радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – радиальный роликовый двухрядный сферический; 4 – роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами; 5 – роликовый с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый; 7 – роликовый конический; 8 – упорный шариковый; 9 – упорный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа вводятся не для всех подшипников и обозначают их конструктивные особенности (например, угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках).

Пример условного обозначения подшипника роликового двухрядного с короткими цилиндрическими роликами типа 182000 (с коническим отверстием внутреннего кольца, с бортами на внутреннем кольце), серии диаметров 1, серии ширин 3 с $d = 100$ мм, $D = 150$ мм, $B = 37$ мм: «Подшипник 3182120 ГОСТ 7634-75».

Пример условного обозначения подшипника с учетом его точности. Подшипник обозначен **A125-205**, где А – категория; 1 – ряд момента трения; 2 – группа радиального зазора; 5 – класс точности; подшипник шариковый радиальный однорядный; легкая серия; внутренний диаметр $d = 25$ мм. В обозначении А25-205 нет требований по моменту трения; в обозначении А5-205 нет требований по моменту трения и по радиальному зазору.

Допуски и посадки подшипников качения

Для сокращения номенклатуры подшипники изготавливаются с отклонениями размеров внутреннего и наружного диаметров, не зависящими от посадки, по которой их будут монтировать. Для всех классов точности верхнее отклонение присоединительных диаметров принято **равным нулю**. Таким образом, диаметр наружного кольца D_m принят за диаметр основного вала, а диаметр внутреннего кольца d_m – за диаметр основного отверстия, и, следовательно, посадку соединения наружного кольца с корпусом назначают в системе вала, а посадку соединения внутреннего кольца с валом – в системе отверстия. Однако поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца расположено в «минус» от номинального размера (вниз от нулевой линии), а не в «плюс», как у обычного основного отверстия (см. рис. 3.12). При таком перевернутом расположении поля допуска отверстия внутреннего кольца при посадках вала n , m , k с квалитетами 6,5,4 в соединении получается небольшой гарантированный натяг. Посадки с большими натягами не применяют из-за тонкостенной конструкции колец подшипников и трудности получения в них требуемых рабочих зазоров.

ГОСТ 3325-85 устанавливает следующие обозначения полей допусков на посадочные размеры колец подшипников по классам точности (см. рис. 3.12):

– для среднего внутреннего диаметра подшипника $Ld_m, L0, L6, L5, L4, L2$;

– для среднего наружного диаметра подшипника $\ell D_m, \ell 0, \ell 6, \ell 5, \ell 4, \ell 2$, где

$Ld_m, \ell D_m$ – общее обозначение поля допуска на средний внутренний d_m и средний наружный D_m диаметры подшипника;

L, ℓ – обозначение основного отклонения среднего внутреннего и среднего наружного диаметров подшипника.

Для обеспечения высокого качества подшипников овальность и средняя конусообразность отверстия и наружной цилиндрической поверхности колец не должны превышать определенной части допуска на диаметры d_m, D_m . Вследствие указанных отклонений при измерении подшипников могут быть получены различные значения диаметров их колец в разных сечениях. В связи с этим стандартом установлены предельные отклонения номинального (d, D) и среднего (d_m, D_m) диаметров колец.

К шероховатости посадочных и торцовых поверхностей колец подшипников, а также валов и корпусов предъявляют повышенные требования. Например, у колец подшипников классов точности 4 и 2 диаметром до 250 мм параметр шероховатости R_a должен быть в пределах 0,63–0,32 мм. Особое значение имеет шероховатость поверхностей дорожек и

тел качения: уменьшение R_a от 0,32-0,16 мкм до 0,16-0,08 мкм повышает ресурс подшипников более чем в два раза, а дальнейшее уменьшение параметра R_a до 0,08-0,04 мкм – еще на 40%.

Примеры указания требований к точности деталей подшипникового узла приведены на рис. 3.13.

Поскольку применение системы отверстия для соединения внутреннего кольца с валом и системы вала для соединения наружного кольца с корпусом является обязательным, на сборочных чертежах посадки колец подшипников допускается обозначать одним полем допуска, например, $\varnothing 40 k6$ – для внутреннего кольца, $\varnothing 90 H7$ – для наружного кольца (см. рис. 3.13, *а*).

Выбор посадок подшипников качения на валы и в корпуса.

Посадку подшипника выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, значения и характера действующих на него нагрузок и вида нагружения колец. Согласно ГОСТ 3325-85 различают три основных вида нагружения колец (см. рис. 3.14): местное, циркуляционное и колебательное.

При местном нагружении кольцо воспринимает постоянную по направлению результирующую радиальную нагрузку F_r лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку поверхности вала или корпуса. Такое нагружение возникает, когда кольцо не вращается относительно нагрузки (внутреннее кольцо на рис. 3.14, *а*, наружное кольцо на рис. 3.14, *б*).

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает результирующую радиальную нагрузку F_r последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение кольца получается при его вращении и постоянно направленной нагрузке F_r или, наоборот, при радиальной нагрузке F_c , вращающейся относительно рассматриваемого кольца (внутреннее кольцо на рис. 3.14, *б*, наружное – на рис. 3.14, *а*).

При колебательном нагружении невращающееся кольцо воспринимает равнодействующую F_{r+c} двух радиальных нагрузок (F_r постоянная по направлению, F_c вращается, причем $F_r > F_c$) ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса. Равнодействующая нагрузка F_{r+c} не совершает полного оборота, а колеблется между точками А и В (см. рис. 3.14, *и*). Колебательное нагружение испытывает наружное кольцо на рис. 3.14, *в* и внутреннее – на рис. 3.14, *г*.

Эпюры напряжений при местном и циркуляционном нагружении показаны на рис. 3.14, *ж* и *з*. Если нагрузка F_r постоянного направления меньше вращающейся F_c , то нагружение может быть местным или циркуляционным в зависимости от схемы приложения сил (см. рис. 3.14, *д*

местное нагружение на внутреннем кольце и циркуляционное на наружном кольце; на рис. 3.14, *e* циркуляционное нагружение на внутреннем кольце, местное – на наружном).

Посадки следует выбирать так, чтобы вращающееся кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключая возможность обкатки и проскальзывания этого кольца по посадочной поверхности; другое кольцо должно быть установлено с натягом.

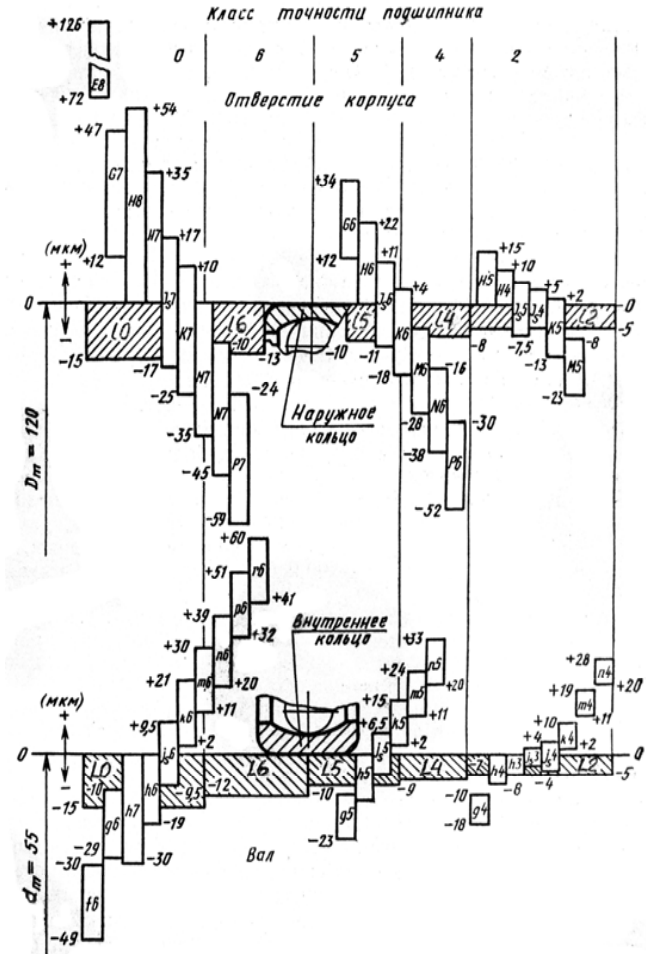


Рис. 3.12 - Схемы расположения полей допусков на диаметры колец подшипников качения (KB – внутреннего; hB – наружного), отверстий в корпусах и валов (отклонения в мкм)

Посадку с зазором назначают для кольца, которое испытывает местное нагружение, – при такой посадке устраняется заклинивание шариков, кольцо под действием толчков и вибраций постепенно поворачивается по посадочной поверхности, благодаря чему износ беговой дорожки происходит равномерно по всей окружности кольца.

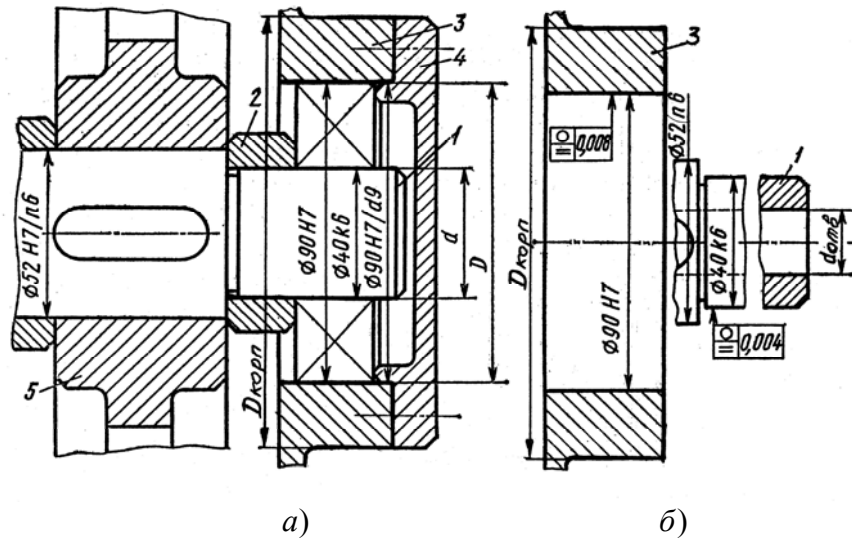


Рис. 3.13 - Обозначение посадок подшипников качения на сборочных чертежах (а) и полей допусков на чертежах деталей (б):
1– вал; 2– втулка; 3– корпус; 4 – крышка; 5 – колесо

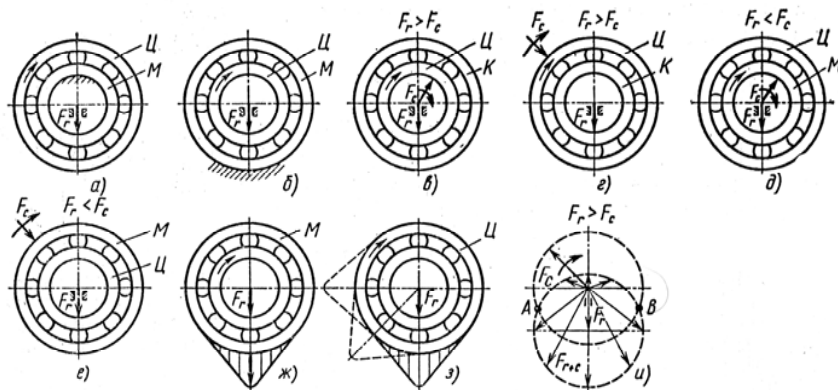


Рис. 3.14 - Схемы нагружения колец подшипников качения

ТЕМА 4 РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

При конструировании механизмов, машин, приборов и других изделий, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений возникает необходимость в проведении размерного анализа, с помощью которого достигается правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допустимые ошибки (допуски). Подобные геометрические расчеты выполняются с использованием теории размерных цепей.

4.1 Основные термины и определения, классификация размерных цепей

Основные термины, обозначения и определения размерных цепей установлены ГОСТ 16319-80.

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

Звеном называется каждый из размеров, образующих размерную цепь. Звеньями могут быть любые линейные или угловые параметры: диаметральные размеры, расстояния между поверхностями или осями, зазоры, натяги, перекрытия, мертвые ходы, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т.д.

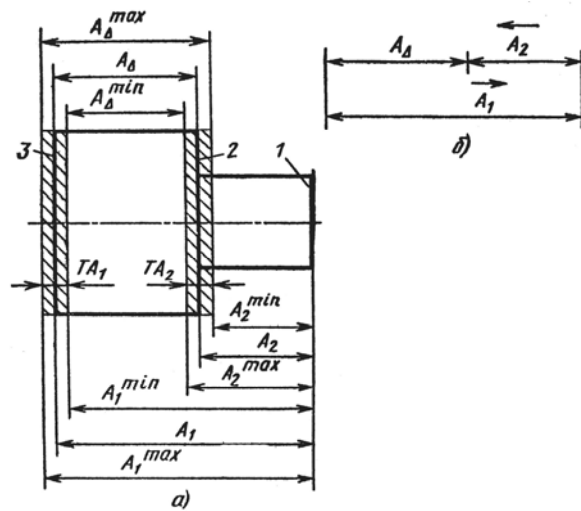
Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или более составляющих звеньев.

Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями. Понятие исходного звена используется при проектном расчете размерной цепи. В процессе обработки детали или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним. В этом случае такое звено именуется **замыкающим**. Понятие замыкающего звена используется при поверочном расчете размерной цепи. Таким образом, замыкающее звено непосредственно не выполняется, а представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи. **Составляющими** называются все остальные звенья, с изменением которых изменяется и замыкающее звено.

Составляющие звенья размерной цепи разделяются на две группы. К первой группе относятся звенья, с увеличением которых (при прочих постоянных) увеличивается и замыкающее звено. Такие звенья называются **увеличивающими** (см. рис. 4.1, б, звено A_1). Ко второй группе относятся звенья, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается. Такие звенья называются **уменьшающими** (см. рис. 4.1, б, звено A_2).

В более сложных размерных цепях можно выявить увеличивающие и уменьшающие звенья, применив правило обхода по контуру. На схеме

размерной цепи исходному звену предписывается определенное направление, обозначаемое стрелкой над буквенным обозначением. Все составляющие звенья также обозначаются стрелками, начиная от звена, соседнего с исходным, и должны иметь один и тот же замкнутый поток направлений. Тогда составляющие звенья, имеющие то же направление, что и у исходного звена, будут уменьшающими, а остальные звенья – увеличивающими.



- 1 – база;
- 2 – поверхность по размеру A_2 ;
- 3 – поверхность по размеру A_1 ;
- \vec{A}_1 – увеличивающий размер;
- \vec{A}_2 – уменьшающий размер;
- A_Δ – замыкающий размер.

Рис. 4.1 - Трехзвенная размерная цепь

Размерные цепи классифицируются по ряду признаков (табл. 4.1).

Таблица 4.1 - Классификация размерных цепей

Классификационный признак	Название размерной цепи	Назначение, характеристика
Область применения	Конструкторская	Решается задача обеспечения точности при конструировании изделий
	Технологическая	Решается задача обеспечения точности при изготовлении изделий
	Измерительная	Решается задача измерения величин, характеризующих точность изделий
Место в изделии	Детальная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей одной детали
	Сборочная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей деталей, входящих в сборочную единицу
Расположение звеньев	Линейная	Звенья цепи являются линейными размерами. Звенья расположены на параллельных прямых.
	Угловая	Звенья цепи являются угловыми размерами, отклонения которых заданы в градусах или в линейных величинах, отнесенных к условной длине.
	Плоская	Звенья цепи расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях.
	Пространственная	Звенья цепи расположены произвольно в пространстве.
Характер звеньев	Скалярная	Все звенья цепи являются скалярными величинами.
	Векторная	Все звенья цепи являются векторными погрешностями.
	Комбинированная	Часть составляющих звеньев цепи – векторные погрешности, остальные – скалярные величины.
Характер взаимных связей	Параллельно связанные	Размерные цепи (две или более), имеющие хотя бы одно общее звено.
	Независимые	Размерные цепи, не имеющие общих звеньев.

Расчет и анализ размерных цепей позволяет:

- установить количественную связь между размерами деталей машины и уточнить номинальные значения и допуски взаимосвязанных размеров, исходя из эксплуатационных требований и экономической точности обработки деталей и сборки машины;
- определить наиболее рентабельный вид взаимозаменяемости (полная или неполная);
- добиться наиболее правильной простановки размеров на рабочих чертежах;
- определить операционные допуски и пересчитать конструктивные размеры на технологические (в случае несовпадения технологических баз с конструктивными).

Расчет размерных цепей и их анализ – обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоёмкости их изготовления. Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех её звеньев, исходя из требований конструкции и технологии. При этом различают две задачи:

- **прямая задача.** По заданным номинальному размеру и допуску исходного звена определить для заданных номинальных размеров составляющих звеньев допуски и предельные отклонения. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи;
- **обратная задача.** По установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Такая задача относится к поверочному расчету размерной цепи.

4.2 Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают **методом максимума-минимума**, при котором допуск замыкающего размера определяют арифметическим сложением допусков составляющих размеров. Этот метод, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания, обеспечивает заданную точность сборки без подгонки (подборки) деталей.

Рассмотрим **пример** по рис. 4.1:

$$A_2 = 28 \pm 0,14 \text{ мм}; \quad A_1 = 60 \pm 0,2 \text{ мм};$$

номинальный размер замыкающего звена

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2 = 60 - 28 = 32 \text{ мм};$$

$$TA_1 = 0,4 \text{ мм}; \quad \overset{\circ}{\Delta} A_2 = 0,28; \quad \overset{\circ}{\Delta} A_{\Delta} = 0,4 + 0,28 = 0,68 \text{ мм}. \quad \text{Следовательно,}$$

$$A_{\Delta} = 32 \pm 0,34 \text{ мм}.$$

В общем случае при « n » увеличивающих и « p » уменьшающих размерах номинальный размер замыкающего звена линейной размерной цепи определяют по формуле:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{j,y\phi} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j,y\mu}$$

Предельные значения этого размера:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n A_{j,y\phi}^{\max} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j,y\mu}^{\min}; \quad A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n A_{j,y\phi}^{\min} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j,y\mu}^{\max}$$

$$\text{Допуск замыкающего звена: } TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^n TA_{j,y\phi} + \sum_{j=n+1}^{n+p} TA_{j,y\mu}$$

Если принять общее число звеньев в цепи равным m , а общее число составляющих звеньев $m - 1 = n + p$, то $TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j$, т.е. допуск

замыкающего размера равен сумме допусков составляющих размеров. Он будет тем меньше, чем меньше звеньев в цепи, т.е. при конструировании изделий необходимо соблюдать **принцип кратчайшей цепи**. Кроме того, порядок обработки и сборки следует строить так, чтобы замыкающим был менее ответственный размер, т.к. его погрешность наибольшая.

Выведем уравнения, необходимые для определения предельных отклонений замыкающего размера. При расчете удобно использовать координату середины поля допуска $E_c(A_j)$ и половину допуска $\frac{TA_j}{2}$ (см. рис. 4.2.).

Для любого составляющего звена

$$E_s(A_j) = E_c(A_j) + \frac{TA_j}{2}; \quad E_i(A_j) = E_c(A_j) - \frac{TA_j}{2}$$

Аналогично для замыкающего звена

$$E_s(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) + \frac{TA_{\Delta}}{2}; \quad E_i(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) - \frac{TA_{\Delta}}{2}$$

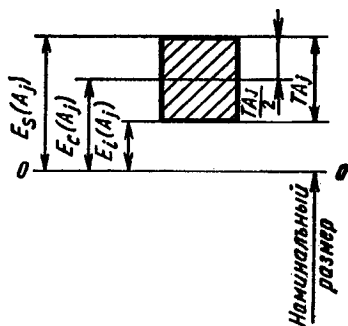


Рис. 4.2 - Схема определения координаты середины поля допуска $E_c(A_j)$

Выразим предельный замыкающий размер в виде алгебраической суммы номинального размера и предельного отклонения: $A_{\Delta}^{\max} = A_{\Delta} + E_s(A_{\Delta})$; $A_{\Delta}^{\min} = A_{\Delta} + E_i(A_{\Delta})$.

Выполнив соответствующие подстановки и преобразования, получим уравнения для определения предельных отклонений замыкающего звена:

$$E_s(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_s(A_j)_{yв} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_i(A_j)_{yм};$$

$$E_i(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_i(A_j)_{yв} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_s(A_j)_{yм}.$$

Для координаты середины поля допуска:

$$E_c(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_c(A_j)_{yв} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_c(A_j)_{yм}.$$

Пример. Определить номинальное, наибольшее и наименьшее значения и допуск замыкающего размера A_{Δ} (рис. 4.3,а), если поле допуска увеличивающих размеров деталей $H10$, уменьшающих – $h9$.

стью. В этом случае $TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{m-1} = T_{cp} A_j$ и $TA_{\Delta} = (m-1) \cdot T_{cp} A_j$, откуда

$$T_{cp} A_j = \frac{TA_{\Delta}}{m-1}.$$

Полученный средний допуск корректируют для некоторых составляющих размеров в зависимости от их значения, конструктивных требований и технологических возможностей изготовления, но так, чтобы выполнялось условие $TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j$.

Способ равных допусков прост, но недостаточно точен, т.к. корректировка допусков составляющих размеров произвольна. Его можно рекомендовать только для предварительного назначения допусков составляющих размеров.

Способ допусков одного качества применяют, если все составляющие цепь размеры могут быть выполнены с допуском одного качества и допуски составляющих размеров зависят от их номинального значения. Требуемый квалитет определяют следующим образом.

Допуск составляющего размера $TA_j = a_j \cdot i$, где i – единица допуска. Для размеров от 1 до 500мм $i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D$ (D – средний геометрический размер для интервала диаметров по ГОСТ 25346-89, к которому относится данный линейный размер).

a_j – число единиц допуска, содержащееся в допуске данного j -го размера (см. табл. 2 ГОСТ 25346-89). Допуск замыкающего размера можно записать: $TA_{\Delta} = a_1 \cdot i_1 + a_2 \cdot i_2 + \dots + a_{m-1} \cdot i_{m-1}$. По условию задачи $a_1 = a_2 = \dots = a_{m-1} = a_{cp}$.

Тогда $TA_{\Delta} = a_{cp} \cdot \sum_{j=1}^{m-1} i_j$, откуда $a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j}$.

Для размеров до 500мм можно принимать следующие значения единиц допуска i (см. табл. 4.2).

По значению a_{cp} выбирают ближайший квалитет (табл. 2 ГОСТ 25346-89). Затем по табл. 6 находят допуски составляющих размеров и корректируют их значения. При этом допуски для охватывающих размеров рекомендуются определять как для основного отверстия, а для охватываемых – как для основного вала, соблюдая условие $TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j$.

Найдя $TA_1; TA_2; \dots; TA_{m-1}$, по заданным отклонениям $E_s(A_{\Delta})$ и $E_i(A_{\Delta})$ определяют значения и знаки верхних и нижних отклонений составляющих размеров так, чтобы они удовлетворяли уравнениям $E_s(A_{\Delta})$ и $E_i(A_{\Delta})$.

Пример. Определить допуски составляющих размеров деталей сборочной единицы, показанной на рис. 4.3. Заданы номинальные значения составляющих размеров цепи и предельные значения исходного размера: $A_{\Delta}^{\max} = 1,75$ мм; $A_{\Delta}^{\min} = 1$ мм.

Находим номинальный размер исходного звена:

$$A_{\Delta} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5) = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер совпадает с номинальным, поэтому $A_{\Delta} = 1^{+0,75}$; $\Delta A_{\Delta} = 0,75$ мм = 750 мкм.

Определяем среднее число единиц допуска, используя табл. 4.2.

$$a_{cp} = \frac{750}{2,17 + 1,56 + 2 \cdot 0,73 + 2,52} \approx 97$$

Найденное значение больше принятого для квалитета 10, но немного меньше, чем для квалитета 11. Устанавливаем для всех составляющих размеров цепи, кроме размера A_4 , допуск по квалитету 11. Допуск размера A_4 можно назначить несколько меньшим, т.к. вал по этому размеру легко обработать с большей точностью. Допуски размеров A_1, A_2, A_3 и A_5 : 0,22; 0,16; 0,075 и 0,075 мм. На долю размера A_4 остается допуск 0,22 мм, однако целесообразно принять его стандартным по квалитету 10, т.е. 0,16 мм. Таким образом, назначаем предельные отклонения для основных отверстий: $A_1 = 101^{+0,22}$, $A_2 = 50^{+0,16}$; для основных валов: $A_3 = A_5 = 5_{-0,075}$, $A_4 = 140_{-0,16}$.

Таблица 4.2 - Значения единиц допуска i

Интервал размеров, мм	Значение единицы допуска, мкм
До 3	0,55
Св 3 до 6	0,73
Св 6 до 10	0,90
Св 10 до 18	1,08
Св 18 до 30	1,31
Св 30 до 50	1,56
Св 50 до 80	1,86
Св 80 до 120	2,17
Св 120 до 180	2,52
Св 180 до 250	2,90
Св 250 до 315	3,23
Св 315 до 400	3,54
Св 400 до 500	3,89

Проверка показывает, что установленные предельные отклонения удовлетворяют (с некоторым запасом) уравнениям $E_s(A_\Delta)$ и $E_i(A_\Delta)$

4.3 Теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей

При расчете размерных цепей методом максимума-минимума предполагалось, что в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание. Оба случая наихудшие в смысле получения точности замыкающего звена, но они маловероятны, т.к. отклонения размеров в основном группируются около середины поля допуска. На этом положении и основан теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей.

Обратная задача. В результате совместного влияния систематических и случайных погрешностей центр группирования может не совпадать с серединой поля допуска, а зона рассеяния – с величиной допуска. Величина такого несовпадения, выраженная в долях половины допуска на размер, называется коэффициентом асимметрии:

$$\alpha_j = \frac{M(A_j) - A_{cj}}{TA_j / 2}, \text{ где}$$

$M(A_j)$ – математическое ожидание, средний арифметический размер j -го звена;

A_{cj} – размер, соответствующий середине поля допуска.

В этом случае уравнение размерной цепи по средним размерам будет иметь вид:

$$A_{c\Delta} + \alpha_{\Delta} \frac{TA_{\Delta}}{2} = \sum_{j=1}^n (A_{cj,y\theta} + \alpha_{j,y\theta} \cdot \frac{TA_{j,y\theta}}{2}) - \sum_{j=n+1}^{n+p} (A_{cj,y\theta} + \alpha_{j,y\theta} \cdot \frac{TA_{j,y\theta}}{2})$$

Используя теорему о дисперсии суммы независимых случайных величин, можно записать:

$$\sigma_{\Delta}^2 = \sum_{j=1}^{m-1} \sigma_j^2.$$

Для перехода от средних квадратичных отклонений σ к допускам или полям рассеяния используют коэффициент относительного рассеяния λ_j . Он является относительным средним квадратичным отклонением и равен (при поле рассеяния $\omega_j = TA_j$):

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{TA_j}.$$

Для закона нормального распределения (при $TA_j = 6\sigma_j$):

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{6\sigma_j} = \frac{1}{3};$$

для закона равной вероятности (при $TA_j = 2\sqrt{3} \cdot \sigma_j$):

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{2\sqrt{3} \cdot \sigma_j} = \frac{1}{\sqrt{3}};$$

для закона треугольника (Симпсона) (при $TA_j = 2\sqrt{6} \cdot \sigma_j$):

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{2\sqrt{6} \cdot \sigma_j} = \frac{1}{\sqrt{6}}.$$

Подставив выражение λ_j в формулу σ_{Δ} , получим:

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 \cdot TA_j^2} \quad \text{или} \quad TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 \cdot TA_j^2}, \quad \text{где } t - \text{коэф-}$$

фициент риска, зависящий от допустимого процента брака P (табл. 4.3).

Таблица 4.3 - Значения коэффициента риска t

$P, \%$	0,01	0,05	0,10	0,27	0,50	1,0	2,0	3,0	5,0	10,0	32,0
t	3,89	3,48	3,29	3,0	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Далее определяют среднее отклонение замыкающего звена

$$E_c(A_\Delta) = \sum_{j=1}^n E_c(A_j)_{y\phi} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_c(A_j)_{y\mu}$$

и его предельные отклонения

$$E_s(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) + \frac{TA_\Delta}{2}; \quad E_i(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) - \frac{TA_\Delta}{2}.$$

Прямая задача. Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске исходного размера можно рассчитать четырьмя способами.

При **способе равных допусков** принимают, что величины $TA_j; E_c(A_j)$ и λ_j для всех составляющих размеров одинаковы. По заданному допуску TA_Δ средние допуски $T_c A_j$ определяют по формуле:

$$T_c A_j = \frac{TA_\Delta}{t \cdot \lambda_j \cdot \sqrt{m-1}}.$$

Найденные значения $T_c A_j$ и $E_c(A_j)$ корректируют, учитывая требования конструкции и возможность применения процессов изготовления деталей, экономическая точность которых близка к требуемой точности размеров.

При **способе допусков одного качества** расчет в общем аналогичен решению прямой задачи методом полной взаимозаменяемости. При этом среднее число единиц допуска:

$$a_{cp} = \frac{TA_\Delta}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} i_j \cdot \lambda_j}}.$$

Способ пробных расчетов заключается в том, что допуски на составляющие размеры назначают экономически целесообразными для условий предстоящего вида производства с учетом конструктивных требований, опыта эксплуатации, имеющихся подобных механизмов и проверенных для данного производства значений коэффициентов λ .

Способ равного влияния основан на том, что допускаемое отклонение каждого составляющего размера должно вызывать одинаковое изменение исходного размера.

4.4 Метод групповой взаимозаменяемости при селективной сборке

Сущность метода **групповой взаимозаменяемости** заключается в изготовлении деталей со сравнительно широкими технологически выполнимыми допусками, выбираемыми из соответствующих стандартов, сортировке деталей на равное число групп с более узкими групповыми допусками и сборке их (после комплектования) по одноименным группам. Такую сборку называют **селективной**.

Метод применяют, когда средняя точность размеров цепи очень высокая и экономически неприемлемая.

При селективной сборке (в посадках с зазором и натягом) наибольшие зазоры и натяги уменьшаются, а наименьшие – увеличиваются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к среднему значению зазора или натяга для данной посадки, что делает соединения более стабильными и долговечными. В переходных посадках наибольшие натяги и зазоры уменьшаются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к значению натяга или зазора, которое соответствует серединам полей допусков деталей.

Для установления числа групп n сортировки деталей необходимо знать требуемые предельные значения групповых зазоров или натягов, которые находят из условия обеспечения наибольшей долговечности соединения, либо допускаемое значение группового допуска (Td_{gp} или Td_{gp}) определяется экономической точностью сборки и сортировки деталей, а также возможной погрешностью формы, которая не должна превышать группового допуска.

Селективная сборка позволяет в n раз повысить точность сборки без уменьшения допусков на изготовление деталей или обеспечить заданную точность сборки при расширении допусков до экономически целесообразных величин.

Недостатки селективной сборки: усложнение контроля деталей; повышение трудоемкости процесса сборки; увеличение незавершенного производства вследствие разного числа деталей в парных группах. Для сокращения объемов незавершенного производства применяют статистические методы анализа фактического распределения размеров по группам и корректируют методику распределения.

4.5 Метод регулирования и пригонки

Под методом регулирования понимают расчет размерных цепей, при котором требуемая точность исходного (замыкающего) звена достигается преднамеренным изменением без удаления материала (регулированием) одного из заранее выбранных составляющих размеров, называемого **компенсирующим**. При этом по всем остальным размерам цепи детали обрабатывают по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий.

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{j,ye} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j,yu} \pm A_k, \text{ где}$$

A_k – номинальный размер компенсирующего звена (+ для увеличивающих размеров, – для уменьшающих).

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j - V_k, \text{ где}$$

TA_{Δ} – заданный допуск исходного размера, определяемый исходя из эксплуатационных требований;

TA_j – принятые расширенные технологически выполнимые допуски составляющих размеров;

V_k – наибольшее возможное расчетное отклонение, выходящее за пределы поля допуска исходного звена, подлежащего компенсации.

При методе пригонки предписанная точность исходного размера достигается дополнительной обработкой при сборке деталей по одному из заранее намеченных составляющих размеров цепи. Здесь детали по всем размерам, входящим в цепь, изготавливают с допусками, экономически приемлемыми для данных условий производства. Чтобы осуществлять пригонку по предварительно выбранному размеру, необходимо по этому размеру оставлять припуск, достаточный для компенсации исходного размера. Этот припуск должен быть наименьшим для сокращения объема пригоночных работ.

ТЕМА 5 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубчатые передачи получили широкое распространение в конструкциях современных машин и механизмов для передачи вращательных движений или моментов с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей.

5.1 Основные эксплуатационные и точностные требования к зубчатым передачам

Зубчатые передачи с эвольвентным профилем зуба получили наибольшее распространение в промышленности. По эксплуатационному назначению можно выделить четыре основные группы зубчатых передач: отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

Отсчетные передачи входят в состав точных кинематических цепей измерительных приборов, следящих систем, делительных механизмов приспособлений, станков и т.п. Обычно эти передачи работают при малых нагрузках и скоростях. Основное эксплуатационное требование – высокая кинематическая точность. Зубчатые колеса таких передач характеризуются малым модулем и небольшой длиной зуба.

Скоростные передачи входят в состав кинематических цепей различных коробок передач, редукторов, двигателей. Такие передачи работают при высоких скоростях (до 120м/с) и достаточно больших мощностях. Основным требованием к скоростным передачам является требование обеспечения плавности работы, т.е. бесшумность и отсутствие вибраций. Колеса таких передач обычно имеют средние модули.

К **силовым** относят зубчатые передачи, передающие значительные крутящие моменты при малой частоте вращения. Основное требование – полнота контакта зубьев, особенно по длине зуба. Обычно такие передачи характеризуются большими модулями и большой длиной зуба.

К передачам **общего назначения** не предъявляют повышенных требований по точности.

5.2 Система допусков цилиндрических зубчатых передач

При разработке системы допусков для зубчатых передач зубчатое колесо необходимо рассматривать как звено механизма, погрешности которого определяют характер нарушения кинематических функций этого механизма. Погрешность передачи в этом случае представляет собой отклонение действительного закона относительного движения колес реальной передачи от закона относительного движения колес идеально точной передачи:

$$F(\varphi) = f(\varphi) - f_o(\varphi), \text{ где}$$

$F(\varphi)$ – функция кинематической погрешности реальной передачи;

φ – координата, определяющая мгновенное положение ведущего колеса передачи;

$f(\varphi)$ и $f_o(\varphi)$ – законы относительного движения колес соответственно реальной и идеальной передач.

Для представления и гармонического анализа функции кинематической погрешности рекомендуется использовать ряды Фурье в виде:

$$F(\varphi) = \sum_{n=1}^5 C_n \sin(k\varphi + \varphi_k), \text{ где}$$

C_k – амплитуда k -й синусоидальной составляющей погрешности;

φ_k – фазовый угол k -й погрешности, характеризующий взаимное расположение погрешностей;

φ – текущее значение угла поворота.

Показатели точности зубчатой передачи должны не только регламентировать точность отдельного колеса, но и определять эксплуатационные параметры всей передачи, характер которых зависит от их назначения. Система допусков по ГОСТ1643-81 распространяется на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления с прямыми, косыми и шевронными зубчатыми колесами с диаметром делительной окружности до 6300 мм, модулем зубьев от 1 до 55 мм, шириной зубчатого венца или полушеврона до 1250 мм.

Для зубчатых колес и передач установлено 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности от 1 до 12. Степени 1 и 2 не имеют установленных норм и являются резервными. Все допуски рассчитаны для шестой степени точности, а для других степеней числовые значения допусков определяются умножением на проходные коэффициенты.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются независимые нормы допустимых отклонений параметров, определяющих кинематическую точность колес и передачи, плавность работы и контакт зубьев передачи, что позволяет назначать различные нормы и степени точности для передач в соответствии с их эксплуатационным назначением и учитывать отличие технологических способов обеспечения требуемой точности.

5.2.1 Кинематическая точность передачи

Для обеспечения кинематической точности предусмотрены нормы, ограничивающие кинематическую погрешность передачи и кинематическую погрешность колеса.

Кинематической погрешностью передачи $F_{к.п.п}$ называют разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи. Выражается в линейных величинах длиной дуги его делительной окружности, т.е. $F_{к.п.п} = (\varphi_3 - \varphi_2) \cdot r$, где

φ_2 и φ_3 – действительный и номинальный углы поворота ведомого зубчатого колеса;

r – радиус делительной окружности.

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_1 \cdot z_1}{z_2}, \text{ где}$$

z_1 и z_2 – число зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес;

φ_1 – действительный угол поворота ведущего зубчатого колеса.

Основной характеристикой кинематической точности передач 3...8 степеней точности является:

наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{ior} – наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес. Полный цикл совершается в пределах числа оборотов большего колеса, равного частному от деления числа зубьев меньшего зубчатого колеса на общий наибольший делитель чисел зубьев обоих зубчатых колес, т.е. на угол $\varphi_2 = \frac{2\pi z_1}{x}$, где x – наибольший общий делитель числа зубьев z_1 и

z_2 обоих зубчатых колес.

Наибольшая кинематическая погрешность передачи ограничена **допуском** F'_{io} , который определяется как сумма допусков на кинематическую погрешность зубчатых колес 1 и 2: $F'_{io} = F'_{i1} + F'_{i2}$

Кинематической погрешностью зубчатого колеса $F_{к.п.к.}$ называют разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого измерительным зубчатым колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес; $F_{к.п.к.}$ выражается в линейных величинах длины дуги делительной окружности.

Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса F'_{ir} определяется как наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его полного оборота.

Ограничивается **допуском** F'_i . Величина допуска определяется как сумма допуска на накопительную погрешность шага колеса F_p , назначаемого в зависимости от степени точности по нормам кинематической точности, и допуска на погрешность профиля зуба f_f , назначаемого в зависимости от степени точности по нормам плавности работы:

$F'_i = F_p + f_f$. Допускается нормировать кинематическую **погрешность колеса на k шагах** – F'_{ikr} . Эта погрешность ограничивается допуском F'_{ik} . **Погрешность обката** F_{cr} возникает в результате кинематической погрешности делительной цепи зубообрабатывающего станка. Эту составляющую кинематической погрешности колеса определяют при его вращении на технологической оси, исключив циклические погрешности зубцовой частоты и кратных ей более высоких частот. Погрешность обката ограничивается **допуском** F_c , выраженным в тех же единицах, что и допуск на кинематическую погрешность колеса.

Накопленная погрешность k шагов F_{pkr} – наибольшая разность дискретных значений кинематической погрешности зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых угловых шагов:

$$F_{D\acute{e}r} = \left(\varphi - \frac{\acute{e} \cdot 2\pi}{z} \right) \times r, \text{ где}$$

φ – действительный угол поворота зубчатого колеса;

z – число зубьев зубчатого колеса;

$\frac{k \cdot 2\pi}{z}$ – номинальный угол поворота колеса ($k \geq 2$ – число целых угловых шагов);

r – радиус делительной окружности колеса.

Допуск на накопленную погрешность k шагов – F_{pk} .

Накопленная погрешность шага зубчатого колеса F_{pr} – наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей в пределах зубчатого колеса. **Допуск** F_p . Накопленная погрешность шага зубчатого колеса образуется в основном вследствие погрешности обката и монтажного эксцентриситета зубчатого колеса.

Радиальное биение зубчатого венца F_{rr} – разность действительных предельных положений исходного контура в пределах зубчатого колеса (от его рабочей оси). **Допуск** F_r . Практически F_{rr} определяется разно-

стью расстояний от рабочей оси колеса до постоянных хорд S_c . Радиальное биение зубчатого венца вызвано неточным совмещением рабочей оси колеса с технологической осью при обработке зубьев, а также радиальным биением делительного колеса станка.

Колебанием длины общей нормали F_{vWr} называют разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном и том же зубчатом колесе: $F_{vWr} = W_{наиб} - W_{наим} \cdot \text{Допуск } F_{vW}$.

Длина общей нормали зубчатого колеса W – расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям A и B зубьев колеса. При этом общая нормаль к эвольвентным профилям является одновременно касательной к основной окружности.

Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F_{ir}'' – разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым при повороте последнего на полный оборот.

Номинальным измерительным межосевым расстоянием a называют расчетное расстояние между осями измерительного и проверяемого колеса, имеющего наименьшее дополнительное смещение исходного контура. При этом сопряженные зубья колес находятся в плотном двухпрофильном зацеплении. Эти колебания ограничиваются **допусками** F_i'' .

5.2.2 Плавность работы передачи

Эта характеристика передачи определяется параметрами, погрешности которых многократно (циклически) проявляются за оборот зубчатого колеса и также составляют часть кинематической погрешности. Циклический характер погрешностей, нарушающих плавность работы передачи, и возможность гармонического анализа дали основание определять и нормировать эти погрешности по спектру кинематической погрешности.

Под циклической погрешностью передачи f_{zkr} **и зубчатого колеса** f_{zkr} понимают удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности соответственно передачи и колеса. **Допуски** f_{zok} – на циклическую погрешность передачи, f_{zk} – на циклическую погрешность зубчатого колеса. Для ограничения циклической погрешности с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацепление f_{zkr} и f_{zk} , установлены допуски на циклическую погрешность зубцо-

вой частоты в передаче f_{zzo} и колесе f_{zz} . Эти допуски зависят от частоты циклической погрешности (равной числу зубьев колес z), степени точности, коэффициента осевого перекрытия ε_β и модуля m .

Местные кинематические погрешности передачи f'_{ior} и зубчатого колеса f'_{ir} определяются наибольшей разностью между местными соседними экстремальными значениями кинематической погрешности передачи или зубчатого колеса за полный цикл вращения колес передачи или в пределах оборота колеса $\varphi_{полн}$. Эти погрешности ограничены допусками f'_{io} и f'_i , причем $f'_i = |f_{Pt}| + f_f$.

Погрешность профиля зуба f_{fr} – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными торцовыми профилями 1, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль 2 зуба колеса. Погрешности профиля вызывают неравномерность движения колес, дополнительные динамические нагрузки, а также уменьшают поверхность контакта зубьев. **Допуск f_f** . Действительный профиль рабочего участка зуба может иметь срез у вершины головки, называемый **фланком**. Применение колес с фланкированными зубьями значительно улучшает плавность работы передачи, обеспечивая более плавный вход зубьев в зацепление и выход из него, способствует образованию масляного клина между пересопрягаемыми зубьями, что снижает динамические нагрузки и шум в передаче. Одним из показателей плавности работы зубчатого колеса является отклонение шагов в колесе.

Отклонение шага (углового) в колесе f_{Ptr} – это кинематическая погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг.

Отклонение шага зацепления f_{Pbr} – разность между действительным P_D и номинальным P_H шагами зацепления.

Установлены верхнее и нижнее предельные **отклонения шага $\pm f_{Pt}$ и шага зацепления $\pm f_{Pb}$** .

Вместо отклонения шага f_{Ptr} можно применять **разность любых шагов f_{vPtr} с допуском $f_{vPt} = 1,6|f_{Pt}|$** .

Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе

f_{ir}'' – разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым при повороте последнего на один угловой шаг. Допуск f_i'' . Измерительное межосевое расстояние на одном зубе может изменяться вследствие колебаний положения зуборезного инструмента относительно оси колеса, неравенства шагов зацепления (основных шагов) сопрягаемых колес, погрешностей в направлении зубьев колес и т.п.

Рассмотренные погрешности, многократно периодически проявляющиеся за оборот колеса, вызывают повторяющиеся разрывы контакта сопряженных зубьев, крутильные колебания привода, поперечные колебания валов и вибрацию всего агрегата, что снижает долговечность скоростных и особенно тяжело нагруженных скоростных передач. Чтобы повысить плавность передачи, целесообразно повышать точность зуборезного инструмента и червяка, сопряженного с делительным колесом станка, а также применять шевингование и зубохонингование колес.

5.2.3 Контакт зубьев в передаче

Для повышения износостойкости и долговечности зубчатых передач необходимо, чтобы полнота контакта сопряженных боковых поверхностей зубьев колес была наибольшей. Для обеспечения необходимой полноты контакта зубьев в передаче установлены наименьшие размеры суммарного пятна контакта.

Суммарным пятном контакта называют часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев парного колеса (следы надиров или краски) в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором. Пятно контакта определяется: по длине зуба – отношением расстояния a между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , пре-

вышающих модуль (в мм), к длине зуба b , т.е. $\frac{a-c}{b} \times 100\%$; по высоте

зуба – отношением средней (по длине зуба) высоты следов прилегания h_m к высоте зуба соответствующей активной боковой поверхности h_p ,

т.е. $\frac{h_m}{h_p} \times 100\%$.

Мгновенное пятно контакта определяется после поворота колеса собранной передачи на полный оборот при легком торможении.

На полноту контакта колес влияют погрешности формы зубьев и погрешности их взаимного расположения в передаче.

Отклонением осевых шагов по нормали $F_{P_{xnr}}$ называют разность между действительным осевым расстоянием зубьев и суммой соответствующего числа номинальных осевых шагов, умноженную на синус угла наклона делительной линии зуба β , т.е. $F_{P_{xnr}} = F_{P_{xr}} \times \sin \beta$. **Предельные отклонения** $\pm F_{P_{xn}}$.

Суммарная погрешность контактной линии F_{kr} – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными потенциальными контактными линиями 1, условно наложенными на плоскость (поверхность) зацепления, между которыми размещается действительная контактная линия 2 на активной боковой поверхности зуба. Под контактной линией понимают линию пересечения поверхности зуба поверхностью зацепления. **Допуск** F_k . Отклонение $F_{P_{xnr}}$ влияет на продольный, а погрешность F_{kr} – на высотный контакт зубьев.

Погрешность направления зуба $F_{\beta r}$ – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными делительными линиями зуба 1 в торцовом сечении, между которыми проходит действительная делительная линия зуба 2, соответствующая рабочей ширине венца или полушеврона. Под действительной делительной линией зуба понимают линию пересечения действительной боковой поверхности зуба колеса делительным цилиндром, ось которого совпадает с рабочей осью. **Допуск** F_{β} .

Отклонением от параллельности осей f_{xr} называют отклонение от параллельности проекций рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, в которой лежит одна из осей и точка второй оси в средней плоскости передачи. Средней плоскостью передачи считают плоскость, проходящую через середину рабочей ширины зубчатого венца.

Перекоос осей f_{yr} – отклонение от параллельности проекций рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, параллельную одной из осей и перпендикулярную плоскости, в которой лежит эта ось, и точка пересечения второй оси со средней плоскостью передачи.

Эти погрешности, характеризующие точность монтажа передачи с нерегулируемым расположением осей, ограничивают **допусками** f_x и f_y .

Отклонениями межосевого расстояния f_{ar} определяется точность монтажа передачи. **Предельные отклонения** $\pm f_a$.

При соответствии суммарного или мгновенного пятна контакта требованиям стандарта контроль по другим показателям, определяющим контакт зубьев в передаче, не является необходимым.

5.2.4 Боковой зазор

Для устранения возможного заклинивания при нагреве передачи, обеспечения условий протекания смазочного материала и ограничения мертвого хода при реверсировании отсчетных и делительных реальных передач они должны иметь боковой зазор j_n (между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес). Этот зазор необходим также для компенсации погрешностей изготовления и монтажа передачи и для устранения удара по нерабочим профилям, который может быть вызван разрывом контакта рабочих профилей вследствие динамических явлений. Такая передача является однопрофильной (контакт зубьев колес происходит по одним рабочим профилям).

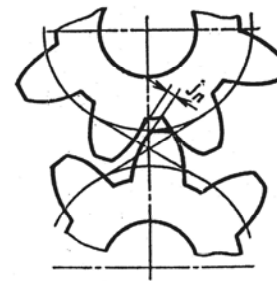


Рис.5.1 - Боковой зазор j_n в передаче

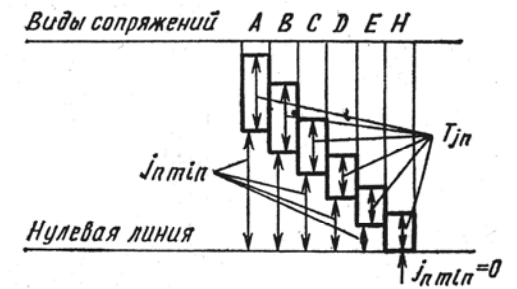


Рис.5.2 - Схема расположения полей допусков T_{jn} для принятых видов сопряжений зубьев зубчатых колес

Боковой зазор определяют в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрам (см. рис. 5.1).

Независимо от степени точности изготовления колес передачи предусмотрено шесть видов сопряжений (A, B, C, D, E, H), определяющих различные значения $j_{n\min}$ (см. рис. 5.2). Установлено шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от I до VI. Соответствие видов сопряжений и указанных классов приведены в таблице 5.1.

На боковой зазор установлен допуск T_{jn} , определяемый разностью между наибольшим и наименьшим зазорами. По мере увеличения бокового зазора увеличивается допуск T_{jn} . Установлено восемь видов допуска на боковой зазор: x, y, z, a, b, c, d, h . Каждому виду сопряжения соответствует определенный вид допуска (см. табл. 5.1). Соответствие видов сопряжений и видов допусков на боковой зазор допускается изменять, используя при этом и виды допуска x, y, z .

Боковой зазор $j_{n\min}$, необходимый для компенсации температурных деформаций и размещения смазочного материала, определяют по формуле:

$$j_{n\min} = V + a_w(\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2)2 \sin \alpha, \text{ где}$$

V – толщина слоя смазочного материала между зубьями;

a_w – межосевое расстояние;

α_1 и α_2 – температурные коэффициенты линейного расширения материала колес и корпуса;

Δt_1 и Δt_2 – отклонение температур колес и корпуса от 20°C;

α – угол профиля исходного контура.

Таблица 5.1 - Соответствие видов сопряжений, видов допуска на боковой зазор и классов отклонений межосевого расстояния

Виды сопряжений с зазором	Обозначение вида сопряжений	Для степеней точности по нормам плавности	Виды допусков на боковой зазор	Классы отклонений межосевого расстояния
				I
Нулевым	H	3 – 7	h	II
Весьма малым	E	3 – 7	h	II
Малым	D	3 – 8	d	III
Уменьшенным	C	3 – 9	c	IV
Нормальным	B	3 – 11	b	V
Увеличенным	A	3 - 12	a	VI
			z, y, x	

Деформацию от нагрева определяют по нормали к профилям.

Боковой зазор обеспечивают путем радиального смещения исходного контура рейки (зуборезного инструмента) от его номинального положения в тело колеса (см. рис. 5.3).

Связь смещения исходного контура с боковым зазором j_n и утолщением зуба по постоянной хорде:

$$j_{n \min} = 2E_{HS} \times \sin \alpha ; \quad E_{cs} = 2E_{HS} \times \operatorname{tg} \alpha \quad (\text{см. рис. 5.3}).$$

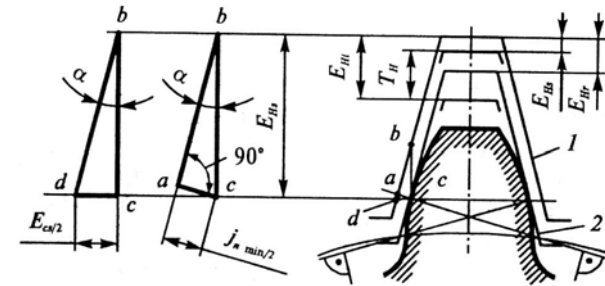


Рис. 5.3 - Схема радиального смещения исходного контура рейки:
1 – номинальное положение исходного контура;
2 – действительное положение исходного контура

Дополнительное смещение исходного контура E_{Hr} от его номинального положения в тело зубчатого колеса осуществляют для обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура назначают в зависимости от степени точности по нормам плавности и вида сопряжения и обозначают: для зубчатых колес с внешними зубьями как $- E_{HS}$, для колес с внутренними зубьями через $+ E_{Hi}$.

Общий боковой зазор должен состоять из гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$ и зазора K_j , компенсирующего погрешности изготовления зубчатых колес и монтажа передачи и уменьшающего боковой зазор:

$$j_{n \min} + K_j = 2(E_{HS1} + E_{HS2}) \cdot \sin \alpha .$$

Зазор K_j определяется по формуле:

$$\hat{E}_j = \sqrt{(2f_a \times \sin \alpha)^2 + 2(f_{Db})^2 + 2(F_\beta)^2 + (f_x \times \sin \alpha)^2 + (f_\delta \times \cos \alpha)^2}$$

Наибольший боковой зазор не ограничен стандартом, однако он не может превышать значения, получаемого при наиболее неблагоприятном соче-

тании отклонений составляющих размеров (межосевое расстояние, смещение исходных контуров при нарезании обоих колес и др.):

$j_{n\max} = j_{n\min} + 2(T_{H1} + T_{H2} + 2f_a)\sin\alpha$, где T_H – допуск на смещение исходного контура.

5.2.5 Обозначение точности колес и передач

Точность изготовления зубчатых колес и передач задают степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора.

Примеры условного обозначения:

7 – С ГОСТ1643-81 – цилиндрическая передача со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения зубчатых колес С и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор (С), а также между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния (IV).

8–7–6 – Ва ГОСТ1643–81–цилиндрическая передача со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения В, видом допуска на боковой зазор а и соответствием между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния (V).

При выборе более грубого класса отклонений межосевого расстояния, чем предусмотрено для данного вида сопряжения, в условном обозначении указывается принятый класс и величина рассчитанного гарантированного бокового зазора $j'_{n\min} = j_{n\min} - 0,68(|f'_a| - |f_a|)$. Здесь $j_{n\min}$ и f_a – табличные значения гарантированного бокового зазора и предельного отклонения межосевого расстояния для данного вида сопряжения; f'_a – отклонение межосевого расстояния для более грубого класса. Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи со степенью 7 по всем нормам, с видом сопряжения зубчатых колес С, видом допуска на боковой зазор а и классом отклонений межосевого расстояния V (при $a_w = 450$ мм и $j'_{n\min} = 128$ мкм): 7–Ca/V – 128 ГОСТ 1643-81.

5.2.6 Выбор степени точности и контролируемых параметров зубчатых передач

Степень точности колес и передач устанавливают в зависимости от требований к кинематической точности, плавности, передаваемой мощности, а также окружной скорости колес. При выборе степени точности учитывают опыт эксплуатации аналогичных передач и обязательно используют принцип комбинирования норм точности. Комбинирование норм позволяет устанавливать повышенную точность только тех параметров колес, которые важны для удовлетворения эксплуатационных

требований; остальные параметры можно выполнять по более грубым допускам. При комбинировании необходимо учитывать, что нормы плавности работы колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев можно назначать по любым степеням, более точным, чем нормы плавности, а также на одну степень грубее норм плавности.

Указанные ограничения вызваны наличием определенной взаимосвязи между показателями точности колес. Так, циклическая погрешность является частью кинематической погрешности, многократно повторяющейся за оборот колеса. Поэтому при сохранении допуска на кинематическую погрешность колеса расширение допуска на циклическую погрешность более чем на одну степень вызывает заметное уменьшение допускаемого значения кинематической погрешности и делает практически невозможным изготовление такого колеса.

Передача не может работать плавно при плохом контакте зубьев. Если контакт смещен к головке или ножке зуба, то зуб работает кромкой на входе или выходе из зацепления, что вызывает беспокойную работу передачи. В большинстве случаев степени точности по нормам контакта совпадают со степенями точности по нормам плавности.

Точность зубчатых колес проверяют различными методами и с помощью различных средств, поэтому установлено несколько равноправных вариантов показателей точности колес. Предпочтение следует отдавать комплексным показателям F'_{ior} , $f_{z\text{zor}}$, $f_{z\text{kor}}$ и суммарному пятну контакта. При комплексном контроле точность колес и передач оценивают по суммарному проявлению отклонений отдельных параметров, часть из которых может быть увеличена за счет уменьшения других или же вследствие компенсации одних погрешностей другими (комплексы контролируемых параметров приведены в ГОСТ 1643-81).

ТЕМА 6 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

6.1 Допуски и посадки шпоночных соединений

Для соединения втулок, шкивов, муфт, рукояток и других деталей машин с валами, когда к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляют особых требований, применяют шпонки. Для получения различных посадок призматических шпонок установлены поля допусков на ширину b шпонок, пазов валов и втулок (ГОСТ 23360-78). Для ширины шпонки установлено поле допуска $h9$, для высоты шпонки $h11$ и для длины $h14$, что делает возможным их централизованное изготовление.

Установлены 3 типа шпоночных соединений:

- свободное: поле допуска ширины паза на валу $H9$, а паза во втулке $D10$, что дает посадку с зазором;
- нормальное: поле допуска ширины паза на валу $N9$, во втулке J_s9 ;
- плотное: поле допуска ширины паза на валу и во втулке $P9$. Нормальное и плотное соединения имеют переходные посадки.

Контроль шпоночных соединений осуществляется комплексными калибрами, допуски которых регламентированы ГОСТ 24109-80.

6.2 Допуски и посадки шлицевых соединений

Вследствие смятия и среза шпонок, ослабления сечения валов и втулок пазами и образования концентраторов напряжений шпоночные соединения не могут передавать большие крутящие моменты. В результате перекосов и смещения пазов, а также контактных деформаций от радиальных сил в шпоночных соединениях возможен перекоп втулки на валу. Этими недостатками не обладают шлицевые соединения, которые передают большие крутящие моменты, имеют большее сопротивление усталости и высокую точность центрирования и направления. В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делят на **прямобочные, эвольвентные и треугольные**.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев имеют существенные преимущества по сравнению с прямобочными: они могут передавать большие крутящие моменты, имеют на 10-40% меньше концентрацию напряжений у основания зубьев, повышенную циклическую долговечность, обеспечивают лучшее центрирование, проще в изготовлении. Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизованы; их применяют чаще всего вместо посадок с натягом, а также при тонкостенных втулках для передачи небольших крутящих моментов.

6.2.1 Допуски и посадки соединений с прямобочным профилем зубьев

ГОСТ 1139-80 – размеры и допуски.

Для соединений с прямобочным профилем зубьев существует три способа центрирования: по наружному диаметру D (см. рис. 6.1,*а*); по внутреннему диаметру d (см. рис. 6.1,*б*) и по боковым сторонам зубьев b (см. рис. 6.1,*в*).

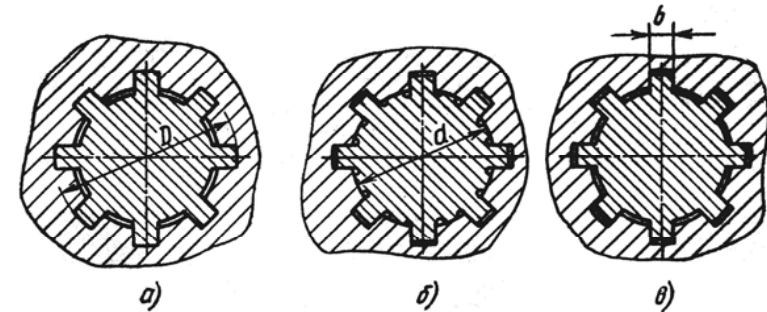


Рис. 6.1 - Шлицевые соединения с прямобочным профилем

Центрирование по внутреннему диаметру d целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость и её нельзя обработать чистой протяжкой (отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке) или когда могут возникнуть значительные искривления длинных валов после термической обработки. Способ обеспечивает точное центрирование и применяется обычно для подвижных соединений.

Центрирование по наружному диаметру D рекомендуется, когда втулку термически не обрабатывают или когда твердость её материала после термической обработки допускает калибровку протяжкой, а вал обрабатывают фрезерованием до получения окончательных размеров зубьев. Способ применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.

Центрирование по боковым сторонам зубьев b целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот метод способствует более равномерному распределению нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования.

Посадки шлицевых соединений назначают в системе отверстия по центрирующей цилиндрической поверхности и по боковым поверхностям впадин втулки и зубьев вала, т.е. по d и b или по D и b или только по b .

При центрировании по наружному диаметру D стандартом предусмотрены посадки, приведенные в табл. 6.1, при этом посадки по боковым сторонам шлицев должны соответствовать табл. 6.2.

Таблица 6.1 - Посадки центрирующего диаметра D

Поле допуска втулки	Поле допуска вала						
	d	e	f	g	h	j_s	n
$H7$			$\left[\frac{H7}{f7} \right]$	$\left[\frac{H7}{g6} \right]$	$\left[\frac{H7}{h7} \right]$	$\left[\frac{H7}{j_s6} \right]$	$\left[\frac{H7}{n6} \right]$
$H8$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$			$\frac{H8}{h7}$		
$H10$	$\frac{H10}{d8}$	$\frac{H10}{e8}$					

Примечание. В квадратных скобках приведены посадки предпочтительного применения.

Таблица 6.2 - Посадки по боковым сторонам зубьев b при центрировании по D

Поле допуска втулки	Поле допуска вала				
	d	e	f	h	j_s
$D9$	$\left[\frac{D9}{d9} \right]$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D9}{f7}$	$\frac{D9}{h8}, \frac{D9}{h9}$	$\frac{D9}{j_s7}$
$F8$		$\frac{F8}{e8}$	$\left[\frac{F8}{f7} \right], \left[\frac{F8}{f8} \right]$	$\frac{F8}{h8}$	$\left[\frac{F8}{j_s7} \right]$
$F10$	$\frac{F10}{d9}$	$\frac{F10}{e8}$	$\left[\frac{F10}{f7} \right], \left[\frac{F10}{f8} \right]$	$\left[\frac{F10}{h9} \right]$	

Примечание. В квадратных скобках приведены посадки предпочтительного применения.

При центрировании по внутреннему диаметру d стандартом предусмотрены посадки, приведенные в табл. 6.3, при этом посадки по боковым сторонам зубьев должны соответствовать табл. 6.4.

Таблица 6.3 - Посадки центрирующего диаметра d

Поле до-пуска втулки	Основное отклонение вала					
	e	f	g	h	j_s	n
$H7, H8$	$\frac{H8}{e8}$	$\left[\frac{H7}{f7} \right]$	$\left[\frac{H7}{g6} \right], \left[\frac{H7}{g7} \right]$	$\left[\frac{H7}{h7} \right]$	$\left[\frac{H7}{j_s7} \right]$	$\left[\frac{H7}{n7} \right]$

Примечание. В квадратных скобках приведены посадки предпочтительного применения.

Таблица 6.4 - Посадки по боковым сторонам зубьев b при центрировании по d

Поле до-пуска втулки	Основное отклонение вала					
	d	e	f	h	j_s	k
$D9$	$\frac{A9}{a9}$	$\frac{A9}{a8}, \left[\frac{A9}{a9} \right]$	$\frac{A9}{f7}, \frac{A9}{f8}, \left[\frac{A9}{f9} \right]$	$\frac{A9}{h8}, \frac{A9}{h9}$	$\left[\frac{A9}{j_s7} \right]$	$\left[\frac{D9}{k7} \right]$
$D10$	$\frac{A10}{a9}$	$\frac{A10}{a9}$				
$F8$			$\frac{F8}{f7}, \frac{F8}{f8}$	$\left[\frac{F8}{h7} \right], \frac{F8}{h9}$	$\left[\frac{F8}{j_s7} \right]$	$\left[\frac{F8}{k7} \right]$
$F10$	$\frac{F10}{d9}$	$\frac{F10}{e8}, \left[\frac{F10}{e9} \right]$	$\frac{F10}{f7}, \frac{F10}{f8}, \left[\frac{F10}{f9} \right]$	$\frac{F10}{h7}, \frac{F10}{h8}, \frac{F10}{h9}$	$\left[\frac{F10}{j_s7} \right]$	$\frac{F10}{k7}$
$H8$				$\frac{H8}{h7}, \frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{j_s7}$	
$H9$	$\frac{H9}{d10}$		$\left[\frac{H9}{f9} \right]$	$\left[\frac{H9}{h7} \right], \frac{H9}{h8}, \left[\frac{H9}{h10} \right]$		

Продолжение таблицы 6.4

$H11$	$\frac{H11}{d10}$		$\left[\frac{H11}{f9} \right]$	$\left[\frac{H11}{h7} \right], \frac{H11}{h8},$ $\left[\frac{H11}{h10} \right]$		
-------	-------------------	--	---------------------------------	--	--	--

Примечание. В квадратных скобках приведены посадки предпочтительного применения.

При центрировании по боковым сторонам зубьев ГОСТ 1139-80 предусматривает следующие посадки (табл.6.5):

Таблица 6.5 - Посадки по боковым сторонам зубьев при центрировании по b

Поле до-пуска втулки	Поле допуска вала					
	d	e	f	h	j_s	k
$D9$	$\frac{A9}{d9}$	$\left[\frac{A9}{a8} \right]$	$\left[\frac{A9}{f8} \right], \frac{A9}{f9}$	$\frac{A9}{h8}, \frac{A9}{h9}$	$\frac{A9}{j_s7}$	$\frac{A9}{k7}$
$F8$		$\frac{F8}{e8}$	$\frac{F8}{f8}$		$\left[\frac{F8}{j_s7} \right]$	
$F10$	$\left[\frac{F10}{d9} \right]$	$\frac{F10}{e8}$	$\left[\frac{F10}{f8} \right], \frac{F10}{f9}$	$\frac{F10}{h8}, \frac{F10}{h9}$	$\frac{F10}{j_s7}$	$\frac{F10}{k7}$

Пример условного обозначения шлицевого соединения с числом зубьев $z=8$, внутренним диаметром $d=36$ мм, наружным диаметром $D=40$ мм, шириной зуба $b=7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру d , с посадками по $d - \frac{H7}{f7}$, по $D - \frac{H12}{a11}$ и по

$b - \frac{H9}{f9}$: $d - 8 \cdot 36 \frac{H7}{f7} \cdot 40 \frac{H12}{a11} \cdot 7 \frac{H9}{f9}$; втулка: $d - 8 \cdot 36 H7 \cdot 40 H12 \cdot 7 H9$;

вал: $d - 8 \cdot 36 f7 \cdot 40 a11 \cdot 7 f9$.

Для этого же соединения при центрировании по наружному диаметру D ,

с посадками по $D - \frac{H7}{h7}$ и по $b - \frac{F10}{h9}$: $D - 8 \cdot 36 \cdot 40 \frac{H7}{h7} \cdot 7 \frac{F10}{h9}$.

При центрировании по боковым сторонам зубьев b , с посадкой по $b - \frac{D9}{f8}$: $b - 8 \cdot 36 \cdot 40 \frac{H12}{a11} \cdot 7 \frac{D9}{f8}$.

Поля допусков нецентрирующих диаметров должны соответствовать табл. 6.6.

Таблица 6.6 - Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска		Втулка
		Вал		
		Подвижное соединение	Неподвижное соединение	
d	По D или b	-	-	$H11$
D	По d или b	$[a11], d10, f9$	$[a11], f9, h10$	$H10, H11, H12$

6.2.2 Допуски и посадки шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев

ГОСТ 6033-80 – размеры, допуски и измеряемые величины.

Эвольвентные шлицы представляют собой зубья эвольвентного профиля, характеризуемые модулем m , числом зубьев z и углом зацепления $\alpha = 30^\circ$. По сравнению с прямобочными эвольвентные шлицы обладают следующими преимуществами: технологичностью (для обработки всех типоразмеров валов с определенным модулем требуется только одна червячная фреза; во многих случаях можно обойтись только одним фрезерованием); возможно применение всех видов чистовой обработки зубьев – шевингование, шлифование и т.п.; прочностью, связанной с постепенным утолщением зубьев к основанию и отсутствием концентраторов напряжений; точностью (детали эвольвентного соединения самоустанавливаются под нагрузкой и лучше центрируются).

В эвольвентных шлицевых соединениях, так же как и в прямобочных, используется три способа центрирования: центрирование по боковым сторонам s (получило наибольшее распространение – см. рис. 6.2, a); центрирование по наружному диаметру зубьев D (при необходимости точной соосности деталей на валу – см. рис. 6.2, b); центрирование по внутреннему диаметру d (допускается, но к применению не рекомендуется).

При центрировании по боковым поверхностям установлены два вида допусков ширины e впадины втулки и толщины s зуба вала (см. рис. 6.3):

$Te(Ts)$ – допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала);

T – суммарный допуск, включающий отклонения формы и расположения элементов профиля впадины (зуба). Отклонения размеров e и s отсчитывают от их общего номинального размера по дуге делительной окружности.

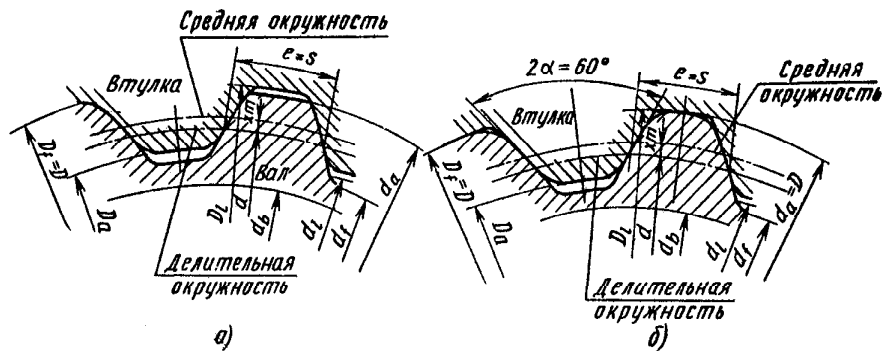


Рис. 6.2 - Профиль зубьев эвольвентных шлицевых соединений:

- а) – центрирование по боковым поверхностям зубьев;
- б) – центрирование по наружному диаметру (форма впадин может быть закругленной)

Для ширины e впадины втулки установлено одно основное отклонение H и степени точности 7,9 и 11 (см. рис. 6.3, а); для толщины s зуба вала установлены десять основных отклонений: $a, c, d, f, g, h, k, n, p, r$ (см. рис. 6.3, б) и степени точности 7–11 (см. табл. 6.7).

Условные обозначения эвольвентных шлицевых соединений содержат номинальный диаметр соединения D , модуль m , обозначение посадки по центрирующим размерам, номер стандарта.

Примеры обозначения соединения $D=50$ мм, $m=2$ мм:

1) при центрировании по боковым сторонам зубьев с посадкой $9H/9h$: соединения $50 \cdot 2 \cdot 9I / 9g$ ГОСТ 6033-80; при этом для втулки $50 \cdot 2 \cdot 9H$ ГОСТ 6033-80; для вала $50 \cdot 2 \cdot 9g$ ГОСТ 6033-80;

2) при центрировании по наружному диаметру с посадкой $H7/g6$ и посадкой по боковым сторонам $9H/9h$: соединения

50·H7/g6·2·9H/9h ГОСТ 6033-80; при этом для втулки 50·H7·2·9H ГОСТ 6033-80; для вала 50·g6·2·9h ГОСТ 6033-80.

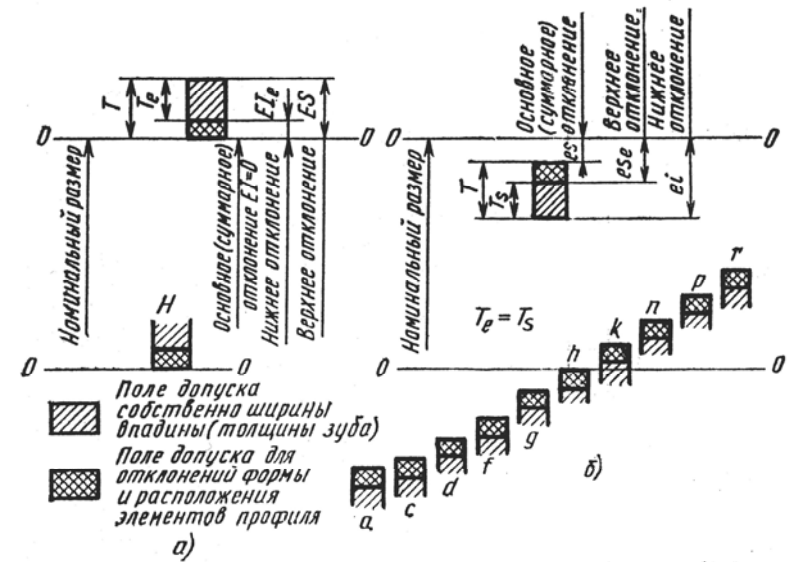


Рис. 6.3 - Расположение полей допусков ширины e впадины втулки (а) и толщины s зуба вала (б) в эвольвентных соединениях

Таблица 6.7 - Поля допусков ширины впадины втулки и толщины зуба вала

Степень точности	Основное отклонение										
	Втулка	Вал									
	H	r	p	n	k	h	g	f	d	c	a
7	7H			7n		7h		7f			
8			8p		8k			8f			
9	9H	9r				[9h]	[9g]		9d		
10									10d		
11	11H									11c	11a

Примечание. Поля допусков в квадратных скобках являются предпочтительными для посадок с зазором.

Установленные посадки по боковым поверхностям зубьев приведены в табл. 6.8.

Таблица 6.8 - Посадки по боковым поверхностям зубьев

Поле допуска ширины впадины втулки	Поле допуска толщины зуба вала									
	$9r$	$8p$	$7n$	$8k$	$7h$	$9h$	$9g$	$7f$	$8f$	$10d$
$7H$	$\frac{7H}{9r}$	$\frac{7H}{8p}$	$\frac{7H}{7n}$	$\frac{7H}{8k}$	$\frac{7H}{7h}$					
$9H$				$\frac{9H}{8k}$		$\frac{9H}{9h}$	$\frac{9H}{9g}$	$\frac{9H}{7f}$	$\frac{9H}{8f}$	
$11H$										$\frac{11H}{10d}$

ГОСТ допускает использование и других посадок, образованных сочетанием полей допусков, приведенных в табл. 6.7.

При центрировании по наружному диаметру установлены два ряда полей допусков для центрирующих диаметров окружности впадин втулки D_f и окружности вершин зубьев вала d_a (см. табл. 6.9).

Таблица 6.9 - Поля допусков при центрировании по наружному диаметру

Центрирующие диаметры	Поля допусков	
	Ряд 1	Ряд 2
D_f	$H7$	$H8$
d_a	$n6, j_s6, h6, g6, f7$	$n6, h6, g6, f7$
Размеры	Поля допусков	
e	$9H, 11H$	
s	$9h, 9g, 9d, 11c, 11a$	

Поля допусков нецентрирующих диаметров приведены в табл. 6.10.

Таблица 6.10 - Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Форма дна впадины	Поля допусков
Центрирование по боковым поверхностям зубьев e и s		
D_f	Плоская Закругленная	$H16$ $D_{f\max} = D$
D_a		$H11$
d_a		$d9, h12$
d_f	Плоская Закругленная	$h16$ $d_{f\max} = D - 2,2m$
Центрирование по наружному диаметру		
D_a		$H11$
d_f	Плоская Закругленная	$h16$ $d_{f\max} = D - 2,2m$

6.3 Контроль точности шлицевых соединений

Шлицевые соединения контролируют комплексными проходными калибрами и поэлементными непроходными калибрами. Контроль шлицевого вала или втулки комплексным калибром достаточен в одном положении, без перестановки калибра. Контроль поэлементным непроходным калибром необходим не менее, чем в трех различных положениях. Если поэлементный непроходной калибр в одном из этих положений проходит, контролируемую деталь считают бракованной. Допуски калибров для контроля шлицевых прямобочных соединений регламентированы ГОСТ 7951-80, допуски и виды калибров для контроля шлицевых эвольвентных соединений – ГОСТ 24969-81.

ТЕМА 7 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

7.1 Классификация резьбовых соединений

Резьбовые соединения широко используются в конструкциях различных машин (свыше 60 % всех деталей современных машин имеет резьбу).

По эксплуатационному назначению различают резьбы общего назначения и специальные; по профилю поперечного сечения их можно разделить на треугольные, трапецидальные, прямоугольные, круглые и др.; по общей форме резьбовой поверхности – на цилиндрические и конические; по числу заходов – на одно-, двух-, трех- и многозаходные; по направлению витков – на правые и левые; в зависимости от используемых единиц измерения резьбы разделяются на метрические и дюймовые.

К резьбам общего назначения относятся резьбы:

а) **крепёжные** (метрическая, дюймовая) – предназначены для обеспечения прочности соединения и сохранения плотности стыка в процессе длительной эксплуатации;

б) **кинематические** (трапецидальная и прямоугольная) – предназначены для обеспечения точного перемещения при наименьшем трении; (упорная) – предназначена для обеспечения плавности вращения и высокой нагрузочной способности;

в) **трубные и арматурные** (трубная цилиндрическая и коническая, метрическая коническая) – предназначены для обеспечения герметичности трубопроводов и арматуры.

Общими для всех резьб являются требования долговечности и свинчиваемости без подгонки независимо изготовленных резьбовых деталей при сохранении эксплуатационных качеств соединений.

7.2 Основные параметры крепёжных цилиндрических резьб

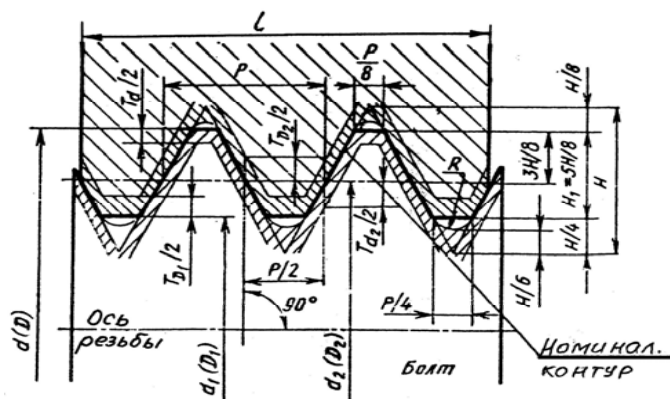


Рис. 7.1 - Профиль и предельные контуры резьбового соединения с метрической резьбой при посадке H/h . Основные параметры

Основные понятия, определения и обозначения элементов цилиндрических и конических резьб установлены ГОСТ 11708-68.

Основные параметры цилиндрической резьбы:

d_2 ; d ; d_1 – средний, наружный и внутренний диаметры резьбы болта (наружная резьба);

D_2 ; D ; D_1 – средний, наружный и внутренний диаметры резьбы гайки (внутренняя резьба);

P – шаг резьбы – расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы. Для многозаходных резьб вводится дополнительный термин «ход резьбы»

$P_h = P \cdot n$ (n – число заходов) – расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между исходной средней точкой и ее положением после поворота винта на 360° . Для однозаходной резьбы $P = P_h$;

α – угол профиля;

(β и γ) – угол наклона сторон профиля;

H – высота исходного треугольника;

H_1 – рабочая высота профиля;

ψ – угол подъема резьбы $\left(\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2} \right)$;

R – номинальный радиус закругления впадин внутреннего диаметра резьбы болта ($R = 0,1P \dots 0,216P$);

l – длина свинчивания.

Профиль метрической резьбы для диаметров от 0,25 до 600 мм и размеры его элементов регламентированы ГОСТ 9150-81, который предусматривает срезы вершин резьбы, равные $H/4$ у гайки и $H/8$ у болта.

Резбовые соединения с таким профилем отличаются повышенной прочностью, облегчается образование наружной резьбы накатыванием и внутренней резьбы нарезанием. Метрическая резьба при статических нагрузках имеет запас самоторможения.

Метрические резьбы бывают с крупным и мелким шагом. ГОСТ 8724-81 устанавливает три ряда диаметров, в каждом из которых предусмотрены крупный и мелкие шаги. При выборе диаметров резьб первый ряд следует предпочитать второму, второй – третьему. У резьбы с крупным шагом каждому наружному диаметру соответствует шаг, определяемый зависимостью $d(D) \approx 6P^{1,3}$.

Метрические резьбы с мелкими шагами применяют при соединении тонкостенных деталей, при малой длине свинчивания, а также в случаях, когда требуется повышенная прочность соединения (особенно при переменных нагрузках).

7.3 Общие принципы взаимозаменяемости цилиндрических резьб

7.3.1 Предельные контуры резьбы

На длине свинчивания резьбовых деталей расположено несколько витков резьбы, образующих резьбовой контур. Номинальный контур резьбы (см. рис. 7.1) определяет наибольший предельный контур резьбы болта и наименьший – гайки. От номинального контура перпендикулярно оси резьбы отсчитывают отклонения и располагают вниз поля допусков диаметров резьбы болта, а вверх – поля допусков диаметров резьбы гайки. Другой предельный контур резьбы определяется предельными отклонениями. Для обеспечения свинчиваемости и качества соединений действительные контуры свинчиваемых деталей (определяемые действительными значениями диаметров, угла и шага резьбы) не должны выходить за предельные контуры на всей длине свинчивания.

7.3.2 Отклонения шага и угла профиля резьбы и их диаметральная компенсация

Отклонением шага резьбы ΔP называют разность между действительным и номинальным расстояниями в осевом направлении между двумя средними точками любых одноименных боковых сторон профиля в пределах длины свинчивания или заданной длины. Отклонение шага состоит из прогрессивных погрешностей шага, пропорциональных числу витков резьбы на длине свинчивания ℓ , периодических, изменяющихся по периодическому закону, и местных, не зависящих от числа витков резьбы на длине свинчивания (см. рис. 7.2).

Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность шага резьбы, возможно только при наличии разности f_p их средних диаметров, полученной в результате уменьшения среднего диаметра резьбы болта или увеличения среднего диаметра резьбы гайки:

$$f_p = \Delta P_n \times \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - \text{диаметральная компенсация погрешности шага}$$

резьбы.

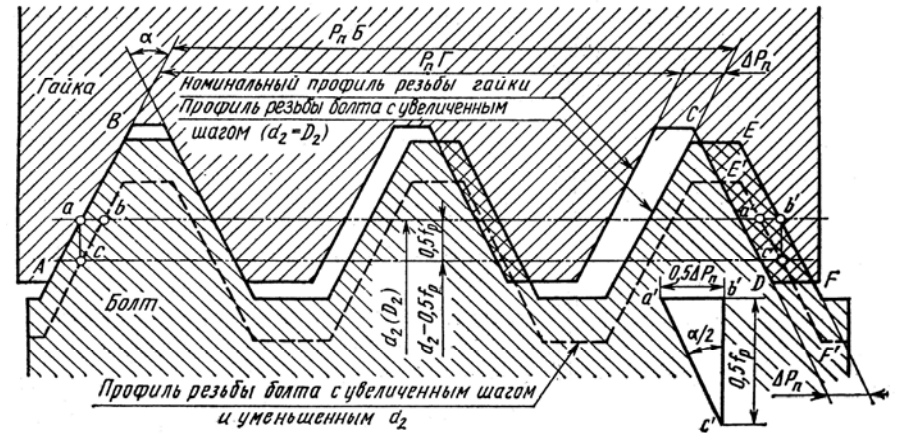


Рис. 7.2 - Отклонение шага ΔP_n и диаметрная его компенсация f_p

При анализе погрешностей угла профиля резьбы целесообразно рассматривать не угол α , а половину угла $\alpha/2$.

Отклонением половины угла профиля резьбы $\Delta\alpha/2$ болта или гайки (для резьб с симметричным профилем) называют разность между действительным и номинальным значениями $\alpha/2$ (см. рис. 7.3).

Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность $\Delta\alpha/2$, возможно только при наличии необходимого зазора по средним диаметрам их резьбы, т.е. диаметральной компенсации f_α этой погрешности:

$$f_\alpha = \frac{4h \cdot \Delta\alpha/2}{\sin \alpha}, \quad \Delta\alpha/2 \text{ - в радианах, } h \text{ и } f_\alpha \text{ - в мм;}$$

$h = H/4$ – для метрической резьбы, $h = 0,5H_1$ – для трубной и трапецеидальной резьб.

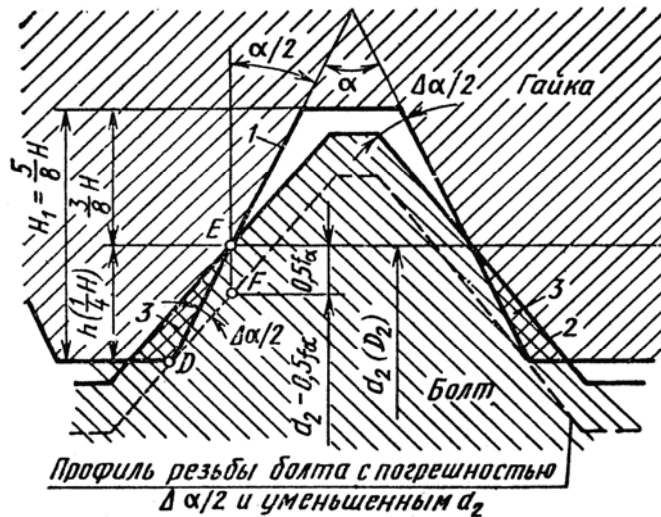


Рис. 7.3 - Отклонение половины угла профиля $\Delta \alpha/2$ и диаметральная его компенсация f_α

7.3.3 Приведенный средний диаметр резьбы

Свинчиваемость можно считать обеспеченной, если разность средних диаметров резьб болта и гайки не меньше суммы диаметральных компенсаций шага и половины угла профиля обеих деталей. Для упрощения контроля резьб и расчета допусков введено понятие приведенного среднего диаметра резьбы, учитывающего влияние на свинчиваемость величин d_2 (D_2), f_p и f_α . Значение среднего диаметра резьбы, увеличенное для наружной или уменьшенное для внутренней резьбы на суммарную диаметральную компенсацию отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля, называют **приведенным средним диаметром**:

$$d_{2пр} = d_{2изм} + f_p + f_\alpha \text{ — для наружной резьбы;}$$

$$D_{2пр} = D_{2изм} - (f_p + f_\alpha) \text{ — для внутренней резьбы.}$$

Здесь $d_{2изм}$ и $D_{2изм}$ — измеренные (действительные) значения среднего диаметра наружной и внутренней резьб.

7.3.4 Суммарный допуск среднего диаметра резьбы

Вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра допускаемые отклонения этих параметров раздельно не нормируют (за исключением резьб с натягом, резьб калибров и инструмента). Устанавливают только суммарный допуск на сред-

ний диаметр болта T_{d_2} и гайки T_{D_2} , который включает допускаемое отклонение собственно среднего диаметра Δd_2 (ΔD_2) и диаметральные компенсации погрешности шага и угла профиля:

$$T_{d_2}(T_{D_2}) = \Delta d_2(\Delta D_2) + f_p + f_\alpha.$$

Верхний предел суммарного допуска среднего диаметра наружной резьбы ограничивает приведенный средний диаметр $d_{2np\max}$, а нижний предел – средний диаметр $d_{2\min}$. Для внутренней резьбы – это допуск, нижний предел которого ограничивает приведенный средний диаметр $D_{2np\min}$, а верхний предел – средний диаметр $D_{2\max}$.

7.4 Системы допусков и посадок метрических резьб

Внутренние и наружные резьбы общего назначения, а также большинство специальных резьб контактируют по боковым сторонам профиля. В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т.е. по среднему диаметру) различают посадки с зазором, с натягом и переходные.

Система допусков и посадок для метричной резьбы от 1 до 600 мм регламентирована:

ГОСТ 16093-81 – посадки с зазором;

ГОСТ 4608-81 – посадки с натягом;

ГОСТ 24834-81 – переходные посадки.

7.4.1 Посадки с зазором

Для получения посадок резьбовых деталей с зазором предусмотрено пять основных отклонений для наружной резьбы (d , e , f , g и h) и четыре для внутренней резьбы (E , F , G и H). Эти отклонения одинаковы для диаметров d , d_2 , d_1 и D , D_2 , D_1 . Основные отклонения E и F установлены только для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия.

При сочетании основных отклонений $\frac{H}{h}$ образуется посадка с наименьшим зазором, равным нулю (см. рис. 7.1). При сочетании

$\frac{H}{g, f, e, d}$

и $\frac{G, E, F}{h, g, f, e, d}$ образуются посадки с гарантированным зазором. Указанные основные отклонения для всех трех диаметров

$d(D)$, $d_2(D_2)$, $d_1(D_1)$ определяют для наружной резьбы верхние

отклонения, а для внутренней – нижние отклонения. Второе предельное отклонение (для d_2 и d – у наружной резьбы и для D_2 и D_1 – у внутренней резьбы) определяют по принятой **степени точности резьбы**. Сочетание основного отклонения, обозначаемого буквой, с допуском по принятой степени точности образует **поле допуска диаметра резьбы**.

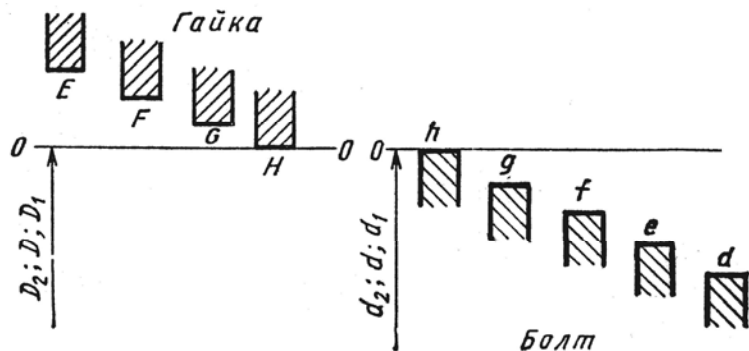


Рис. 7.4 - Основные отклонения метрической резьбы при посадке с зазором

Поле допуска резьбы образуют сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметра выступов (d – для наружной резьбы, D_1 – для внутренней резьбы).

Предусмотренные системой поля допусков приведены в табл. 7.1. Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются для предпочтительного применения; поля допусков в скобках применять не рекомендуется. Наиболее распространенной является резьба с посадкой $6H/6g$, обеспечивающей небольшой зазор. В обоснованных случаях разрешается применять поля допусков резьбы, образованные иными сочетаниями полей допусков диаметров, например: $4h6h$, $8h6h$, $5H6H$. Предпочтительно следует сочетать поля допусков одной степени точности. Посадки с большим гарантированным зазором применяют, когда резьбовые детали работают при высокой температуре (для компенсации температурных деформаций, предохранения соединений от заедания и обеспечения возможности разборки деталей без повреждения, введения в зазор смазочного материала); когда необходима быстрая и легкая свинчиваемость деталей даже при наличии небольшого загрязнения или повреждения резьбы; когда на резьбовые детали наносят антикоррозионные покрытия значительной толщины.

Таблица 7.1 - Поля допусков болтов и гаек

Де- галь	Класс точно- сти	Поле допуска при длине свинчивания									
		<i>S</i>		<i>N</i>				<i>L</i>			
Болт	Точ- ный	-	(3h4h)	-	-	-	4g	4h	-	-	(5h4h)
	Сред- ний	5g6g	(5h6h)	6d	6e	6f	6g	6h	(7e6e)	7g6g	(7h6h)
	Гру- бый	-	-	-	-	-	8g	(8h)*	-	(9g8g)	-
Гайка	Точ- ный	-	4H	-			4H5H, 5H		-	6H	
	Сред- ний	(5G)	5H	6G			6H		(7G)	7H	
	Гру- бый	-	-	7G			7H		(8G)	8H	

*Только для резьб с шагом $P > 0,8$ мм; для резьб с шагом $P \leq 0,8$ мм применяют поле допуска $8h6h$.

7.4.2 Степень точности резьбы

ГОСТ 16093-81 устанавливает следующие степени точности:

для диаметра болта:

наружного 4, 6, 8

среднего 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10*;

для диаметра гайки:

внутреннего 4, 5, 6, 7, 8

среднего 4, 5, 6, 7, 8, 9*

*Степень точности резьб на деталях из пластмасс

7.4.3 Длины ввинчивания

Для выбора степени точности в зависимости от длины свинчивания резьбы и требований к точности соединений установлены три группы длин свинчивания:

S – короткие ($< 2,24P \cdot d^{0,2}$);

N – нормальные (от $2,24P \cdot d^{0,2}$ до $6,7P \cdot d^{0,2}$);

L – длинные (свыше $6,7P \cdot d^{0,2}$).

Здесь *d* и *P* – наружный диаметр и шаг резьбы в мм.

7.4.4 Классы точности резьбы

В соответствии со сложившейся во многих странах практикой поля допусков сгруппированы в три класса точности: точный, средний, гру-

бый, которые используются для сравнительной оценки точности резьбы (на чертежах не указываются).

Точный класс рекомендуется для ответственных, статически нагруженных резьбовых соединений, а также когда требуются малые колебания характера посадки; средний класс – для резьб общего применения и грубый – для резьб, нарезаемых на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т.п. При одном и том же классе точности допуск среднего диаметра при длине свинчивания L рекомендуется увеличивать, а при длине S уменьшать на одну ступень по сравнению с допусками, установленными для нормальной длины свинчивания N : например, для S – степень точности 5, для N – 6, для L – 7 (см. табл. 7.1). Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной длине свинчивания или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей длины свинчивания. Если длина свинчивания относится к группе L и S (но меньше, чем вся длина резьбы), это оговаривают в обозначении резьбы или технических требованиях.

Поля допусков, принятые в различных классах точности, указаны в табл. 7.1.

7.4.5 Допуски резьбы

Основным рядом допусков для всех диаметров принят ряд по 6^й степени точности. Допуски диаметров резьбы для 6^й степени точности при нормальной длине свинчивания определяют по формулам:

- для среднего диаметра резьбы болта d_2 : $T_{d_2}(6) = 90P^{0,4} \cdot d^{0,1}$;
- для наружного диаметра резьбы болта d : $T_d(6) = 180\sqrt[3]{P^2} - \frac{3,15}{\sqrt{P}}$;
- для внутреннего диаметра резьбы гайки D_1 :
 $T_{D_1}(6) = 433P - 190P^{1,22}$ при $P \leq 0,8$ мм;
 $T_{D_1}(6) = 230P^{0,7}$ при $P \geq 1$ мм;
- для среднего диаметра резьбы гайки D_2 : $T_{D_2}(6) = 1,32T_{d_2}(6)$, где
 P – шаг резьбы мм;
 d – среднее геометрическое крайних значений интервала номинальных диаметров, мм;
 T – допуск, мкм.

Допуски остальных степеней точности определяют умножением допуска 6^й степени точности на следующие коэффициенты:

степень точности	3	4	5	7	8	9	10
коэффициент	0,5	0,63	0,8	1,25	1,6	2	2,5.

Допуски на внутренний диаметр d_1 наружной резьбы (болта) и наружный диаметр D внутренней резьбы (гайки) не устанавливаются.

7.4.6 Обозначение точности и посадок метрической резьбы

Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение: болт – $6h, 6g$; гайка – $6H, 6G$.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов (d – для болтов, D_1 – для гаек): болт – $5g6g$; гайка – $4H5H$.

Если обозначение поля допуска диаметра выступов совпадает с полем допуска среднего диаметра, его в обозначении поля допуска резьбы не повторяют.

7.4.7 Обозначение метрической резьбы на чертеже

$M12 - 6g$ – резьба метрическим диаметром 12 мм, с крупным шагом, с посадкой по среднему и наружному диаметрам резьбы болта – $6g$.

$M12 \times 1LH - 6H$ – резьба метрическая диаметром 12 мм, с шагом 1 мм, левая (LH), с посадкой по среднему и внутреннему диаметрам резьбы гайки – $6H$.

$M12 \times 1LH \frac{5H6H}{5g6g} - R - 30$ – резьба метрическая диаметром

12 мм, с шагом 1 мм, левая (LH), с посадкой по среднему диаметру резьбы гайки $5H$ и по внутреннему диаметру $6H$, с посадкой по среднему диаметру резьбы болта $5g$ и по наружному диаметру $6g$, с закругленной впадиной по внутреннему диаметру резьбы болта (R), с длиной свинчивания 30 мм.

Болт: $M12 \times 1LH - 5g6g - R$.

Гайка: $M12 \times 1LH - 5H6H - 30$.

Обозначение многозаходной резьбы:

$M24 \times 3(D) LH$ – резьба метрическим диаметром 24 мм, трехзаходная (ход 3 мм), с шагом 1 мм, левая.

Обозначение резьбы с диаметром менее 1 мм:

$M0,5 - \frac{4H5}{5h3}$ – резьба метрическим диаметром 0,5 мм, с крупным

шагом, с посадкой по среднему диаметру резьбы гайки $4H$ и степени точности по внутреннему диаметру 5, с посадкой по среднему диаметру резьбы болта $5h$ и степени точности по наружному диаметру 3.

Приложение 1

Условные обозначения

ВНИИКИ – Всероссийский научно-исследовательский институт классификации, терминологии и информации по стандартизации и качеству
ВНИИНМАШ – Всероссийский научно-исследовательский институт по нормализации в машиностроении
ВНИИС – Всероссийский научно-исследовательский институт сертификации продукции
ВНИИСтандарт – Всероссийский научно-исследовательский институт стандартизации
ВТО – Всемирная торговая организация
ГАТТ – Генеральное соглашение по тарифам и торговле
ГОСТ – Межгосударственный стандарт
ГОСТ Р – Государственный стандарт Российской Федерации
ГСС – Государственная система стандартизации
ДЕВКО – Комитет ИСО по оказанию помощи развивающимся странам
ЕВРОМЕТ – Европейская метрологическая организация
ЕДСКП – Единая десятичная система классификации продукции
ЕСДП – Единая система допусков и посадок
ЕСКД – Единая система конструкторской документации
ЕСКК ТЭСИ – Единая система классификации и кодирования технико-экономической и социальной информации
ЕСТД – Единая система технологической документации
ЕСТПП – Единая система технологической подготовки производства
ЕЭК ООН – Европейская экономическая комиссия ООН
ЕЭС – Европейское экономическое сообщество
ИЛ – Испытательная лаборатория (центр)
ИНФКО – Комитет ИСО по научно-технической информации
ИНФКОС – Информационный комитет по стандартизации
ИСО – Международная организация по стандартизации
КАСКО – Комитет ИСО по оценке соответствия продукции, услуг, процессов и систем качества требованиям стандартов, оценке компетентности испытательных лабораторий и органов по сертификации
КОПОЛКО – Комитет ИСО по защите интересов потребителей
КПД – Коэффициент полезного действия
МАГАТЭ – Международное агентство по атомной энергии
МГС – Совет по стандартизации, метрологии и сертификации
МОМВ – Международная организация мер и весов
МЭК – Международная электротехническая комиссия
НД – Нормативный документ

ОКДП – Общероссийский классификатор видов экономической деятельности, продукции и услуг
ОКЕИ – Общероссийский классификатор единиц измерения
ОКП – Общероссийский классификатор продукции
ОКПО – Общероссийский классификатор предприятий и организаций
ОКС – Общероссийский классификатор стандартов
ОКТЭИ – Общероссийский классификатор технико-экономической информации
ОС – Орган по сертификации
ОСТ – Стандарт отрасли
ОТУ – Общие технические условия
ПЛАКО – Техническое бюро ИСО по планированию работы ИСО, организации и координации технических сторон работы
ПР – Правила по стандартизации
Р – Рекомендации, содержащие организационно-технические и общетехнические положения, правила, методы выполнения работ
РЕМКО – Комитет ИСО по стандартным образцам (эталонам)
СанНиП – Санитарные нормы и правила
САПР – Система автоматического проектирования
СИ – Международная система единиц
СНиП – Строительные нормы и правила
СТАКО – Комитет ИСО по изучению научных принципов стандартизации
СТО – Стандарт научно-технического, инженерного общества
СТП – Стандарт предприятия
СЭВ – Совет Экономической Взаимопомощи
ТУ – Технические условия
ЦОС – Центральный орган систем сертификации
ЦСМ – Центр стандартизации и метрологии
ЭВМ – Электронно-вычислительная машина

Приложение 2

Основные законы и нормативные документы

Нормативные документы по стандартизации

1. Закон РФ «О техническом регулировании» от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ
2. ГОСТ Р 1.0–92. Государственная система стандартизации Российской Федерации. Основные положения
3. ГОСТ Р 1.2–92. Государственная система стандартизации Российской Федерации. Порядок разработки государственных стандартов
4. ГОСТ Р 1.4–93. Государственная система стандартизации Российской Федерации. Стандарты отраслей, стандарты предприятий, стандарты научно-технических, инженерных обществ и других общественных объединений. Общие положения
5. ГОСТ Р 1.5–92. Государственная система стандартизации Российской Федерации. Общие требования к построению, изложению, оформлению и содержанию стандартов
6. ГОСТ Р 1.8–95. Государственная система стандартизации Российской Федерации. Порядок разработки и применения межгосударственных стандартов
9. ИСО/МЭК 2. Общие термины и определения в области стандартизации и смежных видов деятельности

Нормативные документы по взаимозаменяемости

1. ГОСТ 520–89. Подшипники качения. Общие технические условия
2. ГОСТ 1139–80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски
3. ГОСТ 1643–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски
4. ГОСТ 2789–73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики
5. ГОСТ 3325–85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки
6. ГОСТ 3675–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски
7. ГОСТ 4608–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом
8. ГОСТ 6033–80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины
9. ГОСТ 7951–80. Калибры для контроля шлицевых прямобочных соединений. Допуски
10. ГОСТ 8593–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов

11. ГОСТ 9150–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль
12. ГОСТ 16093–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором
13. ГОСТ 24642–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения
14. ГОСТ 24643–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения
15. ГОСТ 24834–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки
16. ГОСТ 24853–81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски
17. ГОСТ 24969–81. Калибры для контроля шлицевых эвольвентных соединений с углом профиля 30° . Допуски
18. ГОСТ 24997–81. Калибры для метрической резьбы. Допуски
19. ГОСТ 25069–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей
20. ГОСТ 25346–89. Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений
21. ГОСТ 25347–82. Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки
22. ГОСТ 25348–82. Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм
23. ГОСТ 25349–88. Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Поля допусков деталей из пластмасс
24. ГОСТ 25670–83. Основные нормы взаимозаменяемости. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками
25. ГОСТ 26179–84. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски размеров свыше 10000 до 40000 мм
26. ГОСТ 2.308–79. ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей
27. ГОСТ 2.309–73. ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхностей

Нормативные документы по метрологии

1. Закон РФ «Об обеспечении единства измерений» от 27.04.93, № 4871 – 1 (в редакции 2003 г.)
2. ГОСТ 16263–70 ГСИ. Метрология. Термины и определения
3. ГОСТ Р 8.000–00. Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Общие положения
4. ГОСТ 8.417–81. ГСИ. Единицы физических величин
5. ГОСТ Р 8.563–96. ГСИ. Методики выполнения измерений
6. ГОСТ Р 8.568–97. ГСИ. Аттестация испытательного оборудования. Основные положения

7. ГОСТ 8.009–84. ГСИ. Нормируемые метрологические характеристики средств измерений
8. ГОСТ 8.050–73. ГСИ. Нормальные условия выполнения линейных и угловых измерений
9. ГОСТ 8.051–81. ГСИ. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм
10. ГОСТ 8.437–81. ГСИ. Системы информационно-измерительные. Метрологическое обеспечение. Основные положения

Нормативные документы по управлению качеством и сертификации

1. Закон РФ «О техническом регулировании» от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ
2. Закон РФ «О защите прав потребителей» в ред. от 17.12.1999 г. № 212-ФЗ
3. Закон «О защите прав юридических лиц и индивидуальных предпринимателей при проведении государственного контроля (надзора)» в редакции 2003 г.
4. Положение о системе сертификации ГОСТ Р. Утверждено Постановлением Госстандарта России от 29.04.98 № 11520, в редакции 2002 г.
5. Правила по проведению сертификации в Российской Федерации. Утверждены Постановлением Госстандарта России от 10.05.2000 № 26

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анухин, В.И. Допуски и посадки : учебное пособие / В. И. Анухин. – 3-е изд. – СПб. : Питер, 2004. – 207 с.
2. Белкин, И.М. Справочник по допускам и посадкам для рабочего-машиностроителя / И.М. Белкин. – М. : Машиностроение, 1985. – 320 с.
3. Димов, Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация : учебник для вузов / Ю.В. Димов. – 2-е изд. – СПб. : Питер, 2004. – 432 с.
4. Допуски и посадки : справочник : в 2-х ч. / В.Д. Мягков [и др.]. - 6-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение. - 1982.
5. Никифоров, А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учебное пособие для машиностроит. спец. вузов / А.Д. Никифоров. – М. : Высшая школа, 2000. – 510 с.
6. Радкевич, Я.М., Схиртладзе А.Г., Лактионов Б.И. Метрология, стандартизация и сертификация : учебник для вузов / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе, Б.И. Лактионов. – М. : Высшая школа, 2004. – 767 с.
7. Припуски, допуски и посадки гладких цилиндрических соединений. Припуски и допуски отливок и поковок : справочник / Ю.А. Торопов. – СПб. : Профессия, 2003. – 598 с.
8. Чижикова, Т.В. Стандартизация, сертификация и метрология. Основы взаимозаменяемости / Т.В. Чижикова. – М. : КолосС, 2003. – 240 с.
9. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учебник для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1987. – 352с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ТЕМА 1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О СТАНДАРТИЗАЦИИ, СЕРТИФИКАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ	5
1.1 Стандартизация	5
1.1.1 Цели стандартизации.....	5
1.1.2 Принципы стандартизации.....	6
1.1.3 Документы в области стандартизации.....	6
1.1.4 Международные организации по стандартизации.....	7
1.1.5 Органы и службы стандартизации РФ.....	8
1.1.6 Виды национальных стандартов РФ.....	9
1.1.7 Категории стандартов.....	9
1.1.8 Методы стандартизации.....	11
1.2 Сертификация	19
1.2.1 Основные понятия сертификации.....	19
1.2.2 Цели сертификации.....	20
1.2.3 Принципы сертификации.....	20
1.2.4 Формы подтверждения соответствия.....	21
1.2.5 Системы сертификации.....	24
1.2.6 Схемы сертификации продукции.....	24
1.2.7 Органы сертификации, испытательные лаборатории и центры сертификации.....	29
1.2.8 Международная сертификация.....	32
1.3 Метрология	33
1.3.1 Метрология и ее значение в научно-техническом прогрессе.....	33
1.3.2 Физические величины и единицы их измерений.....	33
1.3.3 Виды и методы измерений. Основные понятия и определения.....	38
1.3.4 Погрешности измерений.....	42
1.4 Основы взаимозаменяемости	43
1.4.1 Основные понятия и определения.....	43
1.4.2 Понятия о размерах и отклонениях, допусках и посадках.....	45
1.4.3 Системы допусков и посадок.....	49
ТЕМА 2 НОРМИРОВАНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ, РАСПОЛОЖЕНИЯ, ВОЛНИСТОСТИ И ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ	53
2.1 Классификация отклонений геометрических параметров деталей	53
2.2 Система нормирования отклонений формы и расположения поверхности	56
2.2.1 Отклонения формы цилиндрических поверхностей.....	57
2.2.2 Отклонения формы плоских поверхностей.....	59
2.2.3 Отклонения формы заданного профиля (поверхности).....	60

2.2.4 Отклонения расположения поверхностей.....	60
2.2.5 Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей.....	63
2.2.6 Зависимый и независимый допуски расположения (формы)	64
2.2.7 Числовые значения допусков формы и расположения по- верхностей	65
2.3 Обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.....	65
2.4 Неуказанные допуски формы и расположения.....	67
2.5 Система нормирования и обозначения шероховатости по- верхности	70
2.5.1 Общие понятия и определения	70
2.5.2 Параметры шероховатости	71
2.5.3 Выбор параметров шероховатости и их числовых значений...	72
2.5.4 Обозначение шероховатости поверхностей.....	74
2.6 Волнистость поверхности	76
2.7 Влияние шероховатости, волнистости, отклонений формы и расположения поверхностей деталей на взаимозаменяемость и качество машин.....	78
ТЕМА 3 ВЗАИМОЗАМЕЛЯЕМОСТЬ ГЛАДКИХ ЦИЛИНД- РИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ	81
3.1 Основные эксплуатационные требования и система допус- ков и посадок.....	81
3.1.1 Основные отклонения	81
3.1.2 Поля допусков	82
3.2 Обозначение полей допусков, предельных отклонений и по- садок на чертежах	85
3.3 Рекомендации по выбору допусков и посадок.....	87
3.4 Расчет и выбор посадок	91
3.4.1 Посадки с зазором.....	91
3.4.2 Переходные посадки.....	98
3.4.3 Посадки с натягом.....	99
3.5 Калибры гладкие для размеров до 500мм	105
3.6 Система допусков и посадок подшипников качения.....	109
ТЕМА 4 РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ.....	117
4.1 Основные термины и определения. Классификация размер- ных цепей.....	117
4.2 Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость	120
4.3 Теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей..	126
4.4 Метод групповой взаимозаменяемости при селективной сборке	129

4.5 Метод регулирования и пригонки	130
ТЕМА 5 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ..	131
5.1 Основные эксплуатационные и точностные требования к зубчатым передачам.....	131
5.2 Система допусков цилиндрических зубчатых передач.....	131
5.2.1 Кинематическая точность передачи.....	132
5.2.2 Плавность работы передачи.....	135
5.2.3 Контакт зубьев в передаче	137
5.2.4 Боковой зазор.....	139
5.2.5 Обозначение точности колес и передач.....	142
5.2.6 Выбор степени точности и контролируемых параметров зубчатых передач	142
ТЕМА 6 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	144
6.1 Допуски и посадки шпоночных соединений.....	144
6.2 Допуски и посадки шлицевых соединений	144
6.2.1 Допуски и посадки прямозубых шлицев	145
6.2.2 Допуски и посадки шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев.....	149
6.3 Контроль точности шлицевых соединений.....	153
ТЕМА 7 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	154
7.1 Классификация резьбовых соединений	154
7.2 Основные параметры крепежных цилиндрических резьб	154
7.3 Общие принципы взаимозаменяемости цилиндрических резьб	156
7.3.1 Предельные контуры резьбы	156
7.3.2 Отклонения шага и угла профиля резьбы и их диаметральной компенсация.....	156
7.3.3 Приведенный средний диаметр резьбы.....	158
7.3.4 Суммарный допуск среднего диаметра резьбы	158
7.4 Системы допусков и посадок метрических резьб.....	159
7.4.1 Посадки с зазором.....	159
7.4.2 Степень точности резьбы.....	161
7.4.3 Длины свинчивания	161
7.4.4 Классы точности резьбы	161
7.4.5 Допуски резьбы.....	162
7.4.6 Обозначение точности и посадок метрической резьбы.....	163
7.4.7 Обозначение метрической резьбы на чертеже	163
Приложение 1 Условные обозначения	164
Приложение 2 Основные законы и нормативные документы... ..	166
Список литературы	169

Учебное издание

Леонтьев
Борис Сергеевич

**МЕТРОЛОГИЯ,
СТАНДАРТИЗАЦИЯ,
СЕРТИФИКАЦИЯ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
для студентов механического факультета

Корректор Габдурахимова Т.М.
Худ. редактор Федорова Л.Г.
Тех. редактор Горшенин Д.Г.

Сдано в набор 06.04.2010.
Подписано в печать 09.04.2010.
Бумага писчая. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л.11. Тираж 200.
Заказ №11.

НХТИ (филиал) ГОУ ВПО «КГТУ», г. Нижнекамск, 423570,
ул. 30 лет Победы, д. 5а.