

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Н. Н. СЕРГЕЛЬ

**НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ  
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

Учебное пособие  
для студентов машиностроительных вузов

Барановичи  
РИО БарГУ  
2008

УДК 658.54(075.8)  
ББК 34.5я73  
С32

Автор:

*Н. Н. Сергель*

Рецензенты:

*А. И. Медведев*, кандидат технических наук,  
доцент кафедры технологии машиностроения  
Белорусского национального технического университета;  
*В. В. Кудрицкий*, начальник центральной заводской лаборатории  
метрологии РУП «Барановичский автоагрегатный завод»

**Сергель, Н. Н.**  
**С32 Нормирование точности и технические измерения [Текст] :** учеб.  
пособие / Н. Н. Сергель. — Барановичи : РИО БарГУ, 2008. — 232[4] с. : ил. —  
экз. — ISBN 978-985-498-071-3.

Материал, представленный в данном учебном пособии, изложен в соответствии с действующей рабочей программой курса «Нормирование точности и технические измерения», а также с точки зрения производственной необходимости машиностроительного предприятия.

Пособие адресуется не только студентам машиностроительных вузов, но и инженерно-техническим работникам действующего производства.

УДК 658.54(075.8)  
ББК 34.5я73

ISBN 978-985-498-071-3

© Сергель Н. Н., 2008

## СОДЕРЖАНИЕ

<i>От автора</i> .....	4
<i>Введение</i> .....	5
1 Взаимозаменяемость, размеры .....	11
2 Стандартизация допусков формы и расположения поверхностей. Контроль формы и расположения поверхностей .....	35
3 Стандартизация и контроль волнистости и шероховатости поверхностей .....	57
4 Калибры гладкие .....	78
5 Допуски и посадки подшипников качения .....	85
6 Цепи размерные .....	97
7 Стандартизация норм точности, методы и средства контроля конических поверхностей и углов .....	111
8 Стандартизация норм точности резьбовых деталей и соединений, методы и средства контроля резьбовых поверхностей .....	121
9 Стандартизация норм точности зубчатых колес и передач .....	141
10 Стандартизация точности, методы и средства контроля штифтовых, шпоночных и шлицевых соединений .....	161
11 Технический контроль и измерения .....	180
Нормативные ссылки .....	228
Использованная литература .....	231

### От автора

Необходимость издания данного учебного пособия вызвана существенными изменениями, произошедшими в представлениях о назначении курса «Нормирование точности и технические измерения». Раньше он назывался «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», но с ростом требований к качеству продукции и услуг поменялись требования к знаниям и умениям специалистов и даже само название курса. Современный курс предполагает агрессивное отношение специалистов к вопросам качества, стремление к освоению новых возможностей в реализации своих корпоративных целей повышения качества. Поэтому хотелось бы, чтобы технолог понял, что его главная задача — не просто из заготовки сделать деталь, а получить нужный характер сопряжения двух деталей. Но, в конечном итоге, и это не главное. Главное — это получение на том производстве, где технолог работает, максимальной прибыли за счет использования специальных технологических приемов.

Пособие содержит курс лекций по данному предмету, прочитанных мной в Барановичском филиале БНТУ, а потом в Барановичском государственном университете в 1999—2007 годах. Я не тешу себя мыслью, что предлагаю Вашему вниманию идеальное пособие, но отсутствие в достаточном количестве стабильных, соответствующих современным задачам и учебной программе пособий по предмету и желание хоть как-то облегчить жизнь студентов, заставили меня сесть за компьютер и подготовить это издание.

Для написания данного пособия использованы положения из работ разных авторов. Список этих книг приведен в конце издания. В отборе материала я старался руководствоваться опытом своей работы на машиностроительном предприятии автомобильной промышленности как в должностях производственных (технолог, старший мастер, начальник цеха), так и контролирующих (нормоконтролер, метролог, заместитель начальника ОТК завода).

## Введение

*Качество изделий в машиностроении.  
Связь показателей качества деталей с функциональными параметрами изделия.  
Комплексное обеспечение качества на стадиях жизненного цикла изделий  
(проектирование, изготовление, эксплуатация).*

Цель преподавания дисциплины — научить будущих инженеров планировать качество продукции, разрабатывать и внедрять в производство мероприятия по стандартизации и унификации, внедрять прогрессивные методы контроля качества, создавать системы бездефектного производства, повышать квалификацию персонала.

Задачи изучения дисциплины: научить студентов системному подходу к решению проблемы управления качеством и умению выделять составляющие задачи достижения стабильного качества.

«19 фримера VIII года республики Консульство — правительство Франции», во главе которого стоял Наполеон, признало метр, а значит и метрическую систему мер. Закон, принятый Наполеоном и его правительством, в статье 4 утверждал: «Будет изготовлена медаль, чтобы передать памяти потомства время, когда система мер была доведена до совершенства, и операцию, которая послужила ей основой. Надпись на лицевой стороне медали будет: “На все времена, для всех народов”, а внизу: “Французская республика, VIII год”».

Было это 10 декабря 1799 года. Медаль так и не была выбита, но девиз медали сохранила история. Революционное происхождение метрической системы (ее, так сказать, анкетные данные) мешало ее распространению в других странах, да и восстановление королевской власти во Франции в 1815 году содействовало забвению метрической системы наряду с другими достижениями французской революции. Только в 1875 году в Париже собралась дипломатическая конференция 20 стран, которая подписала «конвенцию метра для обеспечения единства и совершенствования метрической системы». С этого времени существует Международное бюро мер и весов [19].

**Качество изделий в машиностроении.** Качество изделий в машиностроении, или, как определяет ГОСТ 15467, качество продукции, — совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением. Из этого определения следует, что не все свойства изделия входят в понятие качества, а только те, которые определяются потребностью общества в соответствии с назначением этого изделия.

Качество машин зависит от технического уровня машиностроения и его отдельных отраслей, определяемого большим числом факторов. Например, повышение рабочих скоростей, давления и мощности позволяет значительно увеличить единичную производительность (получаемую при одном рабочем цикле машины) прокатного и кузнечно-прессового оборудования, но требует применения металла высокой прочности; создание систем машин с полной автоматизацией всего технологического цикла, начиная с подачи исходного сырья, получения заготовки, обработки деталей, сборки и кончая контролем конечной продукции, ее упаковкой и подготовкой к отправке потребителю, повышает качество продукции и резко снижает потребность в рабочей силе. Но это возможно при совершенстве конструкций всех механизмов системы и высоком уровне других показателей. Для оценки качества машин и других изделий нужна четкая система показателей и методов их определения.

**Связь показателей качества деталей с функциональными параметрами изделия.** Связь показателей качества деталей с функциональными параметрами изделия, т. е. определение номенклатуры нужных показателей качества изделий и их оптимальных значений; разработка методов количественной оценки качества; создание методики учета изменения качества во времени, иными словами, область практической и научной деятельности, занимающейся разработкой теоретических основ и методов количественной оценки качества продукции — это область науки, называемой *к в а л и м е т р и е й*.

Установлены следующие показатели качества любых видов продукции:

- *показатели назначения*, характеризующие свойства продукции, определяющие функции, для выполнения которых она предназначена, и обуславливающие область ее применения;
- *показатели надежности* (долговечности);
- *показатели технологичности*, характеризующие эффективность конструктивно-технологических решений для обеспечения высокой производительности труда при изготовлении и ремонте продукции;
- *эргономические показатели*;
- *показатели стандартизации и унификации*, характеризующие степень использования в продукции стандартизованных изделий и уровень унификации составных частей изделия;

- *патентно-правовые показатели*, характеризующие степень патентной защиты изделия внутри страны и за рубежом, а также его патентную чистоту;
- *экономические показатели*, отражающие затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию или потребление продукции, а также экономическую эффективность эксплуатации;
- *показатели безопасности*.

Для машиностроения и приборостроения наиболее эффективными показателями качества машин и механизмов являются их эксплуатационные характеристики, зависящие от технического уровня машиностроения.

В связи с тем что на всех этапах технологического процесса изготовления изделия неизбежны те или иные погрешности, достижение абсолютной точности невозможно, хотя в результате совершенствования технологии происходит постоянное приближение точности обработки к абсолютной. Так, если в недавнем прошлом точно обработанными считались детали с допусками в пределах нескольких сотых долей миллиметра, то сегодня в точном машино- и приборостроении требуется изготовление деталей с допусками в несколько микрометров и даже десятых долей микрометра. Например, при изготовлении плунжерных пар зазор в сопряжении составляет 2—3 мкм, что обуславливает необходимость обработки сопрягаемых деталей с точностью 1—1,5 мкм. Ряд деталей теодолитов обрабатывается с точностью, обеспечивающей допустимые колебания в зазоре в пределах 0,6—1 мкм. В узлах гироскопических приборов детали обрабатываются с отклонениями 0,2—0,4 мкм.

Надо твердо помнить, что никому не нужно бесконечно высокое качество, потому что оно стоит бесконечно дорого. Всем нужно оптимальное качество (рис. 1).

Эксплуатационные показатели — это характеристики, определяющие качество выполнения изделием заданных функций. Общими из них для всех изделий длительного действия являются показатели надежности (долговечности), динамичности качества, эргономические показатели и экономичность эксплуатации.

Надежность — это свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях использования, технического обслуживания и ремонта, хранения и транспортирования (ГОСТ 27.002). Надежность включает

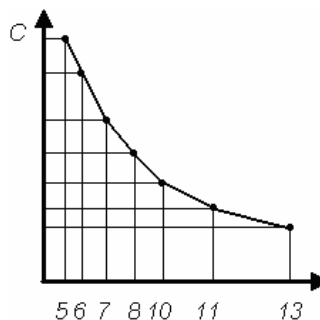


Рисунок 1 — Влияние качественных показателей точности на себестоимость (C) изготовления деталей

свойства безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости. Показателями надежности являются вероятность безотказной работы, средняя наработка до отказа, интенсивность отказов и др.

Вероятность безотказной работы  $P(t)$  — вероятность того, что в заданном интервале времени  $t$  или в пределах заданной наработки отказа в работе изделия не произойдет (отказ — событие, заключающееся в том, что изделие становится неспособным выполнять заданные функции с установленными показателями):

$$P(t) = N(t) / N_0, \quad (1)$$

где  $N_0$  — число изделий, работающих в начале испытаний;

$N(t)$  — число изделий, работоспособных в конце промежутка времени  $t$ .

Если  $N_0 = 100$ ,  $N(t) = 90$ , то при  $t = 1\ 000$  ч  $P(1\ 000) = 90 / 100 = 0,9$ .

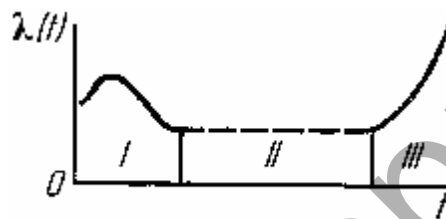


Рисунок 2 — Кривая изменения интенсивности отказов во времени

Интенсивность отказов  $l(t)$  является функцией времени. Для разных изделий график этой функции имеет разный вид. Например, для «нестареющих» полупроводниковых приборов график  $l(t)$  имеет вид горизонтальной прямой. Типичный характер изменения интенсивности  $l(t)$  отказов изделий машиностроения от начала эксплуатации до их списания показан на рисунке 2.

В I периоде выявляются дефекты конструкций, изготовления, сборки конечного изделия и покупных частей. Интенсивность отказов убывает от некоторого максимального до постоянного значения. В этот период происходит приработка составных частей и деталей изделия. Во II периоде интенсивность отказов остается практически постоянной (период нормальной работы). В III периоде интенсивность отказов резко возрастает, происходит изнашивание, старение и необратимые физико-химические явления, при которых эксплуатация изделия невозможна или экономически не оправдана. Для уменьшения I периода целесообразно проводить обкатку машин до начала эксплуатации.

Свойство изделий сохранять способность выполнения заданных функций с установленными показателями до их предельного состояния (при установленной схеме технического обслуживания и ремонтов) называют долговечностью. При этом предельное состояние изделия определяется невозможностью дальнейшей эксплуатации вследствие неустраняемого нарушения требований безопасности, неустраняемого снижения эксплуатационных показателей и эффективности эксплуатации или нецелесообразности

его восстановления. Показателями долговечности могут быть: *назначенный ресурс*, определяемый наработкой изделия, предельное состояние которого обусловлено достижением заданной наработки; *назначенный срок службы* — срок службы изделия, предельное состояние которого обусловлено достижением заданной календарной продолжительности использования изделия по назначению. Применяют и другие показатели по ГОСТ 27.002.

**Э р г о н о м и к а** — область науки, занимающаяся оптимизацией взаимодействия человека с машиной и рабочей средой в трудовом процессе. Основной задачей эргономики является создание оптимальных гигиенических, физиологических, психологических, технических и организационных условий для производительного труда и обеспечения необходимых удобств, содействующих развитию способностей работника и получению высоких технических и качественных показателей его работы. Эргономические показатели должны быть установлены для каждого типа системы человек-машина-среда и отдельно для каждой машины, входящей в данную систему. Наиболее важными из них являются удобные расположение органов управления машиной, простота ее эксплуатации, обзорность рабочей зоны, гигиенические показатели, в том числе допускаемые уровни вибрации и шума и т. д.

Станки и другие средства производства, сконструированные с учетом эргономических показателей, в сочетании с оптимальной рабочей средой обеспечивают наименьшее физическое и нервно-эмоциональное напряжение, малую утомляемость оператора, создают условия, при которых человек получает в процессе труда наибольшее удовлетворение. Это сказывается и на производственных результатах.

**Комплексное обеспечение качества на стадиях жизненного цикла изделий (проектирование, изготовление, эксплуатация).** Комплексное обеспечение качества на стадиях жизненного цикла изделий (проектирование, изготовление, эксплуатация) обусловлено функционированием системы качества, которая международными стандартами ISO серии 9 000 представляется как петля качества.

Система качества функционирует, объединившись одновременно со всеми остальными видами деятельности, влияющими на качество продукции или услуги, и взаимодействует с ними. Ее воздействие распространяется на все этапы: от первоначального определения и до конечного удовлетворения требований и потребностей потребителя. Эти этапы и виды деятельности включают:

- маркетинг, поиск и изучение рынка;
- проектирование и (или) разработку технических требований, разработку продукции;
- материально-техническое снабжение;
- подготовку и разработку производственных процессов;

- производство;
- контроль, проведение испытаний и обследований;
- упаковку и хранение;
- реализацию и распределение продукции;
- монтаж и эксплуатацию;
- техническую помощь и обслуживание;
- утилизацию после использования.

В стандарте на схеме эти этапы плавно переходят друг в друга, последний этап переходит в первый, т. е. после утилизации продукции идет поиск и изучение рынка, чтобы выбросить на него новую продукцию.

Репозиторий Баргу

## 1 Взаимозаменяемость, размеры

*Взаимозаменяемость, виды взаимозаменяемости.*

*Классификация отклонений геометрических параметров: отклонения размеров, формы, расположения, волнистость и шероховатость поверхности. Размер, классификация размеров. Номинальный размер. Ряды предпочтительных чисел и нормальные линейные размеры. Отклонения: верхнее отклонение, нижнее отклонение, допуск.*

*Обозначение размеров с указанием точности на чертежах. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками. Указание точности размеров с непроведенными отклонениями на чертежах.*

*Признаки, характеризующие системы допусков и посадок. Единица допуска. Коэффициент точности. Уровни относительной точности (классы, степени точности, качества). Расположение полей допусков относительно нулевой линии. Нормальный температурный режим.*

*Классификация соединений. Посадка. Тип посадок. Посадки с зазором. Назначение. Применение. Предельные зазоры, средний и вероятный зазоры. Посадки с натягом. Назначение. Применение. Предельные натяги, средний и вероятные натяги. Переходные посадки. Назначение. Применение. Соотношение зазоров и натягов. Расчет.*

*Системы образования посадок. Система основного отверстия. Система основного вала. Области применения. Посадки предпочтительного применения.*

**Взаимозаменяемость, виды взаимозаменяемости.** Взаимозаменяемость, виды взаимозаменяемости — это основные положения изучаемого предмета. **В з а и м о з а м е н я е м о с т ь ю** называется свойство конструкции составной части изделия, обеспечивающее возможность ее применения вместо другой без дополнительной обработки, с сохранением заданного качества изделия, в состав которого она входит. Комплекс научно-технических исходных положений, выполнение которых при конструировании, производстве и эксплуатации обеспечивает взаимозаменяемость деталей, сборочных единиц и изделий называют **п р и н ц и п о м в з а и м о з а м е н я е м о с т и**.

Применение взаимозаменяемости характерно для массового производства, самым древним примером которого является отливка типографских металлических литер на закате средневековья. При Петре I для артиллерии были введены калибры для проверки диаметра стволов и ядер. Наиболее ранние сведения об использовании принципа взаимозаменяемости в России относятся к 1761 году, когда перед Тульским оружейным заводом была поставлена задача добиться такого однообразия частей оружия, чтобы из них легко можно было собирать полные комплекты оружия без приладки и дополнительной ручной пригонки. Для этой цели в 1761 году на Тульский завод были направлены специальные «лекала», соответствовавшие «нормальным калибрам» настоящего времени, в запасовку к которым должны были готовиться детали оружия. В результате уже в 1812 году Тульский завод выпустил 10 000 ружей с взаимозаменяемыми деталями. Американец Э. Уитней такое количество ружей с взаимозаменяемыми замками делал 10 лет. Во Франции первые попытки наладить производство огнестрельного оружия на началах взаимозаменяемости частей относятся к 1717 и 1785 годам. В то же время в Англии даже 1811 году этого сделано не было.

Сведения о первых попытках постановки такого же производства за границей — во Франции и Америке — относятся к концу XVIII века, т. е. на несколько десятилетий позже, чем в России. Из военной промышленности принципы взаимозаменяемости постепенно (в течение XIX века) переходили в общее машиностроение. Необходимость расширения области применения взаимозаменяемости продиктована развитием массового типа производства.

Принцип взаимозаменяемости основан на применении системы основных отклонений и допусков ИСО. Первоначально она появилась под названием ISA как результат семилетней работы ученых промышленных стран, в том числе и СССР. В 1934 году эта система была признана во всех странах с метрической системой измерения. У нас ее начали применять в 80-х годах XX века. В системе допусков и посадок ОСТ очень многие положения соответствовали системе ISA.

Взаимозаменяемость может быть полной и неполной (ограниченной). Наиболее широко применяют полную взаимозаменяемость, которая обеспечивает возможность беспригоночной сборки или за-

мены при ремонте любых независимо изготовленных с заданной точностью однотипных деталей в сборочные единицы. Полная взаимозаменяемость возможна только тогда, когда размеры, форма, механические, электрические и другие количественные и качественные характеристики деталей и сборочных единиц после изготовления находятся в заданных пределах и собранные изделия удовлетворяют техническим требованиям. При полной взаимозаменяемости сборку выполняют без доработки деталей и сборочных единиц. Такое производство называют взаимозаменяемым.

При полной взаимозаменяемости упрощается процесс сборки — он сводится к простому соединению деталей рабочими преимущественно невысокой квалификации; появляется возможность точно нормировать процесс сборки во времени, устанавливать необходимый темп работы и применять поточный метод; создаются условия для автоматизации процессов изготовления и сборки изделий, а также широкой специализации и кооперирования заводов; упрощается ремонт изделий, так как любая изношенная или поломанная деталь или сборочная единица может быть заменена на запасную.

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей, изготовленных со средней и грубой точностью (до 6-го качества) и для сборочных единиц, состоящих из небольшого числа деталей, а также в случаях, когда несоблюдение заданных зазоров или натягов недопустимо даже у части изделий. Если для удовлетворения эксплуатационных требований надо изготавливать детали и сборочные единицы с малыми экономически неприемлемыми или технологически трудно выполнимыми допусками, для получения нужной точности сборки применяют групповой подбор деталей (селективную сборку), компенсаторы, регулирование положения некоторых частей машин и приборов, пригонку и другие дополнительные технологические мероприятия при обязательном выполнении требований к качеству сборочных единиц и изделий. Такую взаимозаменяемость называют неполной. Ее можно осуществлять не по всем, а только по отдельным геометрическим или другим параметрам.

**Внешняя взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий 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 размерам присоединительных поверхностей; в подшипниках качения — по наружному диаметру наружного кольца и внутреннему диаметру внутреннего кольца, а также по точности вращения.

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, сборочные единицы и механизмы, входящие в изделие. Например, в подшипнике качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца.

Взаимозаменяемость базируется на стандартизации, нормативным документом которой является стандарт, устанавливающий комплекс норм, правил и требований к объекту стандартизации. Вопросы взаимозаменяемости в машиностроении и приборостроении регламентируют системы стандартов: «Основные нормы взаимозаменяемости» (ОНВ) и «Единая система допусков и посадок» (ЕСДП). При составлении стандартов используют стандарты, разработанные Международной организацией по стандартизации ИСО.

**Классификация отклонений геометрических параметров: отклонения размеров, формы, расположения, волнистость и шероховатость поверхности.** Эта классификация нужна для количественного и качественного анализа детали при ее изготовлении. При анализе точности геометрических параметров деталей различают поверхности: номинальные (идеальные, не имеющие отклонений формы и размеров), форма которых задана чертежом, и реальные (действительные), которые ограничивают деталь, отделяя ее от окружающей среды. Реальные поверхности деталей получают в результате обработки или видоизменения при эксплуатации машин. Аналогично надо различать номинальный и реальный профиль, номинальное и реальное расположение поверхности (профиля). Номинальное расположение поверхности определяется номинальными линейными и угловыми размерами между ними и базами или между рассматриваемыми поверхностями, если базы не даны. Реальное расположение поверхно-

сти (профиля) определяется действительными линейными и угловыми размерами. Б а з а — поверхность, линия, точка детали (или выполняющее ту же функцию их сочетание), определяющие одну из плоскостей или осей системы координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения. П р о ф и л ь п о в е р х н о с т и — линия пересечения поверхности с плоскостью или заданной поверхностью. Реальные поверхности и профили отличаются от номинальных.

Вследствие отклонений действительной формы от номинальной один размер в разных сечениях детали может быть разным (рис. 1.1).

Все отклонения геометрических параметров классифицируются в иерархическом порядке следующим образом:

- а) отклонения собственно размера ( $\Delta D$  на рисунке 1.1) относят к отклонениям нулевого порядка;
- б) отклонения расположения поверхностей ( $e$ ) — к отклонениям 1-го порядка;

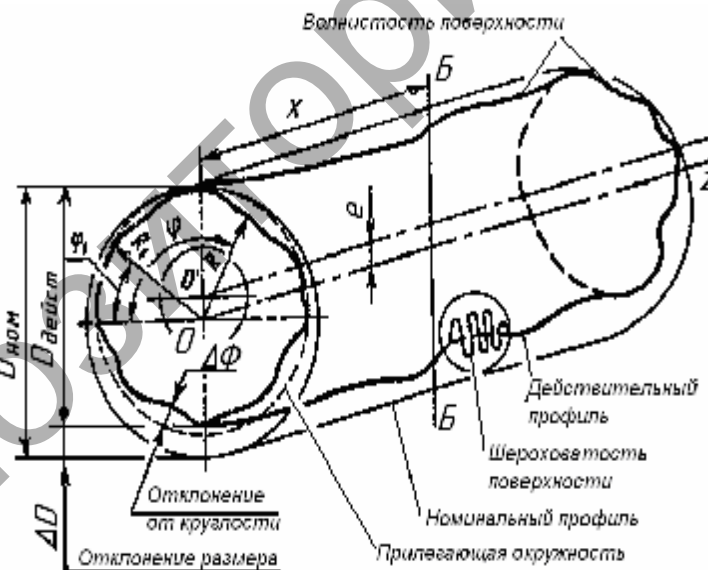


Рисунок 1.1 — Отклонения различных порядков геометрических параметров детали

в) отклонения формы поверхности ( $\Delta F$ ) — к отклонениям 2-го порядка;

г) волнистость — к отклонениям 3-го порядка;

д) шероховатость поверхности — к отклонениям 4-го порядка.

Для получения оптимального качества изделий в общем случае надо нормировать и контролировать точность линейных и угловых размеров, формы и расположения поверхностей деталей и составных частей, а также волнистость и шероховатость поверхностей деталей.

**Размер, классификация размеров.** Р а з м е р — числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. п.) в выбранных числовых единицах измерения.

По назначению различают размеры, *определяющие величину и форму* детали, *координирующие, сборочные, габаритные и монтажные*. Первые выбирают на основе результатов расчета деталей на прочность и жесткость, а также исходя из совершенства геометрических форм и обеспечения технологичности конструкции. Координирующие размеры определяют необходимое для правильной работы механизма взаимное положение ответственных поверхностей и осей деталей или их положение относительно определенных поверхностей, линий или точек, называемых конструктивными базами. Сборочные и монтажные размеры характеризуют положение узлов и комплектующих изделий по присоединительным поверхностям, а также положение основного изделия на месте монтажа. Габаритные размеры указываются по положению выступающих частей. Кроме того, есть технологические размеры, учитываемые при изготовлении.

**Номинальный размер.** Номинальный размер ( $D, d, l$  и др.) — размер, который служит началом отсчета отклонений и относительно которого определяют предельные размеры. Для деталей, составляющих соединение, номинальный размер является общим.

**Ряды предпочтительных чисел и нормальные линейные размеры.** Для сокращения числа типоразмеров заготовок и деталей, режущего и измерительного инструмента, штампов, приспособлений, для облегчения типизации технологических процессов значения размеров, полученные расчетом, надо округлять (как правило, в большую сторону) в соответствии со значениями, указанными в ГОСТ 6636. Эти значения называют нормальными. Нормальные линейные размеры в диапазоне от 0,001 до 20 000 мм построены на основании рядов предпочтительных чисел, называемых рядами Ренара. Эта работа в СССР была оформлена

стандартом ГОСТ 8032 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел», впервые утвержденным в 1956 году. Ряды составляют геометрические прогрессии со знаменателями для ряда

$$\begin{array}{cccc} \text{Ra5} & \text{Ra10} & \text{Ra20} & \text{Ra40} \\ \sqrt[5]{10} \approx 1,6 & \sqrt[10]{10} \approx 1,25 & \sqrt[20]{10} \approx 1,12 & \sqrt[40]{10} \approx 1,06 \end{array}$$

За начальное значение в этих рядах принята единица. Через какое-то количество значений числа каждого ряда становятся большими в десять раз, и их численные значения повторяются уже большими в 10 раз (табл. 1.1). Стандарт не распространяется на технологические межоперационные размеры и на размеры, связанные расчетными зависимостями с другими принятыми размерами. При выборе размеров предпочтение следует отдавать рядам с более крупной градацией, т. е. ряд Ra5 следует предпочесть ряду Ra10, ряд Ra10 — ряду Ra20 и т. д.

ГОСТ 8908 предусматривает нормальные углы — три ряда, первый ряд предпочтительный.

**Отклонения: верхнее отклонение, нижнее отклонение.**

**Допуск.** Рассмотрение этих параметров размеров весьма важно для всего дальнейшего изучения материала не только по данному курсу, но и по всем предметам специального цикла подготовки технолога, конструктора и вообще металлообработчика.

Если говорить о точности, то надо отметить что эта проблема решалась довольно сложно. Труднее всего механикам-первоначальникам XVIII века давалось изготовление машин с надлежащей

Таблица 1.1 — Ряды предпочтительных чисел

Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
1,0	1,0	1,0	1,0	2,5	3,2	3,2	3,2
			1,05				3,4
		1,1	1,10			3,6	3,6
			1,15				3,8
		1,2	1,20	4,0	4,0	4,0	4,0
			1,30				4,2
			1,40			4,5	4,5
			1,50				4,8
1,6	1,6	1,6	1,6		5,0	5	5,0
			1,7				5,3
		1,8	1,8			5,6	5,6
			1,9				6,0
	2,0	2,0	2,0	6,3	6,3	6,3	6,3
			2,1				6,7
		2,2	2,2			7,1	7,1
			2,3				7,5
2,5	2,5	2,5	2,5		8,0	8,0	8,0
			2,6				8,5
		2,8	2,8			9,0	9,0
			3,0				9,5

точностью. Допуск при изготовлении цилиндра вертикальной паровой машины Ньюкомена длиной несколько больше 700 мм составлял у Смитона почти 13 мм. К 1830 году квалифицированным токарем считался лишь тот, который мог сделать деталь с точностью до 1,6 мм. Рекордная точность обработки в конце XVIII века, достигнутая англичанином Смитоном, составляла  $\frac{3}{8}$  части линии (линии — это десятая часть дюйма, а  $\frac{3}{8}'' = 0,95$  мм), а в середине XIX века она была повышена до  $\frac{1}{8}$  линии (0,32 мм). На Тульском оружейном заводе сверлили с точностью  $\frac{1}{7}$  линии. Несмотря на необходимость, даже в начале XX века только на некоторых заводах начали указывать на рабочих чертежах разрешаемые погрешности на изготовление деталей и назначать от трех до шести посадок. В 1919 году инженером П. М. Шелоумовым был разработан первый проект системы допусков и посадок. В 1924 году комиссия под руководством профессора А. Д. Гатцука, образованная при Комитете эталонов и стандартов Главной палаты мер и весов, разработала новый проект стандарта «Допуски для пригонок», который был положен в основу государственной системы допусков и посадок. В 1929 году этот проект системы допусков и посадок был утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны.

Темп роста достижимой точности изготовления особенно высок в последнее время. Во второй половине XX века он возрастал в 10 раз каждые 20 лет. Так, относительные погрешности изготовления в 1940 году составляли  $10^{-4}$ , в 1960 году —  $10^{-5}$  и в 1980 году —  $10^{-6}$ .

Действительный размер — размер, установленный измерением с допускаемой погрешностью. Этот термин введен в связи с тем, что невозможно изготовить деталь с абсолютно точными требуемыми размерами и измерить их без внесения погрешности. Действительный размер детали в работающей машине вследствие ее износа, упругой, остаточной, тепловой деформаций и других причин отличается от размера, определенного в статическом состоянии или при сборке. Это обстоятельство необходимо учитывать при точностном анализе механизма в целом. Мы уже знаем, что номинальным размером называют размер, который служит началом отсчета отклонения и относительно которого определяют предельные размеры.

Предельные размеры — два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

Наибольший предельный размер — больший из двух предельных размеров.

Наименьший предельный размер — меньший из двух предельных размеров.

Верхнее отклонение — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами. Верхнее отклонение отверстия обозначают буквами  $ES$  ( $ES = D_{\max} - D$ ), вала —  $es$  ( $es = d_{\max} - d$ ).

Нижнее отклонение — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Нижнее отклонение отверстия обозначают буквами  $EI$  ( $EI = D_{\min} - D$ ), вала —  $ei$  ( $ei = d_{\min} - d$ ).

Нулевая линия — линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.

Допуск — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями. Допуск размера отверстия  $T_D = D_{\max} - D_{\min}$  или  $T_D = ES - EI$ ; допуск размера вала  $T_d = d_{\max} - d_{\min}$  или  $T_d = es - ei$ .

Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Положение поля допуска относительно нулевой линии, зависящее от номинального размера, обозначают буквами латинского алфавита, а в некоторых случаях — двумя буквами: прописными для отверстия и строчными для вала (рис. 1.2). Верхнее или нижнее отклонение, используемое для определения поля допуска относительно

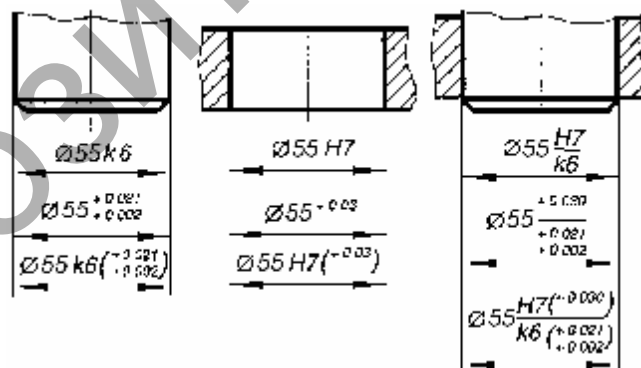


Рисунок 1.2 — Примеры обозначения полей допусков и посадок на чертежах

нулевой линии, называют основным отклонением. С целью ограничения номенклатуры средств измерения, режущего инструмента вводятся ограничения на применение основных отклонений деталей. Для вала эти ограничения представлены в таблице 1.2.

**Обозначение размеров с указанием точности на чертежах.**

Обозначение размеров с указанием точности на чертежах определяется ГОСТ 2.307. Требования этого стандарта распространяются на все технические документы промышленности и строительства. Основанием для определения величины изделия и его элементов служат размерные числа, нанесенные на чертеж. Для всех размеров, кроме справочных, которые обычно помечают звездочкой, о чем делают запись в технических требованиях чертежа, указывают предельные отклонения, состоящие из буквы (иногда из двух), обозначающей основное отклонение, и цифры (или двух цифр), обозначающей номер качества. Например, вал:  $\varnothing 10h7$ , но правомочны и другие обозначения:  $\varnothing 10_{-0,015} = \varnothing 10h7_{(-0,015)}$ ;  $\varnothing 10n6 = \varnothing 10_{+0,010}^{+0,019}$ .

Т а б л и ц а 1.2 — Рекомендуемые основные отклонения для вала

Квали- теты	Основные отклонения																										
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z						
1								h01*	js01*																		
0								h0*	js0*																		
1								h1*	js1*																		
2								h2*	js2*																		
3								h3*	js3*																		
4							g4	h4	js4	k4	m4	n4															
5							g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5												
6						f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6											
7					e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7			s7	u7											
8			c8	d8	e8	f8		h8	js8*							u8	x8										
9				d9	e9	f9		h9	js9*																		
10				d10				h10	js10*																		
11	a11	b11	c11	d11				h11	js11*																		
12		b12						h12	js12*																		
13								h13*	js13*																		
14								h14*	js14*																		
15								h15	js15*																		
16								h16*	js16*																		
17								h17*	js17*																		

\*Поля допусков, как правило, не предназначенные для посадок.

Для соединений приняты обозначения посадок, где после номинального размера необходимо указать сначала основное отклонение и качество для отверстия, а затем через дробную черту те же данные для вала:

$$\varnothing 10 \frac{H7}{e8} = \varnothing 10H7/e8 = \varnothing 10H7-e8.$$

Размерные числа поверхностей, которые не относятся ни к валам, ни к отверстиям, обычно имеют симметричное расположение поля допуска относительно нулевой линии и обозначаются следующим образом:  $10j_6 = 10 \pm 0,0045$ . Как наносятся подобные обозначения на рабочих чертежах изделий показано на рисунке 1.2 (см. с. 19).

Есть условные обозначения размеров с указанием точности для резьб, шлицевых и шпоночных соединений и отдельных их элементов. Примеры можно найти в соответствующей нормативной документации (НД).

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

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

б) при назначении полей допусков, условные обозначения и предельные отклонения которых не предусмотрены ГОСТ 25347. Например, для пластмассовых деталей введен ряд специальных полей  $65k10^{(+0,12)}$ ,  $72AZ11^{(+0,83)}$  и др. Это требование относится и к широко применяемому прямобочному шлицевому соединению с полем допуска F10;

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

**Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками.** Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками устанавливает ГОСТ 25670, а поля допусков для деталей из пластмасс — ГОСТ 25349. В Республике Беларусь эти параметры определяет СТБ 1014-95 «Изделия машиностроения. Детали. Общие технические условия», где в п. 4.2 сказано: «Неуказанные предельные отклонения линейных размеров по ГОСТ 25670:

а) для номинальных размеров менее 1 мм — H13; h13;  $\pm t/2$ ;

б) для номинальных размеров свыше 1 мм — H14; h14;  $\pm t_2/2$ ;  
в) для длины резьбы (наружной и внутренней) полного профиля с шагом  $P$  при выполнении не в упор —  $2P$ ;

г) для длины резьбы в упор величина недореза (сбег и «плюс» недовод) должны быть не более  $4P$  для наружной резьбы и  $6P$  для внутренней резьбы;

д) для деталей, получаемых гибкой и вытяжкой, поля допусков должны быть увеличены в зависимости от толщины исходного материала».

Далее в п. 4.10 СТБ 1014 записано: «При соответствии деталей требованиям настоящего стандарта указание об этом вводится в НД и технические требования чертежей по следующим примерам:

а) при полном соответствии в технических требованиях чертежа необходимо указывать: «Технические требования по СТБ 1014-95»;

б) при наличии дополнительных требований: «Остальные технические требования по СТБ 1014-95».

Кроме того, действует межгосударственный стандарт ГОСТ 30893.1-2002 (ИСО 2768-2-89) «Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками», распространяющийся на металлические детали, изготовленные резанием, или детали, изготовленные из листового металла, и предусматривающий запись в технических требованиях чертежа «Общие допуски по ГОСТ 30893.1 —  $m$ » или «ГОСТ 30893.1 —  $m$ », что означает: неуказанные предельные отклонения линейных размеров, радиусов скругления, высот фасок, угловых размеров должны иметь симметричные отклонения по классу точности средний. Общие допуски установлены по четырем классам точности: точный —  $f$ ; средний —  $m$ ; грубый —  $c$ ; очень грубый —  $v$ . Числовые значения предельных отклонений приведены в ГОСТ 30893.1. В соответствии с данным стандартом предельные отклонения предполагаются симметрично относительно нулевой линии и должны быть численно равны значениям, приведенным в стандарте.

**Указание точности размеров с непроставленными отклонениями на чертежах.** Указание точности размеров с непроставленными отклонениями на чертежах оговаривают общей записью в технических требованиях чертежа, причем уровень точности для различных элементов должен быть единым, т. е. ссылка может быть только на один квалитет, один класс точности или один квалитет

и соответствующий ему класс точности. При необходимости отклонения по другим квалитетам (более грубым или более точным) надо указывать около номинальных размеров. Для поверхностей металлических деталей, обрабатываемых резанием, в машиностроении рекомендуют 14-й квалитет и класс точности средний; в приборостроении чаще используют 12-й квалитет и класс точный. Для углов (кроме  $90^\circ$ ), фасок и радиусов закруглений два уровня предельных отклонений указаны в стандарте особо, и зависят они от степени точности неуказанных предельных отклонений линейных величин.

Выше отмечено, как оформляются в таком случае технические требования в соответствии с СТБ 1014 и ГОСТ 30893.1.

ГОСТ 25670 предусматривает четыре варианта задания неуказанных предельных отклонений линейных размеров:

а)  $+IT$ ,  $-IT$ ,  $\pm t/2$ , например,  $h14$ ,  $H14$ ,  $\pm t_2/2$ . Если «в тело» надо задать допуски только диаметров, то пример для данного варианта примет вид  $ШН14$ ,  $Шh14$ ,  $\pm t_2/2$ ;

б)  $+t$ ,  $-t$ ,  $\pm t/2$  (стандарт применять не рекомендует);

в)  $\pm t/2$ , например,  $\pm t_1/2$ .

г) при желании во всех случаях вместо  $\pm t/2$  можно указывать  $\pm IT/2$ , например, вместо  $\pm t/2$  записать  $\pm IT14/2$ .

Запись в технических требованиях чертежа может быть сформулирована следующим образом: «Неуказанные предельные отклонения размеров  $H14$ ,  $h14$ ,  $\pm t_2/2$ ». Это означает, что для охватывающих и охватываемых размеров допуск расположен «в тело», а для остальных свободных размеров он должен располагаться симметрично.

#### **Признаки, характеризующие системы допусков и посадок.**

Признаки, характеризующие системы допусков и посадок, объединяются едиными принципами построения. К ним относятся:

– принцип физически обоснованного изменения зазора в зависимости от размера соединения, заключающийся в том, что зазоры и натяги изменяются в зависимости от размера соединения по закону, отвечающим физическим условиям применения посадок;

– принцип применения упрощающих способов построения посадок, состоящий в том, что поле допуска основной детали остается неизменным, а посадку обеспечивают смещением поля допуска сопрягаемой детали;

– принцип экономии металла при установлении поля допуска основной детали «в тело»;

– принцип применения рядов предпочтительных чисел, заключающийся в том, что числовые ряды интервалов размеров, градаций точности и других показателей строятся по одному из основных или производных рядов предпочтительных чисел;

– принцип масштабных коэффициентов: величина допуска прямо пропорциональна размеру и связана с ним расчетным коэффициентом — единицей допуска;

– принцип применения коэффициентов точности, состоящий в том, что числовые значения допусков размеров получаются умножением единицы допуска на зависящий от качества коэффициент точности;

– принцип унификации полей допусков, предусматривающий выделение из общего числа стандартизованных полей допусков полей допусков предпочтительного применения;

– принцип приведения норм точности к определенному температурному режиму, заключающийся в необходимости отнесения стандартизуемых предельных отклонений к определенной температуре ( $293,15K = 20^{\circ}C$ ).

Кроме того, мы знаем, что 1) посадки с нужными зазорами или натягами получают сочетанием полей допусков соединяемых деталей — отверстия и вала; 2) поля допусков определяются значениями допуска и основного отклонения; 3) для получения различных посадок в системах допусков и посадок должно содержаться достаточное разнообразие полей допусков. Посадки можно получить двумя способами: или стандартизировать ряды посадок в системах вала и отверстия, или стандартизировать те параметры, из которых образуются поля допусков, т. е. ряды допусков в разных качествах и ряды основных отклонений валов и отверстий, не зависящие от допусков. В системе ИСО принят второй способ.

**Единица допуска.** Единица допуска — экспериментально установленная зависимость, которая позволяет объективно оценивать точность размеров разной величины и которая необходима для научно обоснованного составления рядов допусков. Оценка относительной точности одинаковых размеров не вызывает затруднений. Например, ясно, что размер 8 мм с допуском 0,02 мм вдвое точнее, чем с допуском 0,04 мм. Иначе обстоит дело при разных номинальных размерах, поскольку замечено, что с увеличением размера обрабатываемой поверхности один и тот же

допуск выдержать становится все труднее, т. е. точность таких размеров как бы возрастает. Установлено, что при самых различных видах механической обработки рассеяние действительных размеров зависит от номинального размера измерения по закону параболы.

Единица допуска — множитель в формулах расчета величины допусков системы, являющийся функцией номинального размера. Единицу допуска  $i$  в мкм для гладких соединений до 500 мм определяют по зависимости

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (1.1)$$

где  $D$  — номинальный размер, мм.

**Коэффициент точности.** Коэффициент точности  $a$ , перемноженный с единицей допуска  $i$ , составляет допуск. Численное значение коэффициента точности зависит от качества и равно соответственно  $IT5 = 7$ ,  $IT6 = 10$ ,  $IT7 = 16$ ,  $IT8 = 25$ ,  $IT9 = 40$ ,  $IT10 = 63$ ,  $IT11 = 100$ ,  $IT12 = 160$ ,  $IT13 = 250$ ,  $IT14 = 400$ ,  $IT15 = 630$ ,  $IT16 = 1000$ .

**Уровни относительной точности.** Уровни относительной точности (классы, степени точности, качества) разработаны для обоснованного использования изделий в различных условиях. Так, шейка вала диаметром 25 мм для установки подшипника имеет допуск в 9 мкм, та же шейка вала, не несущая никаких деталей, может иметь допуск в 520 мкм, а если нам нужен круглый прокат того же диаметра, чтобы сделать лом, то мы вообще не обратим внимания на точность диаметра. Степень точности валов, отверстий и некоторых других поверхностей обуславливается качествами (01; 0; 1...17) и классами точности (точный  $t_1$ , средний  $t_2$ , грубый  $t_3$  и очень грубый  $t_4$ ), точность углов регламентируется по ГОСТ 8908 семнадцатью степенями точности, точность допусков диаметров резьбы болтов и гаек — степенями точности (3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10).

**Расположение полей допусков относительно нулевой линии.** Для образования посадок с разными зазорами и натягами в системе ИСО и в ЕСДП для размеров до 500 мм предусмотрено 27 вариантов основных отклонений валов и отверстий. Основное отклонение — это одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для

определения положения поля допуска относительно нулевой линии. Таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии (рис. 1.3). Основные отклонения отверстий обозначают прописными буквами латинского алфавита, валов — строчными.

Основные отклонения отверстий построены так, чтобы обеспечить посадки в системе вала, аналогичные посадкам в системе отверстия. Основные отклонения отверстий и основные отклонения валов, обозначаемые одной и той же буквой, равны по абсолютному значению и противоположны по знаку. Общее правило определения основных отклонений отверстий формулируется следующим образом: основное отклонение отверстия должно быть симметрично

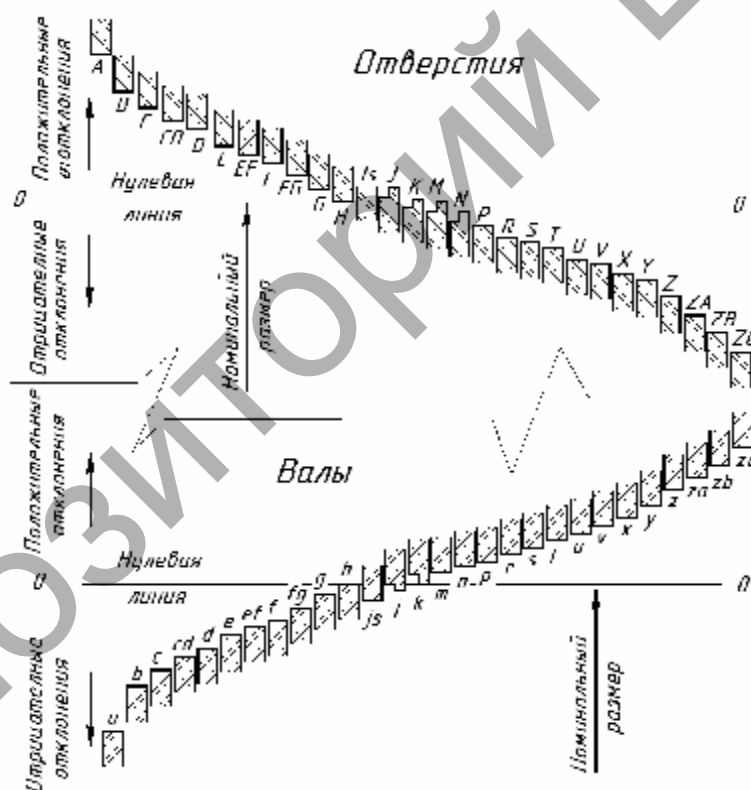


Рисунок 1.3 — Основные отклонения отверстий и валов, принятые в системе ИСО и ЕСПД

относительно нулевой линии основному отклонению вала, обозначенному той же (но строчной) буквой.

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.

Поле допуска ограничено горизонтальной линией, определяемой основным отклонением. Второе предельное отклонение, ограничивающее данное поле допуска, можно определить по основному отклонению и допуску принятого квалитета. Если основное отклонение верхнее, то нижнее отклонение равно: для вала  $ei = es - IT$ ; для отверстия  $EI = ES - IT$ . Если основное отклонение нижнее, то верхнее отклонение составляет: для вала  $es = ei + IT$ ; для отверстия  $ES = EI + IT$  (отклонения  $es, ei, ES, EI$  берут с учетом знака).

**Нормальный температурный режим.** Нормальный температурный режим является одним из составляющих нормальных условий выполнения линейных и угловых измерений в соответствии с ГОСТ 8.050.

Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами, относятся к деталям, размеры которых определены при нормальной температуре:  $293,15K = 20^\circ C$  (ГОСТ 9249). Градуировку и аттестацию всех линейных и угловых мер и измерительных приборов, а также точные измерения следует выполнять при нормальной температуре, отступления от нее не должны превышать допускаемых значений, приведенных в ГОСТ 8.050, составляющих от  $\pm 0,1$  до  $\pm 4^\circ C$  в зависимости от измеряемого размера и его точности.

**Классификация соединений.** В соединении двух деталей, входящих одна в другую, различают охватываемую (вал) и охватывающую (отверстие) поверхность (рис. 1.4, см. с. 28). Поверхности детали, контактирующие с поверхностями другой детали, называются сопрягаемыми. Сопрягаемым деталям, изготовленным из разнородных материалов и имеющим разные коэффициенты теплового расширения приходится работать в различных температурных условиях. Обычным является интервал от  $-60^\circ C$  (северное исполнение) до  $+50^\circ C$  (тропическое). При этом должен сохраняться характер соединения: подвижное или неподвижное. Используя различное расположение полей допусков, можно обеспечить это условие за счет правильного выбора нужной поправки.

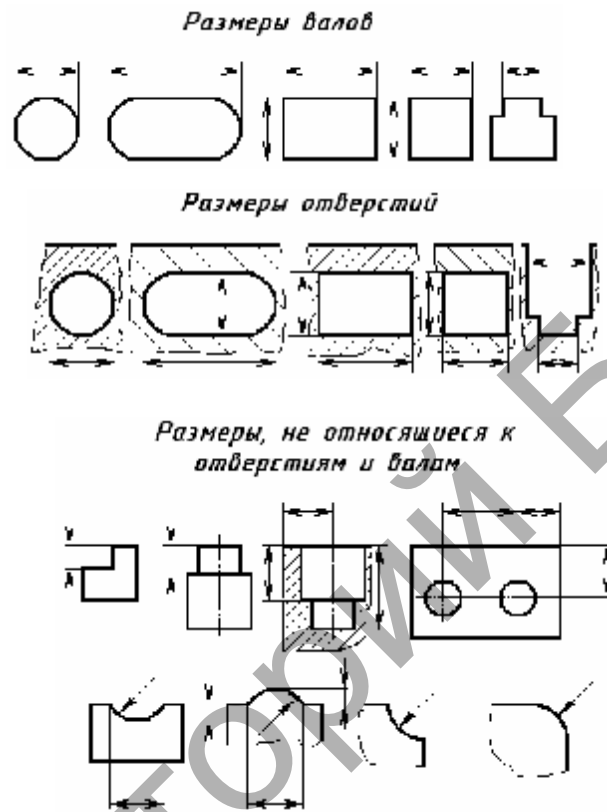


Рисунок 1.4 — Классификация поверхностей на относящиеся к отверстиям, валам и не относящиеся к отверстиям и валам

**Посадка.** П о с а д к а — характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов.

**Тип посадок.** В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадки бывают с зазором, натягом и переходные.

**Посадки с зазором.** Если до сборки диаметр отверстия больше диаметра вала, то при сборке соединения получается зазор, а посадка называется «с зазором».

**Назначение.** Посадки с зазором применяются для обеспечения достаточного места для размещения смазочного материала,

компенсации ошибок монтажа, температурных и упругих деформаций. Посадки установлены в квалитетах от 4 до 12.

**Применение.** Применение посадок с зазором уместно во многих известных случаях:

– для соединений с точным центрированием деталей, когда относительное перемещение этих деталей служит для установки, переключений, регулирования, наладки изделия и его составных частей (пиноль задней бабки, быстросменные кондукторные втулки);

– для неподвижных соединений с дополнительным креплением при необходимости частой разборки (центрирующие буртики фланцев и корпусов, крышки сальников, звездочки тяговых цепей на валах);

– для обеспечения точного и плавного возвратно-поступательного движения (толкатели клапанов и стержни самих клапанов во втулках, ползуны направляющих долбежных станков, шпиндели делительных головок);

– для свободного вращения в подшипниках скольжения при легких и средних режимах работы (подшипники валов в коробках передач станков, электромашин, центробежных насосов, свободно вращающихся на осях зубчатых колес и шкивов);

– в случае напряженной работы при длинных соединениях, а также на землеройных, строительных, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах, где подвижность соединений должна надежно сохраняться при загрязнении;

– для соединений деталей двигателей внутреннего сгорания, компрессоров, турбин и других тепловых машин, в которых рабочая температура резко отличается от окружающей или тепловые деформации сопряженных деталей значительно различаются в силу разных свойств материалов либо из-за разности рабочих температур (например, из-за водяных рубашек вокруг цилиндра);

– для конструкций низкой точности с целью компенсации отклонений.

#### **Предельные зазоры, средний и вероятный зазоры.**

Предельных зазоров два: наибольший, равный разности между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала ( $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$ ) или алгебраической разности между верхним отклонением отверстия и нижним отклонением вала ( $S_{\max} = ES - ei$ ), и наименьший, представляющий разность между наименьшим предельным размером отверстия

и наибольшим предельным размером вала ( $S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$ ) или алгебраическую разность между нижним отклонением отверстия и верхним отклонением вала ( $S_{\min} = EI - es$ ). Средний зазор равен полусумме наибольшего и наименьшего зазоров:  $S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2$ . Вероятный зазор находится расчетным путем как среднее квадратическое отклонение суммарной совокупности. При упрощенном расчете среднее значение зазора и рассеивание зазора соответственно равны:

$$Z_m = E_m - e_m, \quad (1.2)$$

где  $E_m = 0,5(ES + EI)$  — средние отклонения размеров отверстия;  
 $e_m = 0,5(es + ei)$  — средние отклонения размеров вала;

$$t_z = \sqrt{t_a^2 + t_b^2}, \quad (1.3)$$

где  $t_a$  и  $t_b$  — допуски отверстия и вала.

Среднее вероятное значение зазора равно

$$Z_m = Z_{\max} - 0,5t_z = Z_{\min} + 0,5t_z. \quad (1.4)$$

**Посадки с натягом.** Если отверстие до сборки меньше вала, то после сборки получается натяг, а посадка называется «с натягом».

**Назначение.** Назначение посадок с натягом сводится к передаче больших динамических нагрузок без дополнительного крепления соединенных деталей и с креплением, вводимым по мере уменьшения натяга.

**Применение.** Применение посадок с натягом так же широко, как и с зазором. Они используются для установки кондукторных втулок, для соединения центральной колонны крана с основанием, венца червячного колеса со ступицей, втулок подшипников скольжения в изделиях тяжелого машиностроения и т. д.

Прочность напряженных соединений, выполняемых с нагревом охватываемой детали, повышается, если поверхность сопряжения покрывается промежуточным слоем материала: при покрытии свинцом — в 1,4 раза, цинком — в 2,7 раза, синтетическим покрытием с толщиной пленки 20 мкм — в 1,6 раза.

**Предельные натяги, средний и вероятные натяги.** Эти натяги рассчитываются по тем же методикам и формулам, что и аналогичные зазоры.

**Переходные посадки.** Возможен такой вариант расположения полей допусков вала и отверстия, что часть соединений будет после сборки с зазором, а часть — с натягом. Эти посадки называются переходными.

**Назначение.** Переходные посадки нашли применение для центрирования сопрягаемых элементов в неподвижных разъемных соединениях, в которых возможно передвижение деталей вдоль оси при сборке и ремонте. Эти посадки предусмотрены в 4...8 квалитетах. Менее тугие посадки назначают при необходимости в частых разборках соединения, при неудобствах разборки и возможности повреждения соседних деталей; более тугие — если нужна высокая точность центрирования, при ударных нагрузках и вибрациях.

**Применение.** Переходные посадки применяются для установки зубчатых колес, муфт, кривошипов и других деталей, работающих при больших нагрузках, ударах или вибрациях в соединениях, разбираемых обычно только при капитальном ремонте; для монтажа установочных колец на малых и средних электромашин; для посадки кондукторных втулок, установочных пальцев, штифтов; для гнезд подшипников качения в тяжелом машиностроении и т. п.

**Соотношение зазоров и натягов.** Соотношение зазоров и натягов в переходных посадках актуально для массового производства. Расчет переходных посадок сводится к определению значения средневероятного параметра (натяга, зазора) и ожидаемого процента получения в соединении натягов или зазоров при заданных условиях. В основу расчета положен ряд допущений: рассеяние действительных размеров деталей подчиняется закону нормального распределения (закону Гаусса); теоретическое рассеяние  $\delta$  равно допуску детали, а центр рассеяния совпадает с серединой поля допуска. На практике процент деталей с натягом несколько больше расчетного, так как поле допуска слегка смещено в сторону проходного предела.

Возьмем соединение  $60H7/m6$  (рис. 1.5, см. с. 32). Натяг может быть в пределах от 0 до 30 мкм, зазор — от 0 до 19 мкм. Допуск посадки, равный сумме допусков вала и отверстия, составляет 49 мкм. Считаем, что рассеяние размеров отверстия

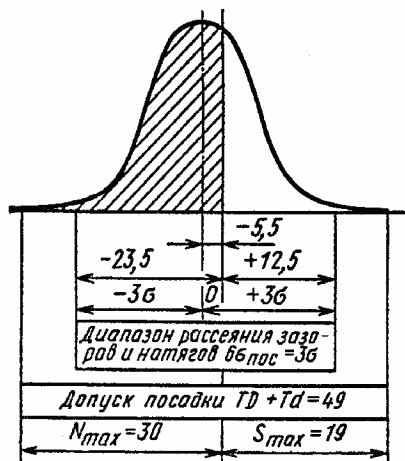


Рисунок 1.5 — Вероятность получения соединений с натягом и зазором в посадке  $\varnothing 60H7/m6$

При средних значениях размеров отверстия и вала получается натяг 5,5 мкм. Вероятность зазоров и натягов, определяемая кривой Гаусса, находится через площадь фигуры, соответствующую зазорам и натягам. Заштрихованная на рисунке 1.5 площадь характеризует вероятность получения соединений с натягом. Вычислим вероятность того, что значения натяга находятся в пределах от 0 до 5,5 мкм, т. е. найдем площадь, ограниченную линией симметрии кривой и ординатой, расположенной на расстоянии 5,5 мкм от линии симметрии.

Для рассматриваемого примера  $x = 5,5$  мкм,  $z = x/s_{\text{пос}} = 5,5/6 \approx 0,91$ . Пользуясь таблицей значений интегралов функции Лапласа  $\Phi(z)$  в справочнике находим величину площади, выходящей за ось симметрии кривой. По таблице узнаем, что  $\Phi(0,91) = 0,3186$ . Вероятность получения натягов равна половине площади, лежащей под кривой нормального распределения, «плюс» найденное значение:

$$0,5 + 0,3186 = 0,8186, \text{ или } 81,86\%.$$

Вероятность получения зазоров (незаштрихованная площадь под кривой распределения):  $1 - 0,8186 = 0,1814$ , или 18,14%.

и вала, а также зазоров (натягов) подчиняется, как обычно, закону нормального распределения и допуск деталей равен полю рассеяния, т. е.  $T = 6\sigma$ . Учитывая принятые условия, получим

$$\sigma_{\text{отв}} = 30/6 = 5 \text{ мкм};$$

$$\sigma_{\text{вала}} = 19/6 = 3,17 \text{ мкм}.$$

Среднее квадратическое отклонение:

$$S_{\text{пос}} = \sqrt{s_{\text{отв}}^2 + s_{\text{вала}}^2}; \quad (4)$$

$$S_{\text{пос}} = \sqrt{5^2 + 3,17^2} = 5,92 \approx 6 \text{ мкм}.$$

$$z = 5,5/6 \approx 0,91.$$

Вероятный натяг ( $-5,5 - 3\sigma = -23,5$  мкм) и зазор  $-5,5 + 3\sigma = +12,5$  мкм) практически близки к своим максимальным значениям. Схема расположения полей допусков для данного сопряжения приведена на рисунке 1.6.



Рисунок 1.6 — Схема расположения полей допусков сопряжения  $\text{Ø}60 \text{ H}7/\text{m}6$

### Системы образования посадок.

Системы образования посадок, которые применяются в машиностроении, делятся на систему отверстия и систему вала. Термин «отверстие» является собирательным, его применяют для обозначения внутренних (охватываемых) элементов деталей (рис. 1.7); термин «вал» используют для обозначения наружных (охватывающих) элементов деталей. Для достижения разного характера сопряжений нецелесообразно одновременно смещать поля допусков обеих деталей. Значительно выгоднее с экономической точки зрения использовать одно отверстие и разные валы.

**Система основного отверстия.** В системе основного отверстия при данных размерах и точности соединения нужную посадку получают изменением предельных размеров вала (смещением его поля допуска относительно нулевой линии), не меняя при этом исполнительных размеров основной детали — отверстия (рис. 1.7, а).

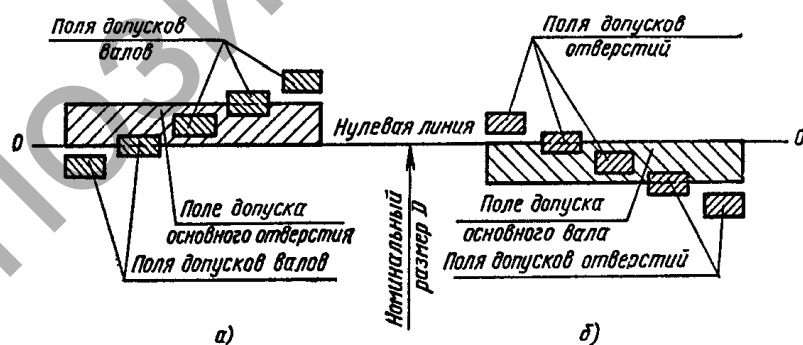


Рисунок 1.7 — Расположение полей допусков для посадок в системе отверстия (а) и в системе вала (б)

**Система основного вала.** В системе основного вала основной деталью является вал, нужную посадку получают изменением исполнительных размеров отверстия (рис. 1.7, б, см. с. 33). Назначение одной и той же посадки в системе отверстия или системе вала не меняет посадку (значение зазора или натяга), а приводит лишь к изменению предельных размеров деталей.

**Области применения посадок в системе вала и системе отверстия.** Области применения посадок в системе вала и системе отверстия, которые формально равноправны, обуславливаются экономическими факторами. Система отверстия является в этом плане более предпочтительной. Для отверстий небольших и средних размеров по каждому размеру нужен специальный режущий инструмент — сверло, зенкер, развертка, протяжка. Для вала такого специализированного по размерам инструмента не нужно. Значит, инструментальное хозяйство при системе отверстия компактнее и проще, чем при системе вала, что дешевле.

В ряде случаев более дешевым может оказаться выполнение соединения в системе вала. Например:

- для деталей типа тяг, осей и валиков (особенно в сельскохозяйственном и транспортном машиностроении), точность которых обеспечивается сортаментом холодноотянутой стали;
- соединение пальца, поршня и шатуна — классический пример обеспечения разных посадок при использовании системы вала в одной сборочной единице (посадка поршень — палец с натягом, палец — шатун с зазором);
- посадка подшипников и штифтов в корпус выполняется в системе вала, а посадка подшипника на вал — в системе отверстия (здесь основная причина использования системы вала — изготовление этих стандартных узлов и деталей на специализированных предприятиях);
- шпонки также устанавливаются в системе вала.

**Посадки предпочтительного применения.** Посадки предпочтительного применения являются частью рекомендованных посадок Единой системы допусков и посадок в интервале размеров от 1 до 500 мм (например, H7/f6, H7/n6 и т. д.) (см. табл. 1.2, с. 20). Унификация посадок позволяет обеспечить однородность конструктивных требований к соединениям и облегчить работу конструкторов по назначению посадок. Комбинируя разные варианты предпочтительных полей допусков валов и отверстий, можно значительно расширить воз-

возможности системы по созданию различных посадок без увеличения набора инструментов, калибров и другой технологической оснастки. Рекомендуемые посадки приведены в приложении 1 ГОСТ 25347.

## **2 Стандартизация допусков формы и расположения поверхностей. Контроль формы и расположения поверхностей**

*Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей.*

*Элементарные и комплексные отклонения формы. Овальность, огранка, конусообразность, седлообразность, бочкообразность, выпуклость, вогнутость, сложные отклонения формы. Допуски формы, поля допусков формы. Степени точности. Допуски формы при отсутствии специальных указаний на чертежах.*

*Отклонения расположения: отклонения от параллельности, от перпендикулярности, от заданного наклона, отклонения позиционные, отклонения от соосности, от пересечения осей, от симметричности. Допуски расположения, поля допусков. Степени точности. Отклонения и допуски взаимного расположения. Допуски в радиусном и диаметральном выражении.*

*Суммарные отклонения формы и расположения: биение радиальное, торцевое, в заданном направлении, полное радиальное и полное торцевое биение. Допуски формы заданного профиля и заданной поверхности. Допуски биения, поля допусков. Степени точности. Зависимые допуски формы и расположения. Расчет зависимых допусков на расстояния между осями отверстий. Выступающие поля допусков расположения.*

*Принципы измерений и контроля типовых отклонений формы, расположения и суммарных отклонений формы и расположения.*

*Допуски расположения отверстий под крепежные детали. Уровни относительной геометрической точности. Методы выбора требований к точности формы и расположения поверхностей. Выбор требований к точности формы и расположения поверхностей методом аналогов. Источники информации. Аналитические методы оценки допустимых отклонений формы и расположения поверхностей.*

*Обозначение допусков формы и расположения на чертежах.*

### **Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей.**

Термины и определения, относящиеся к основным видам отклонений и допусков формы и расположения, установлены ГОСТ 24642. Терминов, начинающихся со слова «допуск», в стандарте 30, а со слова «отклонение» — 34. По этим двум цифрам можно судить о том, что данный вопрос

довольно сложен. Не менее важное значение, чем допуски размеров, допуски формы и расположения поверхностей играют в качестве изделий машиностроения. Под отклонением формы поверхности (или профиля) понимают отклонение формы реальной поверхности (реального профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля). Шероховатость поверхности в отличие от волнистости не считают отклонением формы. В обоснованных случаях допускается нормировать отклонение формы, включая шероховатость поверхности, а волнистость нормировать отдельно (или нормировать часть отклонений формы без учета волнистости).

Как правило, погрешности размеров, формы, взаимного расположения поверхностей и их шероховатость связаны между собой. Например, погрешности формы: конусообразность, бочкообразность и седлообразность (частные проявления погрешности профиля продольных сечений цилиндрических деталей) — обуславливают различие размеров деталей — тел вращения в разных сечениях.

В основу нормирования и количественной оценки отклонений формы и расположения поверхностей положен принцип прилегающих прямых, поверхностей и профилей (ГОСТ 24642). П р и л е г а ю щ а я п р я м а я — 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. 2.1, а). П р и л е г а ю щ а я о к р у ж н о с т ь — это окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения (рис. 2.1, б), или максимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения (рис. 2.1, в).

П р и л е г а ю щ а я п л о с к о с т ь — это плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение. П р и л е г а ю щ и й ц и л и н д р — это цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности, или максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.

Прилегающие поверхности и профили соответствуют условиям сопряжения деталей при посадках с нулевым зазором. При измерении

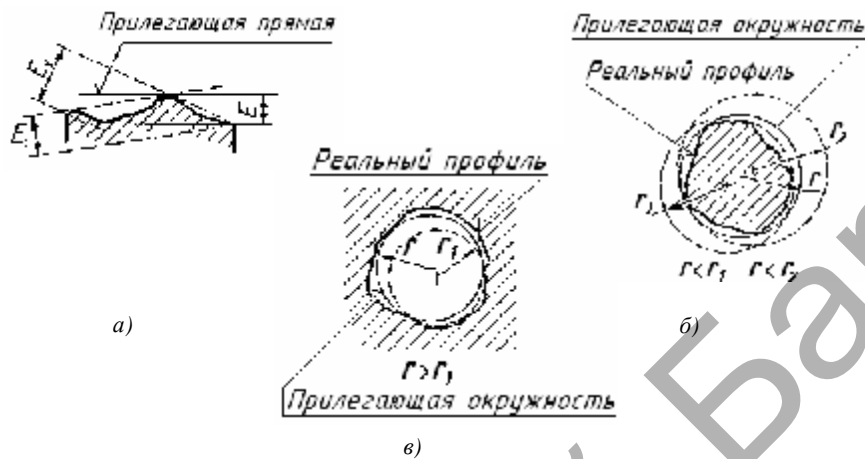


Рисунок 2.1 — Прилегающая прямая (а) и прилегающие окружности (б, в)

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 от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) по нормали к последней.

Отклонением расположения поверхности или профиля называют отклонение реального расположения поверхности (профиля) от его номинального расположения. Количественно отклонения расположения оценивают в соответствии с определениями. При оценке отклонений расположения отклонения формы рассматриваемых поверхностей (профилей) и базовых элементов должны быть исключены из рассмотрения. При этом реальные поверхности (профили) заменяют прилегающими, а за оси, плоскости симметрии и центры реальных поверхностей (профилей) принимают оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Отклонение от параллельности плоскостей (рис. 2.2, а, см. с. 38) — разность  $EPA$  наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями в пределах нормируемого участка.

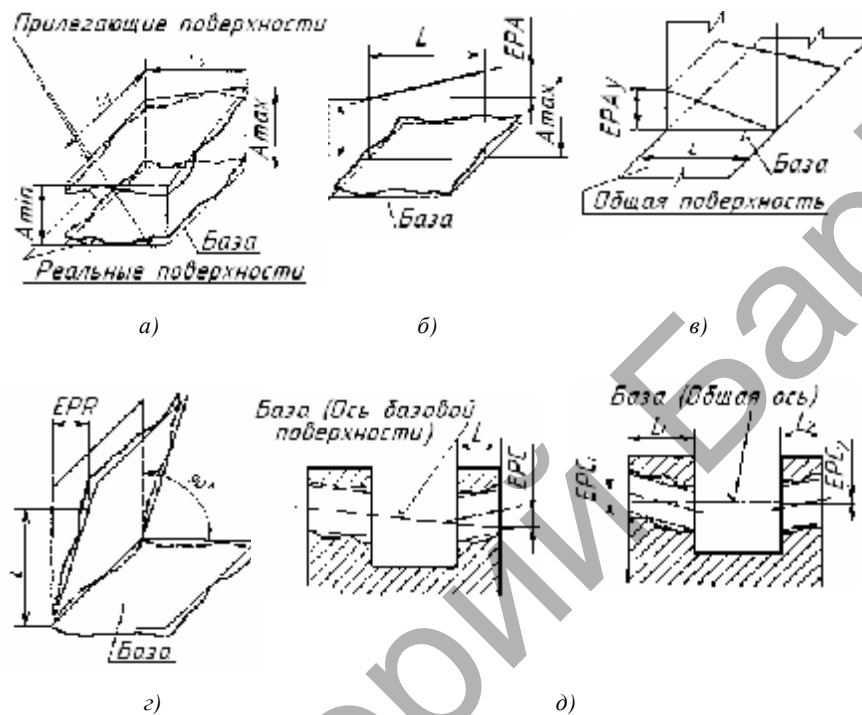


Рисунок 2.2 — Отклонения расположения поверхностей

Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве — геометрическая сумма  $EPA$  отклонений от параллельности проекций осей (прямых) 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. 2.2, б). Отклонение от параллельности осей (прямых) в общей плоскости — отклонение от параллельности  $EPA_x$  проекций осей (прямых) на их общую плоскость. Перекос осей (прямых) — отклонение от параллельности  $EPA_y$  проекций осей (прямых) на плоскость, перпендикулярную к общей плоскости осей и проходящую через одну из осей (базовую) (рис. 2.2, в).

Пример отклонения от перпендикулярности плоскостей показан на рисунке 2.2, г.

Отклонение от соосности — это наибольшее расстояние ( $EPC_1, EPC_2, \dots$ ) между осью рассматриваемой поверхности вращения и базой (осью базовой поверхности или общей осью двух или нескольких поверхностей) на длине нормируемого участка (рис. 2.2, д).

Отклонение от симметричности — наибольшее расстояние  $EPS$  между плоскостью симметрии (осью) рассматриваемого элемента (элементов) и базой (плоскостью симметрии базового элемента или общей плоскостью симметрии двух или нескольких элементов) в пределах нормируемого участка.

Отклонение от пересечения осей, которые номинально должны пересекаться, определяют как наименьшее расстояние  $EPX$  между рассматриваемой и базовой осями (рис. 2.3).

Позиционное отклонение — наибольшее расстояние  $EPP$  между реальным расположением элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка (рис. 2.4).

Эти определения говорят о сложности восприятия материала. Хочу особо подчеркнуть, что определения, приведенные в книгах, должны содержать обозначения, аналогичные помещенным здесь, а не быть другого типа, что говорит об использовании устаревших НД (действовавшего ранее и замененного ГОСТ 10356).

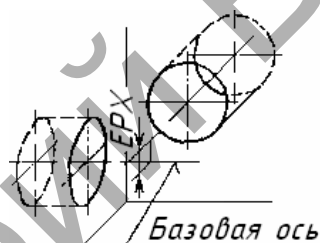


Рисунок 2.3 — Отклонение от пересечения осей

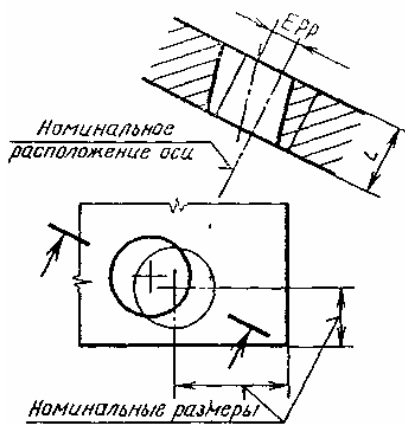
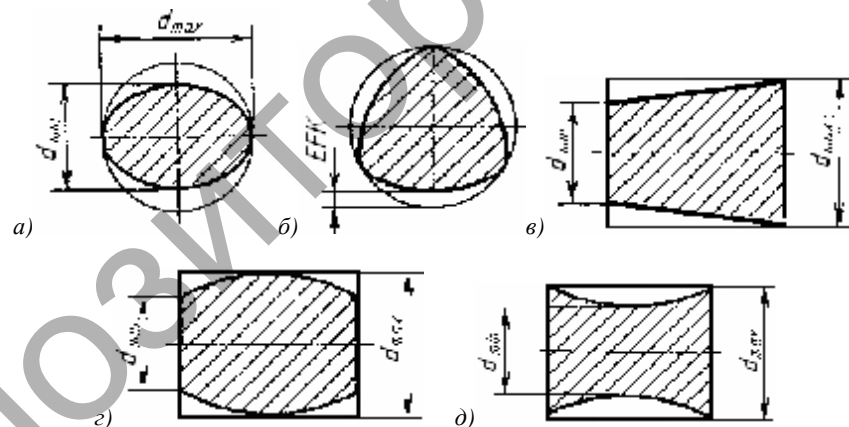


Рисунок 2.4 — Позиционное отклонение

**Элементарные и комплексные отклонения формы.** Отклонения формы делятся на однопараметрические (элементарные) и комплексные. Эти отклонения могут принадлежать как плоским, так и цилиндрическим поверхностям.

Элементарные отклонения формы (вогнутость и выпуклость для плоскостей и овальность, огранка, конусообразность, бочкообразность и седлообразность для цилиндрических поверхностей) характеризуют отдельные простейшие виды отклонений формы поверхности или профиля, а комплексные (отклонения от плоскостности и прямолинейности для плоскостей и от цилиндричности, круглости, поперечного и продольного сечения) — совокупности любых отклонений формы поверхности или профиля.

**Овальность, огранка, конусообразность, седлообразность, бочкообразность, выпуклость, вогнутость, сложные отклонения формы.** Эти восемь отклонений относятся к элементарным отклонениям поверхностей цилиндрической формы (рис. 2.5).



*a* — овальность; *b* — огранка; *в* — конусообразность;  
*г* — бочкообразность; *д* — седлообразность

Рисунок 2.5 — Отклонение формы цилиндрических поверхностей в поперечном сечении

К сложным или комплексным отклонениям формы цилиндрических поверхностей относятся отклонения от цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, которые в конструкторской практике регламентируются величиной радиального биения.

**Допуски формы, поля допусков формы.** Допуски формы — это наибольшие допускаемые значения отклонений формы.

Поля допусков формы представляют собой область в пространстве или на плоскости, внутри которой должны находиться все точки реального рассматриваемого элемента в пределах нормируемого участка, ширина или диаметр которой определяется значением допуска, а расположение относительно реального элемента — прилегающим элементом.

**Степени точности.** По ГОСТ 24643 для ограничения отклонений формы установлено 16 степеней точности и в интервалах до 2 500 или 10 000 мм заданы предельные отклонения формы цилиндрических и плоских поверхностей и предельные отклонения от прямолинейности. Допускается продолжать ряды допусков в сторону более точных или более грубых степеней, а также для больших номинальных размеров при соблюдении закономерностей построения рядов, принятых в стандарте.

**Допуски формы при отсутствии специальных указаний на чертежах.** Если допуски формы не указаны, то допускаются любые отклонения формы в пределах поля допуска размера рассматриваемого элемента (рис. 2.6), за исключением элементов,

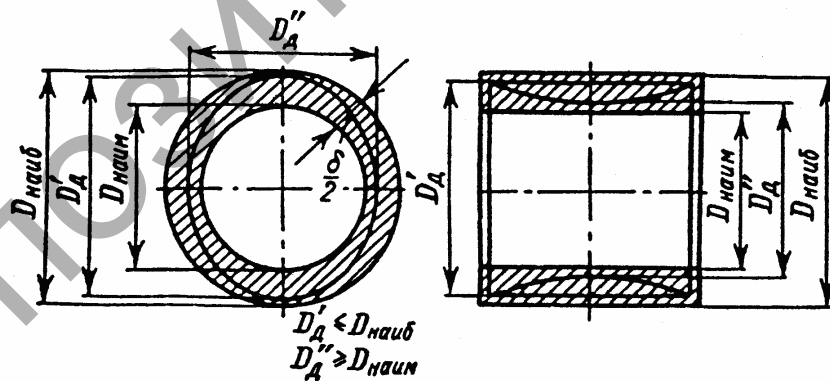


Рисунок 2.6 — Расположение предельных отклонений формы в пределах допуска на размер при отсутствии указаний

для которых указаны допуски параллельности, перпендикулярности, наклона или торцового биения. Неуказанный допуск плоскостности или прямолинейности равен указанному допуску расположения или торцового биения (ГОСТ 25069).

**Отклонения расположения:** отклонения от параллельности, от перпендикулярности, от заданного наклона, отклонения позиционные, отклонения от соосности, от пересечения осей, от симметричности. Отклонением расположения называется отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения. Количественно отклонения расположения оцениваются в соответствии с определениями, приведенными в ГОСТ 24642 и имеют свои условные обозначения. При оценке отклонений расположения отклонения формы рассматриваемых элементов и баз должны исключаться из рассмотрения. При этом реальные поверхности (профили) заменяются прилегающими, а за оси, плоскости симметрии и центры реальных поверхностей или профилей принимаются оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов. Отклонения и допуски расположения характеризуют координацию двух или нескольких поверхностей детали, а отклонения и допуски формы — правильность одной поверхности.

*Отклонения от параллельности* рассматриваются для разных элементов. Это может быть отклонение от параллельности осей в пространстве, осей в общей плоскости, прямых в общей плоскости, прямых в пространстве, оси и плоскости, прямой и плоскости, плоскостей, прямых в плоскости. Каждому из этих отклонений в ГОСТ 24642 дано соответствующее определение. Определения для осей и прямых объединены вместе.

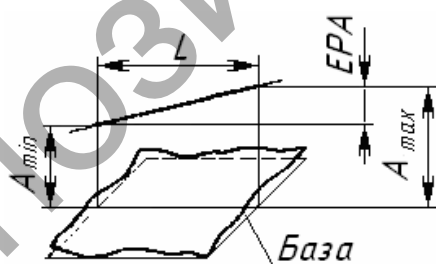


Рисунок 2.7 — Отклонение от параллельности оси (прямой) и плоскости

Отклонение от параллельности плоскостей и осей мы рассмотрели выше. Определения отклонений построены на геометрических зависимостях. Например, отклонение от параллельности оси (или прямой) и плоскости — это разность  $EPA$  наибольшего и наименьшего расстояний между осью (прямой) и плоскостью на длине нормируемого участка (рис. 2.7).

*Отклонения от перпендикулярности* рассматриваются для оси относительно плоскости, оси относительно плоскости в заданном направлении, плоскости или оси относительно оси, плоскостей, прямой относительно плоскости, прямой относительно плоскости в заданном направлении, прямой относительно прямой, т. е. они весьма разнообразны.

**Допуски расположения, поля допусков.** Следует различать номинальное и реальное расположение. *Допуск расположения* — это предел, ограничивающий допускаемое значение отклонения расположения. *Поле допуска расположения* — это область в пространстве или заданной плоскости, внутри которой должен находиться прилегающий элемент или ось, центр, плоскость симметрии в пределах нормируемого участка, ширина или диаметр которой определяются значением допуска, а расположение относительно баз — номинальным расположением рассматриваемого элемента.

**Степени точности.** Как и для допусков формы, так и для допусков расположения (параллельности, перпендикулярности, наклона, торцевого и полного торцевого биения, радиального и полного радиального биения, соосности, симметричности, пересечения осей) по ГОСТ 24643 для ограничения отклонений установлено 16 степеней точности. В интервалах до 2 500 или 10 000 мм заданы предельные отклонения расположения поверхностей.

**Отклонения и допуски взаимного расположения. Допуски в радиусном и диаметральном выражении.** Для ряда отклонений расположения (соосности, симметричности, пересечения осей, позиционного отклонения и отклонений формы заданного профиля или поверхности) кроме числового значения допуска следует указывать способ его задания в диаметральном или радиальном выражении. Это вызвано тем, что ограничиваться может либо наибольшее предельное отклонение от базы в любом возможном направлении  $R$  или  $T/2$ , либо целиком возможное поле отклонений ( $\varnothing$  или  $T$ ) при условии симметричного расположения относительно базового элемента. В соответствии с международной практикой диаметральное выражение допуска расположения является предпочтительным.

**Суммарные отклонения формы и расположения: биение радиальное, торцевое, в заданном направлении, полное радиальное и полное торцевое биение.** *Радиальное биение* поверхности вращения относительно базовой оси является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси. Оно равно разности  $ECR$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля

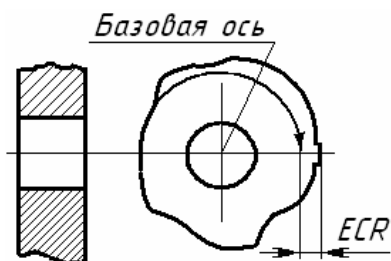


Рисунок 2.8 — Радиальное биение

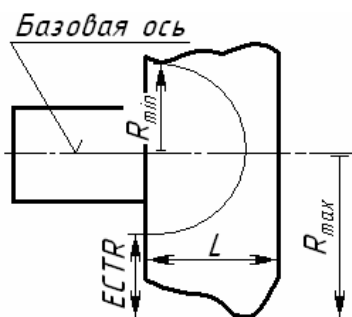


Рисунок 2.9 — Полное радиальное биение

поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 2.8). Если определяется разность  $ECR$  наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормированного участка до базовой оси (рис. 2.9), то находят *полное радиальное биение*. Оно является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.

*Торцовое биение* — это разность  $ECA$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Торцовое биение определяется в сечении торцевой поверхности цилиндром заданного диаметра, соосным с базовой осью, а если

диаметр не задан, то в сечении любого (в том числе и наибольшего) диаметра торцевой поверхности (рис. 2.10, а). *Полное торцовое биение* — это разность  $ECA$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 2.10, б).

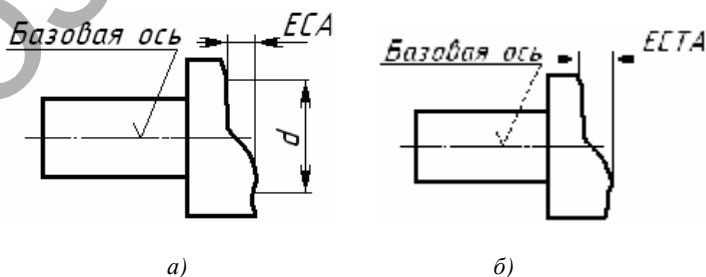


Рисунок 2.10 — Торцовое и полное торцовое биение

Измерить биение можно не только в радиальном и торцовом направлениях, но и во множестве других направлений, если имеются соответствующие поверхности. Эти направления называются заданными. Биение в заданном направлении представляет собой разность *ECD* наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление до вершины конуса (рис. 2.11).

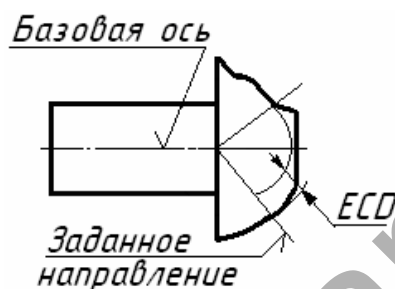


Рисунок 2.11 — Биение в заданном направлении

**Допуски формы заданного профиля и заданной поверхности.** До этого момента мы рассматривали или цилиндрические, или плоские поверхности, но огромное количество поверхностей имеет более сложный профиль. Посмотрите хотя бы на кузов легкового автомобиля. Там вы увидите разные профили и поверхности. Отклонение определяется в каждой точке профиля или поверхности по нормали к ней. Допуск формы заданного профиля может назначаться в диаметральном выражении — тогда это удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданного профиля, а если рассматривать его в радиусном выражении, то это наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданного профиля. Допуск формы заданной поверхности также может задаваться двояко. Допуск в диаметральном выражении — удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданной поверхности. Допуск в радиусном выражении — наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданной поверхности.

**Допуски биения, поля допусков. Степени точности.** Допуски биения назначаются в соответствии с ГОСТ 24643 для торцового биения и полного торцового биения для интервала размеров до 10 000 мм, а для обоих видов радиального биения в интервале до 2 500 мм. При назначении допусков торцового биения под номинальным размером понимается заданный номинальный диаметр или номинальный больший диаметр торцевой поверхности. При назначении допусков полного торцового биения под номинальным размером понимается номинальный больший диаметр

рассматриваемой торцовой поверхности. При назначении допусков радиального и полного радиального биения под номинальным размером понимается номинальный диаметр рассматриваемой поверхности. Под по-лем допуска биения надо понимать объем, внутри которого должны рас-полагаться все точки действительной поверхности. Для радиального биения этот объем имеет вид втулки, ось которой совпадает с базовой осью поверхности, а наружный и внутренний диаметры являются наи-большим и наименьшим значениями номинального диаметра поверхно-сти, но только не по допуску на диаметр, а по допуску на радиальное биение поверхности этого диаметра. Для торцового биения эта область пред-ставляет собой диск. В соответствии с ГОСТ 24643 имеется 16 степеней точности, но их количество можно увеличить, о чем уже говорилось.

**Зависимые допуски формы и расположения.** Допуски формы и расположения могут быть двоякого рода:

– *независимые* — допуски, величина которых определяется только заданным предельным отклонением расположения и не за-висит от действительных отклонений размеров рассматриваемых поверхностей, т. е. это обыкновенный допуск, который мы при-выкли проставлять на чертежах. Независимые допуски назнача-ют, когда надо обеспечить функциональную полноценность соеди-нения или точность данного элемента взаимосвязана с точнос-тью целого ряда других элементов (является звеном размерной цепи). При независимых допусках расположения годность изде-лия по данному параметру обычно проверяют универсальными измерительными инструментами;

– *зависимые* — допуски, величина которых зависит не только от заданного предельного отклонения расположения, но и от дей-ствительных отклонений размеров рассматриваемых поверхностей. Зависимые допуски ограничивают отклонения расположения при размерах координируемых поверхностей, соответствующих макси-муму материала детали, т. е. при наименьших предельных разме-рах отверстий и наибольших предельных размерах валов. Допус-кается превышение проставленных на чертеже предельных откло-нений расположения за счет отклонений от предельных действительных размеров координируемых поверхностей.

Зависимые допуски расположения преимущественно назначают на межосевые расстояния крепежных отверстий, соосность участ-

ков ступенчатых отверстий, на симметричность расположения шпоночных пазов и т. п. Эти допуски контролируют комплексными калибрами расположения, которые представляют собой прототипы сопрягаемых деталей. Зависимые допуски расположения экономичнее независимых за счет получающегося расширения пределов действительных отклонений и ускорения контроля. Во всех технически допустимых случаях они должны иметь преимущественное применение.

Есть еще один вид допусков — *разностные* (нестандартизованные) допуски, ограничивающие разность отклонений расположения поверхностей повторяющихся элементов детали. Этот вид допусков отражен только в отдельных литературных источниках, поэтому не будем их рассматривать как характерные.

**Расчет зависимых допусков на расстояния между осями отверстий.** При изготовлении деталей неизбежно некоторое смещение осей отверстий от заданного номинального расположения. В этом случае валы (болты или шпильки) свободно войдут в отверстия только при наличии гарантированного зазора. Этот зазор является компенсатором отклонения расстояния между осями отверстий относительно номинального расстояния между ними и обеспечивает собираемость деталей. Допуски на расстояния между осями отверстий определяют исходя из наилучшего для сборки случая (полагают, что зазор в соединении равен наименьшему зазору  $S_{\min}$ , образуемому при сочетании наименьшего предельного размера отверстия и наибольшего предельного размера вала).

**Соотношение между величиной зазора и величиной несоосности вала и отверстия.** Обозначим действительные размеры отверстий через  $D$ , вала — через  $d$ , величину зазора — через  $S$  и величину несоосности — через  $e$ .

Размерная цепь (рис. 2.12, см. с. 48), определяющая связь между величиной несоосности  $e$  отверстия и вала и величиной зазора  $S$ , будет равна  $d/2 + e + D/2 = d + S$ .

Преобразовывая это равенство (с учетом, что  $D - d = S$ ), получаем  $e = 0,5S_1$ . Если вал проходит через два отверстия, то несоосность двух отверстий не должна превосходить полусуммы обоих зазоров в этих сопряжениях, т. е.  $e = 0,5 (S_1 + S_2)$ .

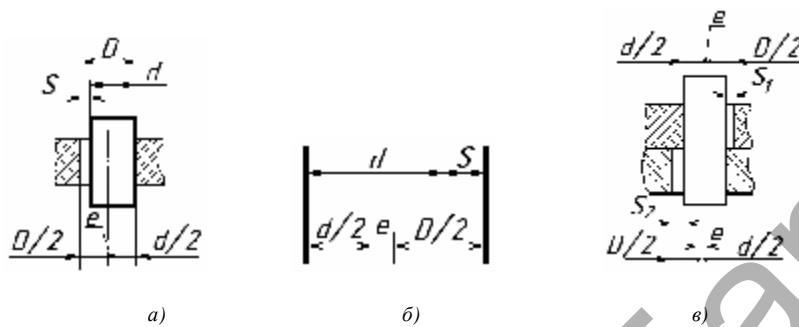


Рисунок 2.12 — Схема определения зазора при наличии отклонений от соосности отверстия и вала

**Расчет зависимых допусков на расстоянии между осями двух отверстий.** При соединении деталей болтами (рис 2.13, а) расстояние между осями отверстия  $L$  может изменяться в пределах от  $L_{\min}$  до  $L_{\max}$ . Тогда

$$L_{1 \max} - L_{2 \min} = e_1 + e_2 + e_3 + e_4. \quad (2.1)$$

Для противоположных предельных значений имеем

$$L_{2 \max} - L_{1 \min} = e_1 + e_2 + e_3 + e_4. \quad (2.2)$$

Складывая уравнения (2.1) и (2.2), получаем

$$(L_{1 \max} - L_{1 \min}) + (L_{2 \max} - L_{2 \min}) = 2(e_1 + e_2 + e_3 + e_4).$$

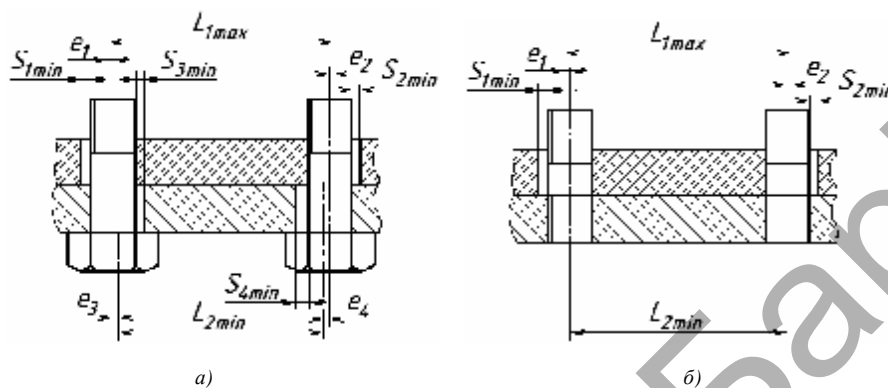
Разность между наибольшим и наименьшим значениями  $L$  есть  $TL$ , поэтому

$$TL_1 + TL_2 = 2(e_1 + e_2 + e_3 + e_4). \quad (2.3)$$

Допуская, что значения  $S_{\min}$  для всех сопряжений равны (что обычно имеет место при равных номинальных диаметрах отверстий), и заменяя ее на  $0,5S_{\min}$ , получаем  $TL_1 + TL_2 = 4S_{\min}$ .

Если номинальные размеры  $L$  равны, то  $TL_1 = TL_2 = TL$ . В результате

$$TL = 2 S_{\min}. \quad (2.4)$$



а — болтами; б — шпильками

Рисунок 2.13 — Эскизы соединений деталей

Обычно предельные отклонения координирующих размеров назначают симметричными, т. е. равными по абсолютной величине:

$$Es(L) = +TL/2 = +S_{\min}; \quad Ei(L) = -TL/2 = -S_{\min}. \quad (2.5)$$

При соединении деталей шпильками (рис. 2.13, б) лишь один их конец ввинчивают с натягом в резьбовое отверстие одной из деталей. Для этой детали величина несоосности  $e = 0$ . Если номинальные размеры  $L$  равны, то можно принять  $TL_1 = TL_2 = TL$ . В результате получим

$$TL = S_{\min}; \quad (2.6)$$

$$EsL = +S_{\min} / 2; \quad (2.7)$$

$$EiL = -S_{\min} / 2.$$

Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей определяют двумя способами:

- а) по предельному отклонению осей отверстий от номинального расположения;
- б) по предельному отклонению размеров, координирующих оси отверстий.

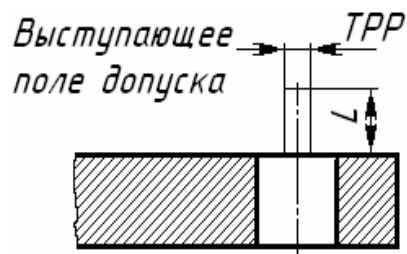


Рисунок 2.14 — Выступающее поле допуска

**Выступающие поля допусков расположения.** Выступающие поля допусков расположения — это поля допусков или часть их, ограничивающая отклонение расположения рассматриваемых элементов за пределами протяженности этих элементов (нормируемый участок выступает за пределы длины элемента — рис. 2.14).

Если надо задать выступающее поле допуска расположения, то после числового значения допуска указывают в кружке символ *P*.

Контур выступающей части нормируемого элемента ограничивают тонкой сплошной линией, а длину и расположение выступающего поля допуска — размерами (рис. 2.15).

**Принципы измерений и контроля типовых отклонений формы, расположения и суммарных отклонений формы и расположения.** Отклонения формы плоских поверхностей характеризуются отклонениями или от прямолинейности, или от плоскостности. Отклонение от прямолинейности определяется наибольшим расстоянием от точек реального профиля до геометрического, отклонение

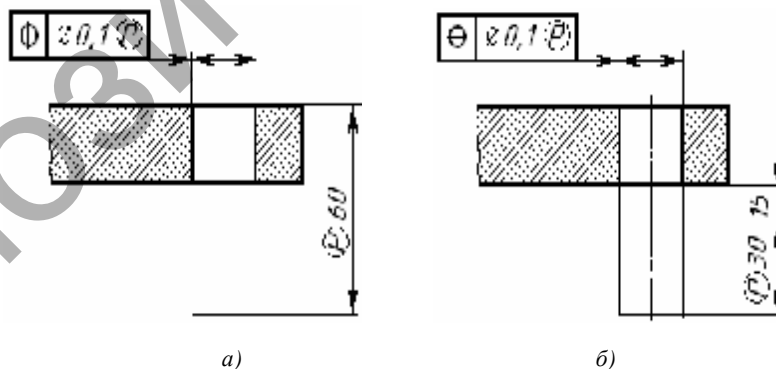


Рисунок 2.15 — Оформление технических требований к выступающему полю допуска

от плоскостности — наибольшим расстоянием от точек реальной поверхности до геометрической. Отклонение точек реального профиля зависят от того, каким образом задается прямая, выбранная в качестве геометрического профиля.

Аналогично отклонение от плоскостности может определяться по отношению к прилегающей плоскости, т. е. к плоскости, соприкасающейся с реальной поверхностью вне материала детали и расположенной по отношению к реальной поверхности таким образом, чтобы расстояние от наиболее удаленной точки реальной поверхности до этой плоскости было наименьшим. Поскольку представление о форме реального профиля или реальной поверхности можно получить только на основании результатов их изменения, то в практике имеют дело не с реальными, а с измеренными профилями и поверхностями.

**Измеренный профиль** — это профиль, воспроизведенный в результате измерения любого сечения реальной поверхности. **Измеренная поверхность** — это поверхность, воспроизведенная в результате измерения реальной поверхности.

Определение отклонений от прилегающей прямой или плоскости позволяет снимать наименьшее количество материала для получения отклонений в пределах установленного допуска. Однако существенным недостатком при этом является то, что положение прилегающих прямой и плоскости не может быть определено до тех пор, пока на основании результатов измерений не будет воспроизведен профиль или поверхность, после чего надо провести вычисления или графические построения, что требует дополнительного времени и высокой квалификации контролеров, но во многих случаях построение прилегающих прямой или плоскости не обязательно.

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

Предусмотрено два способа задания предельных отклонений на расположение осей отверстий:

а) позиционными допусками осей отверстий. Такой способ является предпочтительным при числе отверстий более двух. В этом случае поле допуска представляет собой номинально расположенный по толщине детали цилиндр, за пределы пространства которого не должна выходить ось действительного отверстия. Таким образом комплексно ограничиваются любые линейные и угловые отклонения расположения осей отверстий;

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

При любом из двух возможных способов задания допусков сначала определяют значение позиционного допуска в диаметральной выражении. Его подсчитывают в зависимости от типа соединения ( $A$  или  $B$ ), минимального зазора для прохода крепежной детали  $S_{\min}$  и степени использования этого зазора для компенсации отклонения расположения осей, определяемой коэффициентом  $K$ . Обычно позиционные допуски осей отверстий устанавливают одинаковыми для обеих соединяемых деталей по следующим зависимостям:  $T = KS_{\min}$  — для соединений типа  $A$  (болтами, заклепками, когда зазоры имеются в обеих деталях);  $T = 0,5KS_{\min}$  — для соединений типа  $B$  (винтами, шпильками, когда зазор есть только в одной детали).

Рекомендуется принимать  $K$  равным 1 или 0,8 для соединений, не требующих регулировки взаимного расположения деталей; 0,8 или 0,6 и меньше — для соединений, в которых нужна некоторая регулировка взаимного расположения деталей.

Например, при соединении двух деталей болтами М8 (рис. 2.16,  $a$ ) и  $K = 0,8$  находим:  $S_{\min} = 8,4 - 8 = 0,4$  мм,  $T = 0,8 \cdot 0,4 = 0,32$  мм. Ближайшим стандартным значением (по ГОСТ 14140) является 0,3 мм, которое и указываем на чертеже. Линейные или угловые координирующие размеры при этом заключаются в рамки и непосредственной проверке не подлежат. В случае задания допусков по второму способу (рис. 2.16,  $b$ ) при прямоугольных координатах в ГОСТ 14140 по  $T = 0,3$  мм при схеме четырех отверстий в два ряда находим на межцентровые расстояния отклонения  $\pm 0,22$  мм и на размеры по диагонали  $\pm 0,3$  мм (без второго ограничения отверстия могут оказаться в вершинах параллелограмма, а не прямоугольника). При полярных координатах аналогично по  $T = 0,3$  мм и схеме расположения отверстий в таблице того же стандарта

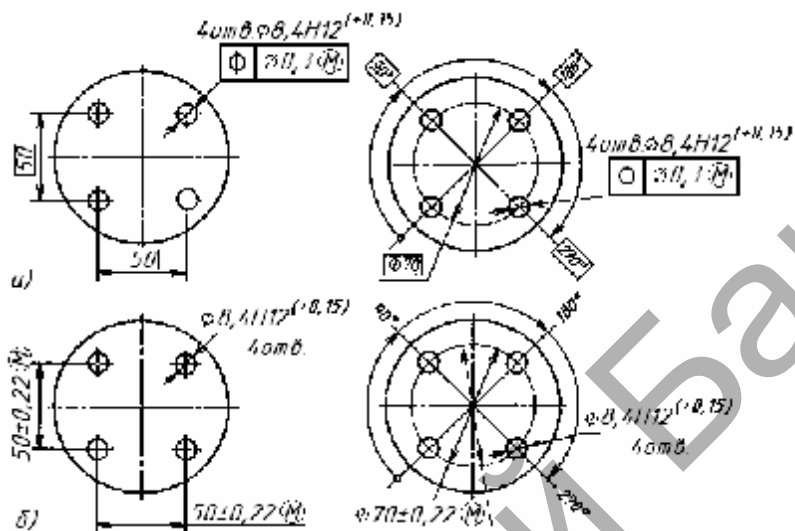


Рисунок 2.16 — Пример назначения допусков расположения отверстий для крепления деталей типа крышек

находим отклонения на диаметр окружности центров  $\pm 0,22$  мм и на центральный угол между осями любых двух соседних отверстий  $\pm 20'$ .

Схема взаимного соответствия полей допусков при двух методах задания предельных отклонений в системе прямоугольных координат показана на рисунке 2.17, *а* (см. с. 54), в полярных координатах — на рисунке 2.17, *б* (см. с. 54). Отклонения координирующих размеров не зависят от их величины, а определяются лишь принятой величиной позиционного допуска  $T$ .

#### Уровни относительной геометрической точности.

В ГОСТ 24643 даны рекомендуемые соотношения между допуском формы или расположения и допуском размера для тех видов допусков формы и расположения, которые являются составной частью допуска размера на основе истолкования предельных размеров по ГОСТ 24642. Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, плоскостности, прямолинейности и параллельности назначаются в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера. Исключение составляют случаи поверхностей несопрягаемых или легкодеформируемых

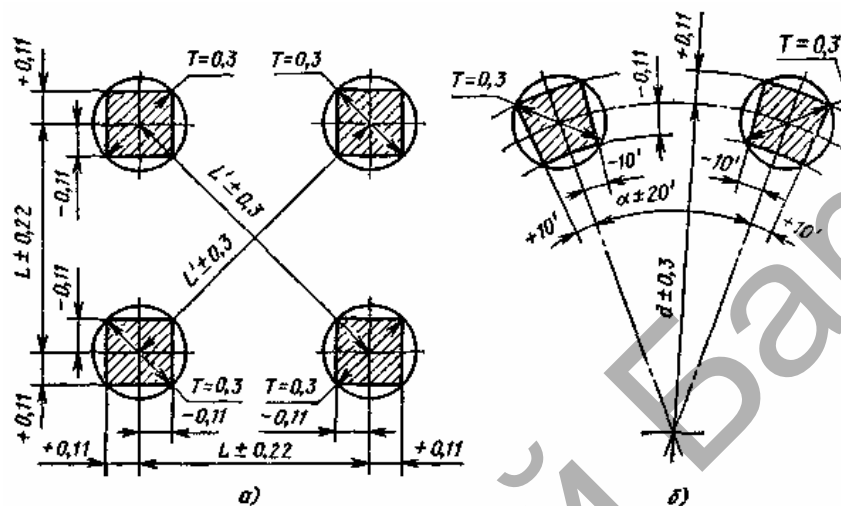


Рисунок 2.17 — Поля допусков в системе прямоугольных и полярных координат

элементов. В этих случаях допуск формы или расположения может и не быть составной частью допуска размера, а его числовое значение может превышать допуск размера.

Рекомендуются следующие уровни относительной геометрической точности, которые характеризуются соотношением между допуском формы или расположения и допуском размера:

*A* — нормальная относительная геометрическая точность (для допуска формы или расположения используется примерно 60% от допуска размера);

*B* — повышенная относительная геометрическая точность (для допуска формы или расположения используется примерно 40% от допуска размера);

*C* — высокая относительная геометрическая точность (для допуска формы или расположения используется примерно 25% от допуска размера).

Указанные уровни относительной геометрической точности не исключают возможности в обоснованных случаях назначать допуск формы или расположения, для которого используется менее 25% от допуска размера.

Допуски формы цилиндрических поверхностей, соответствующие уровням *A*, *B* и *C* относительной геометрической точности, состав-

ляют примерно 30, 20 и 12% от допуска размера, так как допуск формы ограничивает отклонение радиуса, а допуск размера — отклонение диаметра поверхности.

**Методы выбора требований к точности формы и расположения поверхностей.** К данным методам относятся метод аналогов, когда допуски в новом изделии назначают подобно допускам существующего изделия с учетом имеющейся информации о работе этого узла, и расчетный метод. В частности, можно воспользоваться методикой, приведенной в книге П. Ф. Дунаева и О. П. Леликова (Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 1981. 189 с., ил.).

**Выбор требований к точности формы и расположения поверхностей методом аналогов. Источники информации.** Выбор требований к точности формы и расположения поверхностей методом аналогов осуществляется в соответствии с рекомендациями различных источников информации. Данный вопрос хорошо освещен в «Справочнике конструктора-машиностроителя» В. И. Анурьева (Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. Т. 1. 728 с., ил.). В частности, руководящий технический материал БВ-РТМ-62-71 предлагает делать выбор следующим образом:

а) для свободных (несопрягаемых) поверхностей, для поверхностей деталей, к которым не предъявляется особых требований по точности центрирования или точности; для поверхностей деталей, у которых взаимное перемещение либо отсутствует, либо имеет эпизодический характер отклонения формы и расположения допустимы в пределах всего поля допуска размера;

б) при небольших нагрузках и скоростях относительных перемещений, повышенных требованиях к точности центрирования и стабильности натяга, для измерительных поверхностей калибров и технологических допусков формы и расположения при допусках размеров по 5—12-го квалитетам применяется нормальная относительная геометрическая точность (А);

в) при повышенных требованиях к плавности хода и герметичности уплотнений, для технологических допусков формы и расположения при допусках размеров грубее 12 квалитета — повышенная относительная геометрическая точность (В);

Т а б л и ц а 2.1 — Условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски формы	Допуск прямолинейности	
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Допуск параллельности	
	Допуск перпендикулярности	
	Допуск наклона	
	Допуск соосности	
	Допуск симметричности	
	Позиционный допуск	
	Допуск пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения	
	Допуск торцового биения	
	Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения	
	Допуск полного торцового биения	
	Допуск формы заданного профиля	
Допуск формы заданной поверхности		

г) при высоких скоростях и нагрузках, высоких требованиях к плавности хода, к точности и прочности в условиях воздействия больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций — высокая относительная геометрическая точность ( $C$ ).

д) при особо высоких требованиях по обеспечению кинематической точности, плавности и герметичности при больших давлениях, минимального трения, бесшумности, максимальной долговечности при тяжелых режимах работы — особо высокая относительная геометрическая точность ( $\delta < C$ ). Этот случай обычно относится к сортируемым на группы деталям.

**Аналитические методы оценки допустимых отклонений формы и расположения поверхностей.** Данные методы зависят от вида поверхностей и конструкции сопряженных деталей. Независимые допуски устанавливаются с учетом их влияния на физические и динамические характеристики узла машины. Здесь учитывают то, что биение приводит к неравномерности вращения и вызывает вибрации, эксцентриситет лимба дает погрешность показаний и т. д.

- Зависимые допуски рассчитывают тремя способами:
- с использованием наименьшего зазора посадки сопрягаемых элементов деталей;
  - с использованием доли допусков линейных размеров;
  - совмещением допусков размеров.

**Обозначение допусков формы и расположения на чертежах.** Обозначение допусков формы и расположения на чертежах выполняется в соответствии с правилами, установленными ГОСТ 2.308, где предусмотрены условные обозначения для допусков формы и расположения поверхностей (табл. 2.1), которые и рекомендуется применять. В том случае, если отсутствует знак вида допуска, возможна и текстовая запись. При условном обозначении данные о допусках формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две и более части. В первой клетке рамки помещают знак допуска по таблице, во второй — числовое значение допуска в миллиметрах, в третьей и последующих — буквенное обозначение базы (баз) или поверхности, с которой связан допуск расположения. Рамку соединяют с элементом, к которому относится допуск. В стандарте даны подробные инструкции о методах нанесения обозначений допусков и большое количество примеров.

### 3 Стандартизация и контроль волнистости и шероховатости поверхностей

*Влияние параметров микрогеометрии поверхности на качество продукции.*

*Параметры волнистости поверхностей.*

*Параметры и характеристики шероховатости. Высотные и шаговые параметры шероховатости поверхности. Относительная опорная длина профиля. Базовая длина. Влияние шероховатости на работоспособность и надежность детали. Оптимальная шероховатость, методы ее определения. Поверхности с регулярным микропрофилем. Выбор требований к шероховатости поверхности методом аналогов. Источники информации. Выбор и назначение комплексов параметров шероховатости поверхностей. Связь допуска размера, допуска формы и высотных параметров шероховатости технологических процессов обработки (получения) поверхностей.*

*Измерение и контроль шероховатости поверхности. Профилографы, профилометры, оптические приборы. Оценка шероховатости методом сравнения с образцами. Измерение шероховатости труднодоступных поверхностей.*

*Обозначение шероховатости поверхности на чертежах.*

Нормированием значений поверхностных неровностей стали заниматься сравнительно недавно. У нас в стране первый стандарт появился только в 1945 году.

**Влияние параметров микрогеометрии поверхности на качество продукции.** Отклонения расположения и формы, волнистость и шероховатость поверхности являются функциональными характеристиками, так как они определенным образом связаны с показателями тех свойств, совокупность которых называют качеством продукции. Эти связи исследованы далеко не полностью и не в одинаковой степени. Одни из них лишь эмпирически обнаружены, другие только качественно физически объяснены, и лишь сравнительно небольшая их часть определена количественно, т. е. известно то или иное эксплуатационное свойство, выраженное функцией  $f_3(P)$  размерных параметров.

Неровности поверхности оказывают большое влияние на важные в эксплуатационном отношении показатели жидкостного трения; газодинамического сопротивления и эрозионного износа; трения и износа при скольжении; трения, износа и вибраций при качении; статической и динамической непроницаемости; контактной жесткости, сопротивления усталостным разрушениям при переменных нагрузках; прочности прессовых соединений; прочности сцепления при притирании и склеивании; электрического и термического сопротивления; отражательной способности и сопротивления в радиоволноводах; коррозионной стойкости и качества лакокрасочного и гальванического покрытий; точности измерений и т. д.

Экспериментально обнаружено, что с ростом высоты волны снижаются контактная долговечность стальных цилиндрических образцов, максимальная грузоподъемность упорных подшипников, износостойкость стальных пальцев в паре с бронзовой втулкой, вероятность работы без «схватывания» стальных плоских образцов и т. д. Такие экспериментальные данные имеют локальное значение, их используют на тех предприятиях, где проводились наблюдения для выбора норм точности.

Точность сопряжения, установленная чертежом и определяемая зазором в соединении, в значительной степени зависит от шероховатости соприкасающихся поверхностей.

Ранее указывалось, что в период начального износа высота неровностей может уменьшиться на 65—75%. При малых размерах деталей и шероховатости поверхностей с  $Rz = 3—10$  мкм двойная высота неровностей  $Rz$  соизмерима с полем допуска на изготовление детали. Это означает, что в период начального износа поверхностей дополнительный зазор в соединении может достигнуть значения допуска на изготовление детали и точность соединения будет полностью нарушена. Вместо требуемого чертежом соединения 6-го качества точности фактически возникает соединение 7-го качества. Для предотвращения этого необходимо во всех случаях ответственных сопряжений, от которых требуется длительное сохранение установленной конструктором точности, вести обработку деталей при достижении минимальной шероховатости трущихся поверхностей.

При этом рекомендуется устанавливать необходимую высоту шероховатости в зависимости от точности проектируемого сопряжения путем расчета по формулам:

при диаметре сопряжения свыше 50 мм —  $Rz = (0,10—0,15)\delta$ ;

при диаметре сопряжения от 18 до 50 мм —  $Rz = (0,15—0,20)\delta$ ;

при диаметре сопряжения менее 18 мм —  $Rz = (0,20—0,25)\delta$ .

В этих формулах после допуска  $\delta$  детали и высота неровностей  $Rz$  выражены в микрометрах.

Прочность прессовых соединений непосредственно связана с шероховатостью сопряженных поверхностей. С увеличением высоты неровностей сопряженных поверхностей прочность прессовых соединений снижается. Например, прочность прессового соединения ступицы вагонного колеса с осью при высоте неровностей 36,5 мкм оказалась на 40% ниже прочности такого же соединения с высотой неровностей 18 мкм, несмотря на то, что натяг во втором соединении был на 15% меньше.

Прочность изделий при ударной нагрузке зависит от шероховатости поверхностей. При изменении  $Rz$  с 300 до 0,4 мкм ударная вязкость образцов из стали Ст5 повышается на 17%.

Благоприятное влияние снижения шероховатости поверхности еще лучше проявляется при испытании образцов металла повторными

ударными нагрузками. Число ударов до разрушения образца при переходе от  $Rz = 300$  мкм до  $Rz = 0,4$  мкм для стали Ст3 возрастает с 82 до 112 ударов, т. е. в 1,36 раза, а для стали Ст5 — с 17 до 28 ударов, т. е. в 1,7 раза.

Шероховатость поверхности оказывает значительное воздействие на хладноломкость стали. Испытание надрезанных образцов из стали Ст5 показало, что при  $100^\circ\text{C}$  и  $Rz = 300$  мкм работа разрушения составила 3,92 Дж, а при  $Rz = 0,4$  мкм — 17,7 Дж, т. е. увеличилась в 4,5 раза.

Усталостная прочность деталей тоже зависит от шероховатости их поверхностей. Наличие на поверхности детали, работающей в условиях циклической и знакопеременной нагрузок, отдельных дефектов и неровностей способствует концентрации напряжений, которые могут превысить предел прочности металла. В этом случае поверхностные дефекты и обработочные риски играют роль очагов возникновения субмикроскопических нарушений сплошности металла поверхностного слоя и его разрыхления, являющихся первопричиной образования усталостных трещин.

**Параметры волнистости поверхностей.** Под волнистостью поверхности понимают совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояния между смежными возвышенностями или впадинами превышает 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  $W_z$ . При  $S_w/W_z < 40$  отклонения относят к шероховатости поверхности, при  $40 \leq (S_w/W_z) < 1000$  — к волнистости, при  $S_w/W_z > 1000$  — к отклонениям формы.

Высота волнистости  $W_z$  — среднее арифметическое из пяти ее значений ( $W_1, W_2, \dots, W_5$ ), определенных на длине участка измерения  $L_w$ , равной не менее пяти действительным наибольшим шагам  $S_w$  волнистости (рис. 3.1):

$$W_z = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5)/5. \quad (3.1)$$

Наибольшая высота волнистости  $W_{\max}$  — расстояние между наивысшей и наименьшей точками измеренного профиля в пределах длины  $L_w$ , измеренное на одной полной волне.

Средний шаг волнистости  $S_w$  — среднее арифметическое значение длин отрезков средней линии  $S_{wi}$ , ограниченных точками их пересечения с соседними участками профиля волнистости:

$$S_w = 1/n \sum_{i=1}^n S_{wi}. \quad (3.2)$$

Форма волны зависит от причин, которые вызывают волнистость поверхности. Чаще волнистость имеет синусоидальный характер, что является следствием колебаний в системе станок — приспособление — инструмент — деталь, возникающих из-за неравномерности сил резания, наличия неуравновешенных масс, погрешностей привода и т. п.

**Параметры и характеристики шероховатости.** Шероховатостью поверхности согласно ГОСТ 25142 называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми

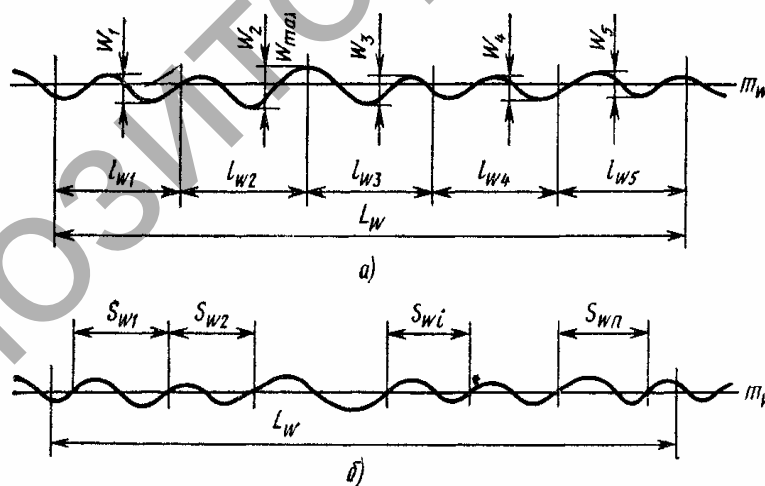


Рисунок 3.1 — Схема к определению параметров волнистости

шагами, выделенную с помощью базовой длины. Шероховатость поверхности изделий независимо от материала и способа изготовления можно оценивать количественно одним или несколькими параметрами: средним арифметическим отклонением профиля  $Ra$ , высотой неровностей профиля по десяти точкам  $Rz$ , наибольшей высотой неровностей профиля  $R_{max}$ , средним шагом неровностей  $S_m$ , средним шагом местных выступов профиля  $S$ , относительной опорной длиной профиля  $t_p$  ( $p$  — значение уровня сечения профиля (рис. 3.2)). Параметр  $Ra$  является предпочтительным. Базирование при измерении шероховатости производится по средней линии профиля.

**Высотные и шаговые параметры шероховатости поверхности.** Среднее арифметическое отклонение профиля  $Ra$  — среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx; \quad (3.3)$$

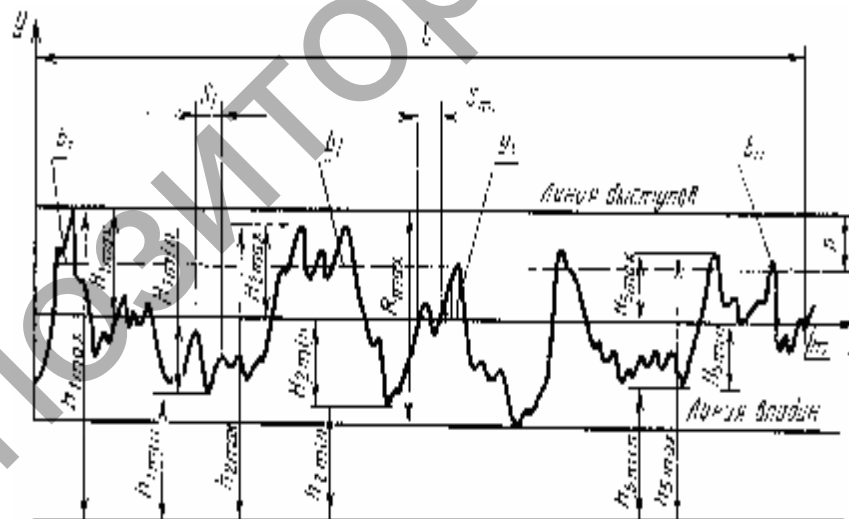


Рисунок 3.2 — Схема к определению параметров шероховатости

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (3.4)$$

где  $l$  — базовая длина;

$n$  — число выбранных точек профиля на базовой длине.

Отклонение профиля  $y$  — расстояние между любой точкой профиля и средней линией.

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

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

Средний шаг неровностей профиля  $S_m$  — среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины.

Средний шаг местных выступов профиля  $S$  — среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины.

Числовые значения параметров шероховатости  $Ra$ ,  $Rz$ ,  $R_{\max}$ ,  $S_m$  и  $S$  стандартизованы и приведены в ГОСТ 2789.

**Относительная опорная длина профиля.** Опорная длина профиля  $\eta_p$  — сумма длин отрезков  $b_i$ , отсекаемых на заданном уровне  $p$  в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины:

$$\eta_p = \sum b_i. \quad (3.5)$$

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

$$t_p = \eta_p / l. \quad (3.6)$$

Опорную длину профиля  $\eta_p$  определяют на уровне сечения профиля  $p$ , т. е. на заданном расстоянии между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль параллельно линии выступов

профиля. **Линия выступов профиля** — линия, эквидистантная средней линии, проходящая через высшую точку профиля в пределах базовой длины. Значение уровня сечения профиля  $p$  отсчитывают по линии выступов и выбирают из ряда 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90% от  $R_{\max}$ . Относительная опорная длина профиля  $t_p$  может быть равна 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90%.

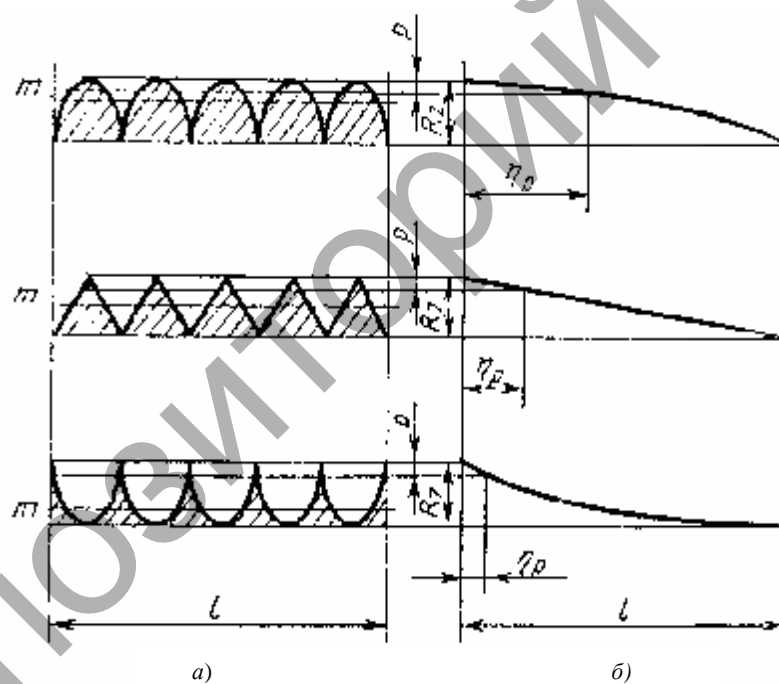
**Базовая длина.** **Базовая длина  $l$**  — длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. **Базовая линия (поверхность)** — линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности. Шероховатость является следствием пластической деформации поверхностного слоя детали, возникающего вследствие образования стружки, копирования неровностей режущих кромок инструмента и трения его о деталь, вырывания с поверхности частиц материала и других причин. Числовые значения шероховатости поверхности 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. Систему отсчета шероховатости от средней линии профиля называют **системой средней линии**. Измерение для надежности оценки шероховатости с учетом рассеяния показаний прибора и возможной неоднородности строения неровностей надо повторить несколько раз в разных местах поверхности и за результат измерения принять среднее арифметическое результатов измерений.

**Влияние шероховатости на работоспособность и надежность детали.** Шероховатость, волнистость, отклонения формы и расположения поверхностей деталей, возникающие при изготовлении, а также в процессе работы машины под влиянием силовых и температурных деформаций, уменьшают контактную жесткость стыковых поверхностей деталей и изменяют установленный при сборке начальный характер подвижных посадок.

В подвижных посадках, когда трущиеся поверхности деталей разделены слоем смазки (жидкостное трение) и непосредственно не контактируют, указанные погрешности приводят к неравномерности

величины зазора в продольных и поперечных сечениях, что нарушает ламинарное течение смазки, повышает температуру и снижает несущую способность масляного слоя.

При пуске, торможении, уменьшении скоростей, перегрузках машин и в других случаях условия для жидкостного трения не могут быть созданы, так как смазка не полностью разделяет трущиеся поверхности. В этом случае из-за отклонений формы, расположения и шероховатости поверхности и других погрешностей контакт сопрягаемых поверхностей деталей машин происходит по наиболее высоким вершинам неровностей поверхностей. Отношение фактической площади контакта к номинальной (рис. 3.3) при чистовой обработке деталей точением,



*a* — профили поверхностей; *б* — опорные кривые профилей поверхностей

Рисунок 3.3 — Профили поверхностей, имеющих разные эксплуатационные свойства

развертыванием и шлифованием составляет 0,25—0,3, и только при суперфинишировании и доводке это отношение может быть равно 0,4 и более.

При таком характере контакта давление на вершинах неровностей часто превосходит величину допускаемых напряжений, вызывая вначале упругую, а потом пластическую деформацию неровностей. Может иметь место отделение вершин некоторых неровностей из-за повторной деформации под действием больших контактных напряжений. Происходит также сглаживание отдельных соприкасающихся участков трущихся пар и интенсивный износ деталей в начальный период работы (приработка), что увеличивает зазор между сопряженными поверхностями.

Неровности, являясь концентраторами напряжений, снижают усталостную прочность деталей, особенно при наличии резких переходов, выточек и т. п. Так, при уменьшении шероховатости впадины нарезанной или шлифованной резьбы болтов с  $Ra = 1,25$  до  $Ra = 0,125$  допустимая предельная амплитуда цикла напряжений увеличивается на 20—50%, причем в большей степени у болтов из высокопрочных легированных термически обработанных сталей и в меньшей — у болтов из низколегированных и углеродистых сталей. Это объясняется большей чувствительностью легированных сталей к концентрации напряжений.

Выглаживание поверхностей (после точения или шлифования) алмазными наконечниками с радиусом сферы или цилиндра 2—3 мм на 25—40% повышает усталостную прочность и на 15—30% износостойкость деталей из легированных сталей (за счет создания остаточных напряжений сжатия и лучших параметров шероховатости).

Коррозия металла возникает и распространяется быстрее на грубообработанных поверхностях, особенно в местах концентрации напряжений; корродированные детали имеют в несколько раз меньшую прочность. Шероховатость поверхности и твердость — управляемые факторы. Шероховатость поверхности можно получить с заданной характеристикой у всех деталей партии, ее можно проверить, не повреждая детали.

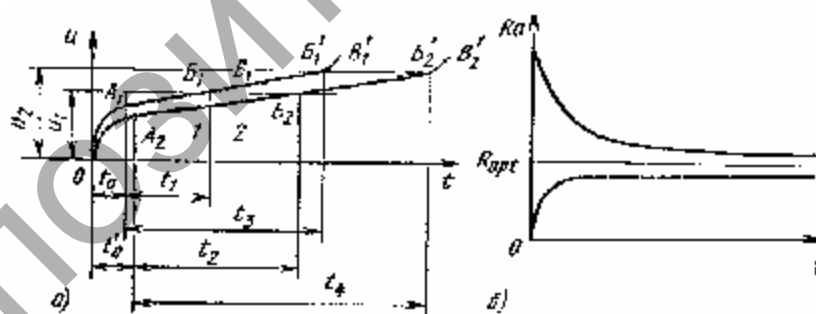
В неподвижных посадках отклонения формы, волнистость и шероховатость поверхности сказываются на ослаблении прочности соединения деталей вследствие неодинаковой величины натяга и смя-

тия гребней неровностей на сопрягаемых поверхностях при запрессовывании. Например, прочность прессового соединения вагонных осей со ступицами колес со средней высотой неровностей поверхности 36 мкм на 40—50% ниже прочности соединения тех же деталей со средней высотой неровностей поверхности 18 мкм, несмотря на то, что величина натяга до запрессовывания в первом случае была на 15% больше, чем во втором. Некруглость шариков диаметром 8 мм, равная 0,5 мкм, вызывает в подшипнике качения шум на 15—20 дБ больший, чем при некруглости шариков, равной 0,125 мкм.

**Оптимальная шероховатость, методы ее определения.**

В процессе работы машины различают три периода: обкатку, или приработку, когда у деталей повышенный износ; период нормальной работы (самый длительный) и период катастрофического износа, сопровождающийся постоянными, крупными и все более частыми поломками.

Получающаяся после приработки (при трении скольжения, трении качения и трении с проскальзыванием) шероховатость, обеспечивающая минимальный износ и сохраняющаяся в процессе длительной эксплуатации машин (участки  $A_1B_1$  и  $A_2B_2$  кривых на рисунке 3.4), называется оптимальной. Оптимальная шероховатость характеризуется высотой, шагом и формой неровностей (радиусом впадин, углом наклона неровностей в направлении движения и др.).



а — при разной износостойкости (1 — пониженной; 2 — повышенной);  
б — при разной начальной шероховатости















Рисунок 3.4 — Кривые, характеризующие износ вращающихся деталей

Параметры оптимальной шероховатости зависят от качества смазки и других условий работы трущихся деталей, их конструкций и материала. Оптимальная шероховатость не обязательно низкая. Так, перед испытаниями компрессора шероховатость наружной поверхности поршня соответствовала  $Ra = 0,7—1,0$  мкм, а зеркала цилиндра —  $Ra = 0,2—0,3$  мкм. После испытаний в идеальных условиях в течение 1 000 часов шероховатость поршня не изменилась, а шероховатость зеркала цилиндра стала  $Ra = 0,7—1,2$  мкм.

**Поверхности с регулярным микропрофилем.** В обоснованных случаях кроме величины шероховатости устанавливают требования к направлению неровностей и виду обработки. Направление неровностей представляет собой условный рисунок, образованный на поверхности режущими элементами инструмента в процессе обработки. Для основных типов направления неровностей в ГОСТ 2789 установлены наименования, условные обозначения на чертежах и схематические изображения: параллельное, перпендикулярное, перекрещивающееся, произвольное, кругообразное, радиальное (табл. 3.1). Это нужно для создания минимального коэффициента трения, так как известно, что наименьшие коэффициент трения и износ трущихся деталей получаются, когда направление движения не совпадает с направлением неровностей.

**Выбор требований к шероховатости поверхности методом аналогов.** Это очень распространенный метод, используемый

Т а б л и ц а 3.1 — Характеристики шероховатостей деталей и их обозначение

Направление неровностей	Типы направления неровностей	Обозначение направления неровностей	Направление неровностей	Типы направления неровностей	Обозначение направления неровностей
Параллельное			Произвольное		
Перпендикулярное			Кругообразное		
Перекрещивающееся			Радиальное		
—			—	—	—

в промышленности. В этом случае информацию получают из чертежей деталей или из справочников. С учетом сложившихся традиций и в соответствии с НД применяется параметр  $Ra$ , для проверки которого есть все нужные приборы и инструменты.

**Источники информации.** Источники информации о требуемых для проектируемой детали значениях параметров шероховатости находим в:

- справочниках конструктора;
- стандартах;
- литературе по триботехнике — науке, изучающей трение и износ деталей.

При необходимости назначения параметров шероховатости на технологических переходах используем:

- справочник конструктора;
- справочник технолога;
- личный опыт.

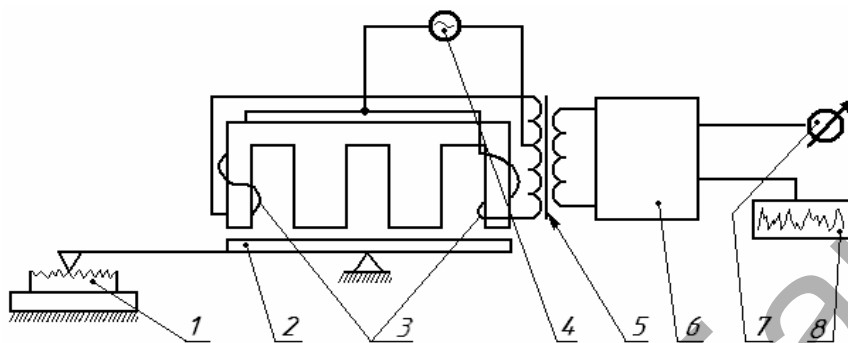
**Выбор и назначение комплексов параметров шероховатости поверхностей.** Выбор и назначение комплексов параметров шероховатости поверхностей зависят от условий, в которых будет работать деталь. Например, для трущихся поверхностей ответственных деталей целесообразно регламентировать допустимые значения  $Ra$  и  $t_p$ , а также направление неровностей; для функционально важных поверхностей циклически нагруженных ответственных деталей —  $R_{max}$ ,  $S_m$  (или  $S$ ) и направление неровностей; для соединения с натягом — только  $Ra$ . Чем ниже точность данной поверхности, тем грубее можно задавать для нее параметры шероховатости (это экономичнее и шероховатость будет гарантированно обеспечиваться технологически одновременно с размером без дополнительной обработки). Для неответственных поверхностей конструктор может не указывать шероховатость, в таком случае она не контролируется. Малая шероховатость наружных, видимых глазом поверхностей может задаваться из соображений удобства или эстетики.

**Связь допуска размера, допуска формы и высотных параметров шероховатости технологических процессов обработки (получения) поверхностей.** При нормировании шероховатости поверхностей рекомендуется согласовывать допуск на шероховатость с допусками размеров, формы и расположения поверхностей. Высота неровностей  $Rz$  не должна превышать: 5% допуска размера

при допуске формы и расположения, составляющем 25% допуска размера; 10% допуска размера при допуске формы и расположения, составляющем 40% допуска размера; 20% допуска размера при допуске формы и расположения, составляющем 60% допуска размера. При допуске формы и расположения, превышающем 60% допуска размера, устанавливается шероховатость поверхности с высотой неровностей  $R_z$ , составляющей 20% и более допуска размера.

**Измерение и контроль шероховатости поверхности.** Эти понятия на первый взгляд идентичны, но специалист должен помнить, что при измерении любого параметра получают численные значения измеряемой величины, а при контроле определяют, входит ли деталь по контролируемому параметру в рамки наибольшего и наименьшего допустимых размеров. Как было сказано выше, все стандартизуемые параметры шероховатости определяются по профилю поверхности. Во всем мире профильный метод — основной в оценке шероховатости, но детали машин контактируют друг с другом по поверхности, и было бы вернее оценивать шероховатость по поверхности, а не по профилю. На основе этих двух методов и проводится измерение и контроль шероховатости поверхности.

**Профилографы, профилометры, оптические приборы.** На использовании профильного метода основаны широко распространенные приборы для измерения шероховатости: профилометры и профилографы системы  $M$ , т. е. системы средней линии профиля. Профилографом называется прибор, регистрирующий координаты профиля поверхности. Записанная профилограмма несет максимальную информацию о профиле поверхности, а также является исходным документом для определения всех нормируемых по ГОСТ 2789 параметров. Профилометром называется контактный (щуповой) прибор, служащий для измерения шероховатости поверхности по системе  $M$  (рис. 3.5). В обоих этих приборах щупом служит алмазная игла с радиусом 2, 5 или 10 мкм. Это ограничивает область их применения. Невозможно измерение очень большой шероховатости, так как игла, застряв во впадине профиля, может сломаться, а при измерении малой шероховатости большой радиус не позволяет игле опуститься на дно впадины и, тем самым, значения шероховатости занижаются.



1 — алмазная игла; 2 — ярлык; 3 — катушки сердечника; 4 — генератор звуковой частоты;  
5 — дифференциальный трансформатор; 6 — электронный усилительный блок;  
7 — показывающий прибор; 8 — записывающий прибор

Рисунок 3.5 — Схема профилографа-профилометра модели 201

Профилографы и профилометры выпускают двух типов: типа А — для измерения номинально прямолинейных поверхностей — и типа Б — для определения шероховатости одной или нескольких номинально непрямолинейных поверхностей. Работа этих приборов основана на контактных методах, в отличие от оптических приборов, работающих бесконтактным методом. Среди них наибольшее распространение получили методы светового сечения, теневой проекции, метод с применением растров, микроинтерференционные методы.

Принципиальная схема метода светового сечения приведена на рисунке 3.6. Освещенная узкая щель  $S$  проецируется микроскопом  $A_1$  на поверхности  $P_1$  и  $P_2$ , образующие ступеньку высотой  $H$ . Изображение щели на поверхности  $P_1$  займет положение  $S'_1$ , а на поверхности  $P_2$  — положение  $S'_2$ . В поле зрения микроскопа

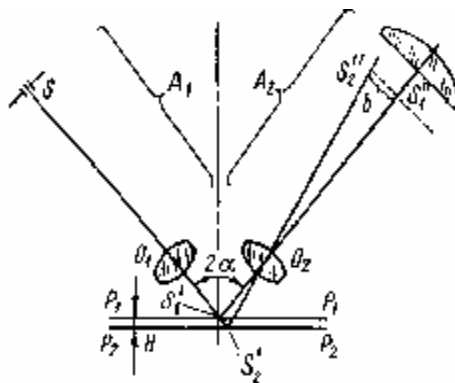


Рисунок 3.6 — Схема прибора светового сечения

$A_2$ , ось которого расположена под углом  $90^\circ$  к оси проецирующего микроскопа, изображение щели будет иметь вид световой ступеньки ( $O_1$  и  $O_2$  — объективы микроскопов  $A_1$  и  $A_2$ ). Размер ступеньки  $b$ , соответствующий смещению изображения  $S_2''$  относительно  $S_1''$ , служит мерой высоты ступеньки  $H$  (высоты неровности) и отсчитывается окулярным микрометром. Такими приборами измеряются шероховатости средней высоты (от 0,8 до 80 мкм).

*Принцип теневой проекции* (рис. 3.7) представляет собой видоизмененный принцип светового сечения, в котором граница между светом и тенью создается острием ножа. С помощью приборов, использующих этот принцип измеряется большая шероховатость (от 40 до 1 600 мкм).

Сущность *растрового метода* измерения шероховатости поверхности состоит в том, что измеряемая поверхность рассматривается в микроскоп и одновременно на изображении поверхности накладывается муаровая картина, получаемая в результате переналаживания штрихов исходного и рабочего растров.

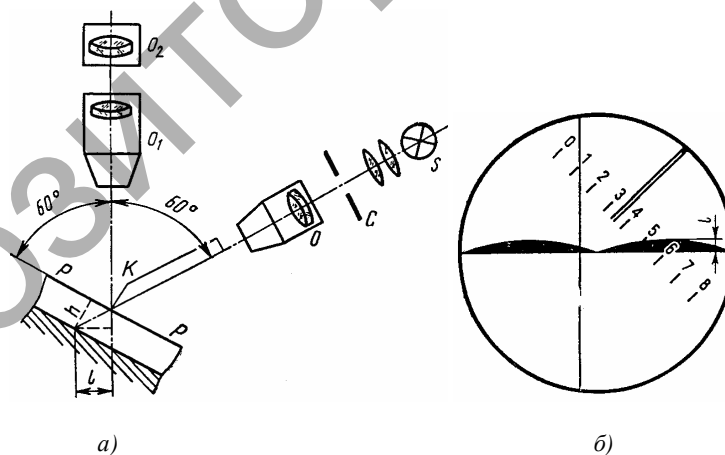


Рисунок 3.7 — Схема прибора теневой сечения (а) и поле зрения прибора теневой сечения ПТС-1 (б)

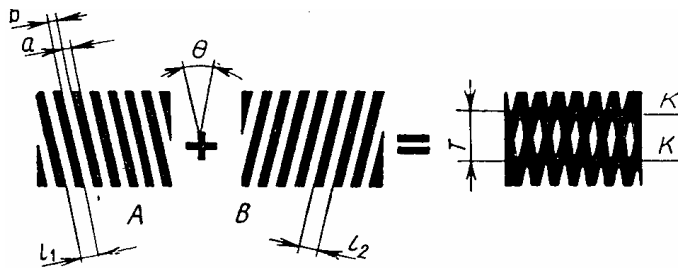


Рисунок 3.8 — Схема наложения растров и получаемое изображение

Растрами называют совокупности расположенных на одинаковом расстоянии прямолинейных непрозрачных штрихов, разделенных прозрачными промежутками (рис. 3.8). По искривлениям муаровых полос в зависимости от шероховатости поверхности судят о величине неровностей.

При *микробиинтерференционном методе* измерения шероховатости измеряемая поверхность рассматривается в микроскоп (рис. 3.9), одновременно на изображение поверхности накладываются интерференционные полосы, которые искривляются в зависимости от шероховатости поверхности. Свет от источника  $L$  проходит через конденсор  $K$  и диафрагму  $D$  и разделяется полупрозрачной пластинкой  $M$  на два когерентных пучка. Один из пучков падает через микрообъективы  $O_1$  на исследуемую поверхность  $S_1$ , отразившись от которой снова попадает в объектив  $O_1$  и фокусируется в плоскости  $B$ , являющейся фокальной плоскостью окуляра  $O_k$ . Второй пучок проходит разделительную пластинку  $M$  и микрообъектив  $O_2$ , падает на зеркало сравнения  $S_2$ , наклоненное относительно

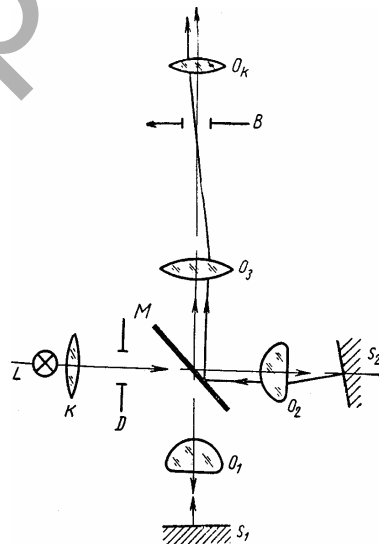


Рисунок 3.9 — Схема интерферометра

оптической оси на небольшой угол. Объектив  $O_2$  проецирует изображение зеркала сравнения  $S_2$  также в плоскости изображения  $B$ . В результате сложения этих двух когерентных пучков света в плоскости  $B$  возникают интерференционные полосы. По искривлению интерференционных полос определяют высоту неровностей. Интерферометры позволяют измерять только небольшие высоты неровностей (от 0,005 до 1 мкм, а в некоторых случаях до 10 мкм), так как при больших значениях интерференционная картина пропадает.

По методу светового сечения работают двойные микроскопы МИС-11, ПСС-2. Принцип теневой проекции используется в приборах ПТС-1 и ТСП-4М, растрового метода — в микроскопе ОРМ-1, на микроинтерференционном методе построены двойные микроскопы МИИ-4, МИИ-9, МИИ-10, МИИ-11 и МИИ-12.

#### Оценка шероховатости методом сравнения с образцами.

На рабочем месте не всегда удобно пользоваться существующими приборами для измерения шероховатости поверхности, поэтому широко распространен метод контроля шероховатости сравнением изделия с аттестованной деталью или со стандартным образцом шероховатости. Этот метод не дает числовой оценки шероховатости, но в пределах небольшого разброса величин шероховатости позволяет оценить шероховатость поверхности. Сущность метода состоит в том, что осязанием (царапаньем ногтем) или визуально (на глаз) с помощью лупы или специального микроскопа сравнения поверхность детали сравнивается с поверхностью стандартного образца. При контроле с помощью микроскопа сравнения в поле зрения одновременно наблюдаются контролируемая деталь и поверхность стандартного образца при одинаковом увеличении и освещенности. В этом случае в качестве образца могут

использоваться детали или специально изготовленные образцы, рабочие образцы шероховатости поверхности по ГОСТ 2789 (рис. 3.10). Рабочие образцы шероховатости должны изготавливаться с  $Ra$  от 10 до 0,02 мкм из стали и чугуна для следующих видов обработки: наружное точение, внут-

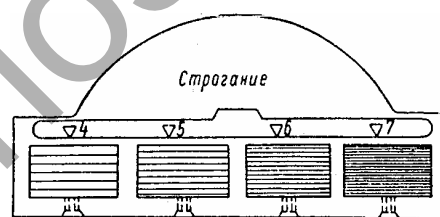


Рисунок 3.10 — Внешний вид образцов шероховатости

решения расточка, развертывание, торцовое и цилиндрическое фрезерование, строгание, круглое, плоское, торцовое и внутреннее шлифование, полирование, доводка. Допускаются образцы и с другими видами обработки. Образцы имеют цилиндрическую или плоскую форму. Это зависит от того, какая форма получается при данном виде обработки.

**Измерение шероховатости труднодоступных поверхностей.** Часто встречаются изделия, шероховатость поверхностей которых невозможно определить с помощью приборов. В таких случаях применяют метод слепков. Сущность его состоит в том, что по определенному рецепту изготавливают специальную массу, которую с усилием прижимают к поверхности измеряемой детали. После того как масса застынет, она отделяется от поверхности. Граница соприкосновения массы с поверхностью повторяет неровности, имеющиеся на испытуемой поверхности. Измерив шероховатость поверхности слепка, можно определить параметры шероховатости проверяемой поверхности.

Материалами для изготовления слепков могут быть: целлулоид, легкоплавкие сплавы, гипс-хромпик, лак-цапон, парафин, сера, масляная гуттаперча и др. Наилучшие результаты дают масляная гуттаперча и воск.

**Обозначение шероховатости поверхности на чертежах.** Согласно ГОСТ 2.309 шероховатость поверхностей обозначают на чертеже для всех выполняемых по нему поверхностей детали, независимо от методов их образования, кроме поверхностей детали, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции. Структура обозначения шероховатости приведена на рисунке 3.11 (см. с. 76). В обозначении шероховатости поверхности, вид обработки которой конструктор не устанавливает, применяют знак, показанный на рисунке 3.11, б (см. с. 76). Этот знак является предпочтительным. В обозначении шероховатости поверхности, образуемой удалением слоя материала, применяют знак, приведенный на рисунке 3.11, в (см. с. 76). Если поверхность образуется без снятия материала (литьем, ковкой, объемной штамповкой, прокаткой, волочением), применяют знак, показанный на рисунке 3.11, г (см. с. 76).

Значение параметра шероховатости указывают в обозначении после соответствующего символа, например: Ra 0,5,  $R_{\max}$  6,3,  $S_m$  0,63,  $S_0$  32,  $Rz$  32,  $t_{50}$  70. Здесь указаны наибольшие допустимые значения параметров шероховатости, их наименьшие значения

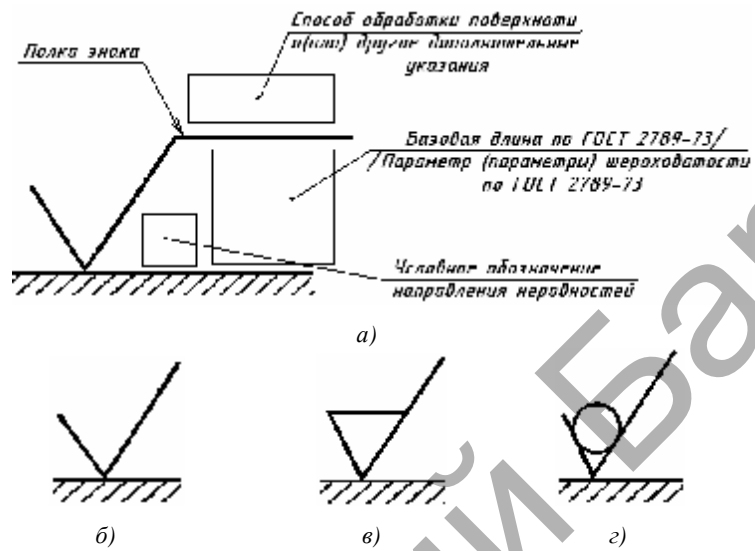


Рисунок 3.11 — Структура обозначения шероховатости поверхности

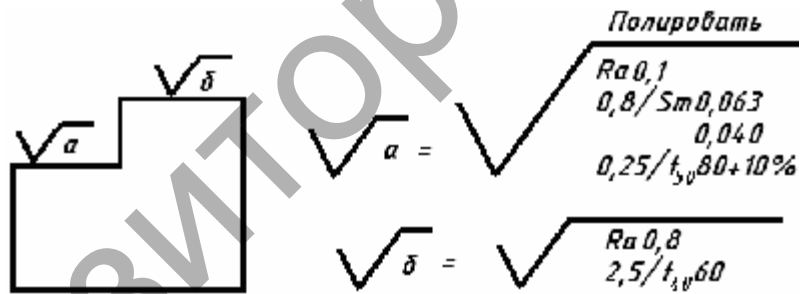


Рисунок 3.12 — Примеры обозначения шероховатости поверхности

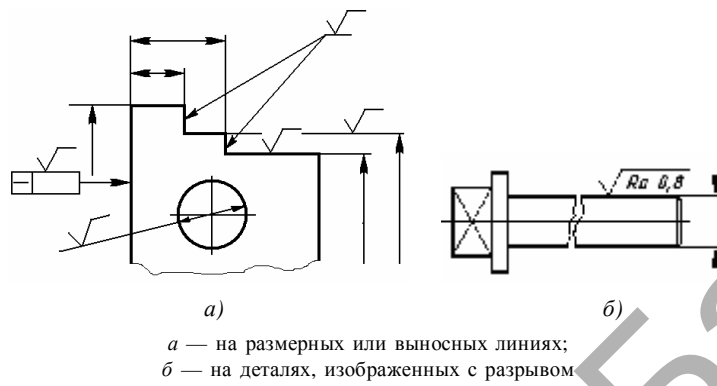


Рисунок 3.13 — Примеры обозначения шероховатости поверхностей

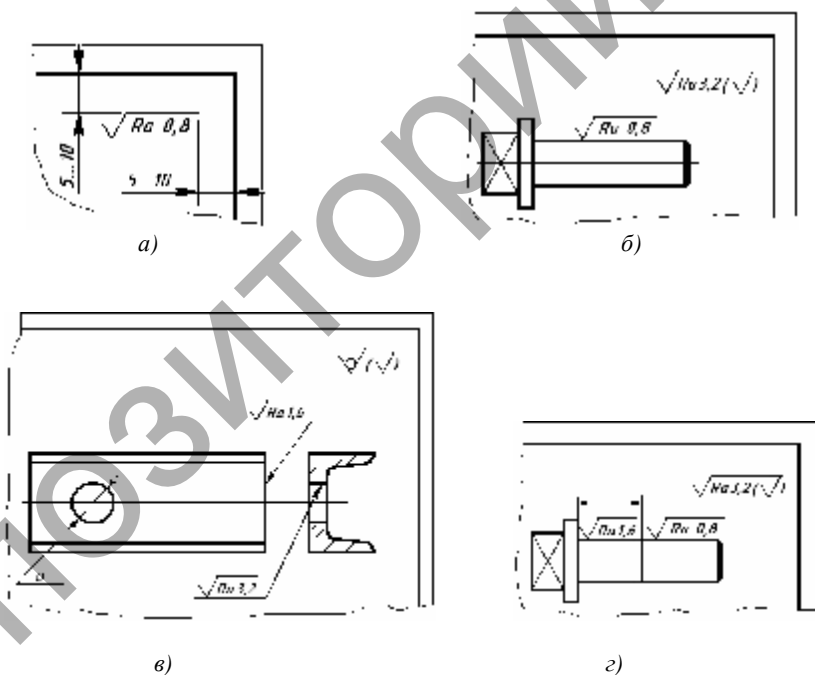


Рисунок 3.14 — Примеры специфических случаев обозначения шероховатости

не ограничиваются. Можно указывать вид обработки, если он является единственным для данной поверхности (рис. 3.12, см. с. 76).

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок. При недостатке места допускается располагать обозначения шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, а также разрывать выносную линию (рис. 3.13, а, см. с. 77). При изображении изделия с разрывом обозначение шероховатости наносят только на одной части изображения, по возможности ближе к месту указания размеров (рис. 3.13, б, см. с. 77).

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей детали обозначение шероховатости помещают в правом верхнем углу чертежа и на изображение не наносят (рис. 3.14, а, см. с. 77). При указании одинаковой шероховатости для части поверхностей детали в правом верхнем углу чертежа помещают обозначение одинаковой шероховатости аналогично показанному на рисунке 3.14, б, см. с. 77.

Когда часть поверхностей изделия не обрабатывается по данному чертежу, в правом верхнем углу чертежа помещают знаки, показанные на рисунке 3.14, в. Если шероховатость одной поверхности различна на отдельных участках, эти участки разграничивают сплошной тонкой линией с нанесением соответствующих размеров и обозначений шероховатости (рис. 3.14, г, см. с. 77).

## 4 Калибры гладкие

*Классификация калибров. Нормальные и предельные калибры. Принцип проектирования рабочих поверхностей калибров. Конструкции калибров, маркировка.*

*Схемы расположения полей допусков калибров. Расчет предельных размеров калибров. Исполнительный размер. Требование к точности формы, расположению и шероховатости поверхностей калибров.*

*Указание технических требований на чертежах калибров.*

**Классификация калибров.** При изготовлении деталей их действительные размеры в силу разных причин иногда оказываются вне поля допуска. Годность действительных размеров устанавливают или путем

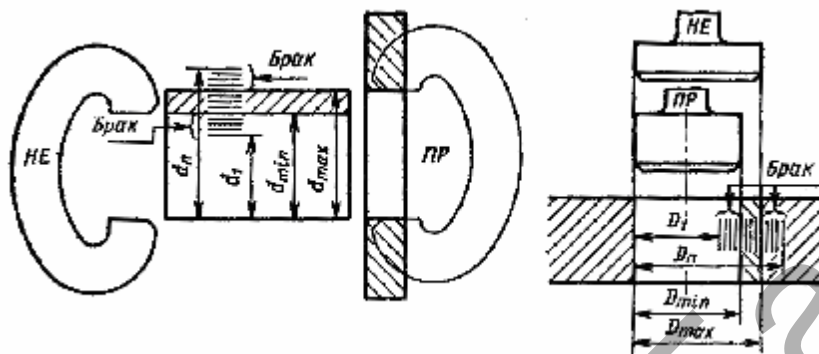


Рисунок 4.1 — Схема контроля цилиндрических поверхностей гладкими калибрами

их измерения, или путем контроля. Измерить — значит определить действительный размер с заданной точностью в принятых линейных единицах с помощью универсальных средств измерений (СИ). Сравнив полученные в нескольких сечениях размеры с предельными, делают заключение о годности детали. Этот метод применяют в единичном и мелкосерийном производствах. Проверять — значит установить факт годности или негодности проверяемого размера, что часто возможно без определения его действительной величины. Этот метод используется в массовом и серийном производствах, для чего применяют гладкие предельные калибры (рис. 4.1).

Калибрами называют средство контроля, воспроизводящее геометрические параметры элементов изделия, определяемые заданными предельными линейными или угловыми размерами, и контактирующее с элементом изделия по поверхностям, линиям или точкам. Под элементом изделия понимается конструктивно законченная часть изделия, например отверстие, паз, выступ и т. д. Геометрические параметры элементов изделия — это линейные и угловые величины элемента изделия, форма его поверхности и взаимное расположение поверхностей элемента изделия. Калибры представляют собой бесшкальные СИ, бывают предельные и нормальные. Гладкие предельные калибры впервые появились в военной промышленности и в конце XIX века стали переходить в гражданские отрасли.

ГОСТ 27284 приводит деление всех калибров по трем типам:

- по форме рабочих поверхностей (гладкие, конусные, резьбовые, цилиндрические резьбовые, конусные резьбовые, шпоночные, шлицевые, профильные);
- по назначению (проходные, непроходные, поэлементные, комплексные, рабочие, приемные, контрольные, установочные, сортировочные, глубины (высоты) уступа);
- по конструктивным признакам (пробка, скоба, кольцо, втулка, нерегулируемые, регулируемые, полные, неполные, однопредельные, двухпредельные, односторонние двухпредельные, двусторонние двухпредельные).

**Нормальные и предельные калибры.** Н о р м а л ь н ы м к а л и б р о м называется такой калибр, который воспроизводит заданный линейный или угловой размер и форму сопрягаемой с ним поверхности контролируемого элемента (ГОСТ 27284). Нормальные калибры представляют собой точные шаблоны и применяются для контроля сложных профилей, например, эвольвентных. О годности деталей судят по равномерности зазора, который образуется между проверяемым профилем и рабочим профилем нормального калибра. Чем меньше протяженность и величина получающихся между ними зазоров, которые оценивают «на просвет» или «на краску» (по оставляемым следам слегка смазанного шаблона) либо с помощью набора щупов, тем выше точность изготовления. В промышленности шаблоны широко применяют при обработке криволинейных контуров и фасонных поверхностей.

**П р е д е л ь н ы м** называется калибр, воспроизводящий проходной и (или) непроходной пределы геометрических параметров элементов изделия. Предельные калибры позволяют установить, находится ли проверяемый размер в пределах допуска. Обычно для образования стандартных посадок такой контроль гарантирует качественное соединение деталей.

**Принцип проектирования рабочих поверхностей калибров.** В основу конструирования гладких калибров положен принцип подобия, по которому проходные калибры должны являться прототипами сопрягаемой детали и контролировать в комплексе все виды погрешностей данной простой или сложной (шлицевой) поверхности. Непроходные калибры должны иметь контакт, при-

ближающийся к точечному, чтобы проверять у каждого элемента отдельно, не нарушен ли его непроходной предел.

**Конструкции калибров, маркировка.** Гладкие калибры весьма разнообразны по конструкции, варианты которой рекомендованы ГОСТ 24851. Рассмотрим их на рисунках 4.2 и 4.3 (см. с. 82).

Калибры должны изготавливаться в соответствии с требованиями ГОСТ 24851 по рабочим чертежам, утвержденным в установленном порядке. У непроходных калибров и непроходных сторон калибров предусмотрены отличия:

а) уменьшенная длина рабочей поверхности по сравнению с проходным калибром (проходной стороной);

б) для нутромеров наличие кольцевой канавки на стержне;

в) для двусторонних калибров-скоб наличие фаски  $45^\circ$  на сопряжениях передней и боковой плоскостей. Рабочие элементы калибров должны изготавливаться из стали марки Х по ГОСТ 5950 или ШХ по ГОСТ 801, возможно применение сталей марок У10А и У12А по ГОСТ 1435, а также калибров диаметром более 10 мм из стали марок 15 или 20 по ГОСТ 1050.

Рабочие поверхности калибров должны покрываться износостойким слоем хрома и иметь твердость в пределах 57...65 HRC<sub>3</sub>.

Порядок маркировки калибров определяет ГОСТ 2015, который требует, чтобы на каждом калибре были нанесены:

а) номинальный диаметр отверстия (вала);

б) обозначение поля допуска отверстия (вала);

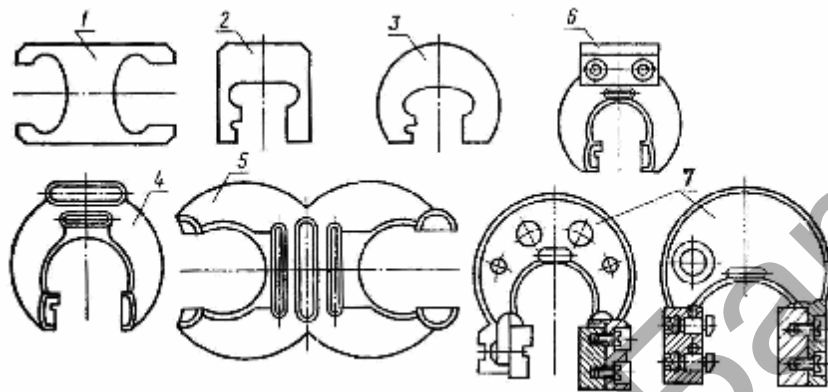
в) числовые величины предельных отклонений отверстия (вала);

г) обозначение назначения калибра (например, ПР, НЕ, К-И и т. д.);

д) товарный знак предприятия-изготовителя.

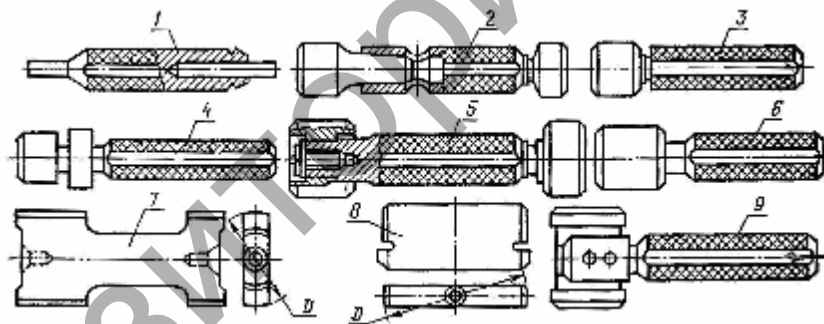
Маркировка наносится на передний торец пробки или на боковую сторону скобы.

**Схемы расположения полей допусков калибров.** Схемы расположения полей допусков калибров задаются ГОСТ 24853, они различны для валов и отверстий (рис. 4.4, см. с. 83). Для диаметров до 180 мм принята одна схема расположения полей допусков калибров, а для размеров свыше 180 до 500 мм — другая. Схемы расположения полей допусков калибров зависят также от качества изделия: 6, 7 и 8-й качества — одна схема, от 9 до 17-го — вторая схема. В расчетных схемах калибров предусмотрена, как вы видите, граница износа, которая для точных валов и отверстий выходит за поле допуска детали.



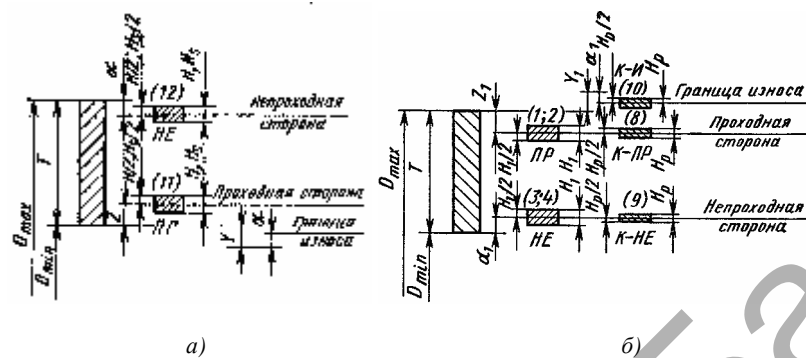
- 1 — скоба листовая двусторонняя; 2 — скоба листовая прямоугольная односторонняя;  
 3 — скоба листовая круглая односторонняя; 4 — скоба штампованная односторонняя;  
 5 — скоба штампованная двусторонняя; 6 — скоба с ручками штампованная односторонняя; 7 — скоба регулируемая

Рисунок 4.2 — Типы калибров для валов



- 1 — пробка двусторонняя с цилиндрической вставкой;  
 2 и 3 — пробка двусторонняя и проходная со вставками и коническим хвостовиком;  
 4 — пробка односторонняя двупредельная; 5 и 6 — пробка двусторонняя и проходная с накладками; 7 — пробка листовая с накладками; 8 — пробка листовая односторонняя;  
 9 — пробка неполная с ручками

Рисунок 4.3 — Калибры для отверстий



а — калибры для отверстия; б — калибры для вала (в скобках указаны номера видов калибров по ГОСТ 24851)

Рисунок 4.4 — Схемы расположения полей допусков калибров на размеры свыше 180 мм

В стандартах всех стран приняты схемы, при которых поля допусков калибров частично перекрываются полями допусков изделий. У изделий высокой точности, имеющих малые допуски, перекрытие выбрано наименьшим и, следовательно, поля допусков в большей мере, чем у изделий неточных, переходят за границы чертежных полей допусков. Это сделано потому, что всякое дальнейшее уменьшение допуска изделия по сравнению с чертежным вызывает возрастающие трудности изготовления. У неточных изделий большое перекрытие малозаметно при изготовлении. Допуски на неточность изготовления калибров взяты из системы ИСО.

**Расчет предельных размеров калибров.** Расчет предельных размеров калибров осуществляется в строго установленном порядке. Исполнительные размеры калибров должны определяться по формулам, указанным в таблице ГОСТ 24853, там же приведены все нужные данные для проектирования калибров.

**Исполнительный размер.** При конструировании калибров на рабочих чертежах приходится проставлять их исполнительные размеры обычно с таким расчетом, чтобы ими было удобно пользоваться рабочим-инструментальщиком. Опыт показал, что вероятность получения брака уменьшается, если исполнительные размеры

проставлять так, чтобы весь допуск в форме предельного отклонения откладывался от соответствующего предельного размера в тело калибра, т. е. по принципу экономии металла, как это предусмотрено системой допусков и посадок для основных деталей сопряжений. Иначе говоря, за номинальный размер у пробки принимают ее наибольший предельный размер, а у скобы — наименьший предельный размер. Такие номинальные размеры чаще всего выражаются дробными числами миллиметров. Исполнительный размер пробки имеет только одно отрицательное нижнее отклонение, а исполнительный размер скобы — только одно положительное верхнее отклонение.

**Требование к точности формы, расположению и шероховатости поверхностей калибров.** Шероховатость рабочих поверхностей калибров  $Ra$  в зависимости от качества и контролируемого диаметра выбирается в пределах от 0,04 до 0,32 мкм по таблице ГОСТ 2015, допуски формы — по ГОСТ 24853.

**Указание технических требований на чертежах калибров.** При разработке чертежей калибров в основной надписи чертежа в графе «наименование» должна быть надпись, аналогичная следующей:

Для калибра-скобы гладкой регулируемой с диаметром контролируемых размеров от 120 до 130 мм, исполнения 1:

Калибр-скоба 8118-0017-1 ГОСТ 2216-84.

То же, исполнения 2:

Калибр-скоба 8118-0017-2 ГОСТ 2216-84.

В то же время в технических требованиях чертежа должна присутствовать запись:

Маркировать:  $\varnothing 120 H7_{(-0,035)} H8$ , товарный знак завода.

## 5 Допуски и посадки подшипников качения

*Стандартизация подшипников качения. Система условных обозначений подшипников качения. Классы точности подшипников качения по присоединительным диаметрам. Виды нагружения колец подшипников качения. Нормируемые параметры подшипников: присоединительные размеры, радиальный и осевой зазор, биение радиальное и торцовое.*

*Посадки подшипников качения. Поля допусков колец подшипников и сопрягаемых поверхностей, требования к точности формы, расположения и шероховатости сопрягаемых поверхностей. Согласование допусков формы и высотных параметров шероховатости присоединительных поверхностей с допусками размеров.*

*Выбор посадок и обозначение их на чертежах. Влияние посадки на радиальный зазор. Структура расчетов посадок подшипников качения при разработке подшипниковых узлов.*

**Стандартизация подшипников качения.** Опоры вращения осей и валов называются **подшипниками**. По виду трения различают подшипники *скольжения*, в которых опорная поверхность оси или вала скользит по рабочей поверхности подшипника, и подшипники *качения*, в которых благодаря установке шариков или роликов между опорными поверхностями оси или вала и подшипника наблюдается трение качения. По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники делят на *радиальные*, т. е. воспринимающие радиальные нагрузки, *упорные*, воспринимающие только осевые нагрузки, и *радиально-упорные*, воспринимающие одновременно радиальные и осевые нагрузки.

Подшипники качения являются стандартными изделиями, которые изготавливают на специализированных подшипниковых заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям колец и ограниченной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и дорожками качения колец. Вследствие особо высоких требований к точности указанных элементов при изготовлении подшипников используют принцип групповой сборки.

Термины и определения подшипников качения и их элементов регламентирует ГОСТ 24955; допуски и отклонения размеров, формы, точности вращения и зазоров ненагруженных подшипников — ГОСТ 25256. Основные размеры подшипников качения устанавливает ГОСТ 3478.

**Система условных обозначений подшипников качения.** Маркировка подшипников качения отражает их основные параметры и конструктивные

особенности. Обозначения наносят на торец колец подшипников. Первые две цифры, считая справа налево, обозначают внутренний диаметр подшипника. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти две цифры надо умножить на 5, чтобы получить фактический внутренний диаметр в миллиметрах. Для подшипников с внутренним диаметром до 20 мм принято иное обозначение: маркировки 00, 01, 02, 03 фактически означают диаметры 10, 12, 15 и 17 мм соответственно. Третья цифра справа указывает серию подшипника по диаметральному размеру и ширине. Приняты следующие обозначения: 1 — особо легкая серия, 2 — легкая, 3 — средняя, 4 — тяжелая, 5 — легкая широкая, 6 — средняя широкая серия. Четвертая цифра справа означает тип подшипника: 0 — радиальный шариковый однорядный, 1 — радиальный шариковый двухрядный сферический, 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами, 3 — радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами, 4 — радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами, 5 — радиальный с витыми роликами, 6 — радиально-упорный шариковый, 7 — радиально-упорный роликовый конический, 8 — упорный шариковый, 9 — упорный роликовый. Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника. Седьмая цифра обозначает серию подшипника по ширине.

**Классы точности подшипников качения по присоединительным диаметрам.** ГОСТ 520 распространяется на шариковые и роликовые подшипники с внутренним диаметром от 0,6 до 2 000 мм и устанавливает пять классов точности подшипников, технические требования к материалам и термообработке, шероховатость присоединительных поверхностей, допуски на размеры, отклонения формы и расположения элементов отдельных колец и подшипников в сборе и др.

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, T — для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 — для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 — для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников — 8 и 7 — ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неотчетственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы, положения поверхностей под-

шипников (ГОСТ 520). В зависимости от наличия требований по уровню вибрации, допускаемых значений уровня вибрации или уровня других дополнительных технических требований установлены три категории подшипников — *A, B, C*.

К категории *A* относят подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из 16 дополнительных требований. Подшипники классов точности 0, 6Х, 6, 5 с одним из 9 дополнительных требований составляют категорию *B*. К категории *C* относят подшипники классов точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляют дополнительные требования, установленные для подшипников категорий *A* и *B*, а также другие требования, не указанные в ГОСТ 520.

Класс точности проставляют через тире перед условным числовым обозначением подшипника, например, 5 — 208, 6 — 36 205. Нулевой класс в обозначениях не указывают, поскольку он является основным и принят к выпуску для всех типов подшипников качения. Чем выше класс точности, тем более ограничена номенклатура типоразмеров изготавливаемых по ним подшипников. Это объясняется как сужением области их применения, так и существенным повышением цен подшипников. С повышением класса точности возрастают точностные требования ко всем элементам подшипников: как внутренним, обеспечивающим точность вращения и зазоры, так и внешним, обеспечивающим посадку колец в изделия. Значения допусков для внутренних колец шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников с номинальным размером присоединительного диаметра от 18 до 30 мм (в зависимости от класса точности) представлены в таблице 5.1.

Т а б л и ц а 5.1 — Значения допусков внутренних колец подшипников в зависимости от класса точности

Класс точности подшипника	В микрометрах				
	0	6	5	4	2
Допуск на средний диаметр отверстия <i>dm</i>	10	8	6	5,0	4,0
Непостоянство ширины кольца	20	10	5	2,5	2,0
Биение торца относительно оси отверстия	20	10	8	4,0	2,0
Радиальное биение дорожки качения	13	10	4	3,0	2,5
Осевое биение дорожки качения	40	20	8	4,0	2,5

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

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

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

**Нормируемые параметры подшипников: присоединительные размеры, радиальный и осевой зазор, биение радиальное и торцовое.** В подшипниках качения для сокращения номенклатуры оба кольца принимают в качестве основных деталей системы допусков (рис. 5.1). Наружное кольцо по наружному диаметру принято за основной вал, а внутреннее кольцо — за основное отверстие. Таким образом, посадки наружного кольца с корпусом осуществляются по системе вала, а посадки внутреннего кольца — по системе отверстия, но допуск внутреннего кольца направлен не «в тело», как положено в таком случае, а «в минус» от нулевой линии. Это позволяет получить из основных отклонений для переходных посадок

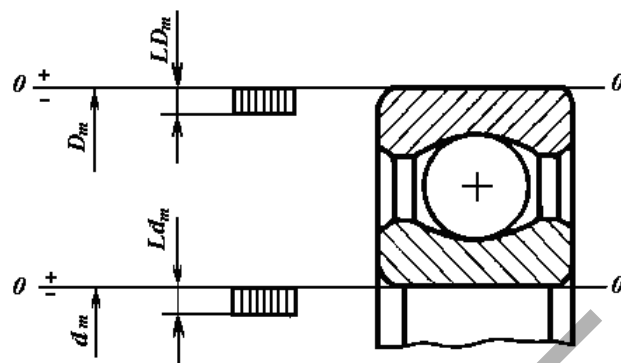


Рисунок 5.1 — Расположение полей допусков подшипников

частный ряд посадок с натягами, что надо в большинстве случаев необходимо для правильного присоединения внутреннего кольца подшипника. Посадки с зазором с основными отклонениями  $h$  и  $g$  при этом превращаются в переходные посадки с небольшим средневероятным зазором  $S_m$ .

Предельные отклонения диаметров в ГОСТ 520 даны отдельно для наружных и внутренних колец для средних диаметров  $d_m$  и  $D_m$  и для номинальных диаметров  $d$  и  $D$ . Высокие требования к точности подшипников и одновременно малая жесткость их колец заставляют при малом допуске на присоединительный размер в классах точности 0 и 6 несколько расширить допуск на овальность колец в свободном состоянии. За действительный средний размер  $d_{mr}$  и  $D_{mr}$  принимают средний из наибольшего и наименьшего размеров. Расчет значений параметров в посадках колец подшипников качения производят по предельным отклонениям для средних диаметров.

Повышенный натяг при посадке на вал может вызвать в радиальных подшипниках значительное уменьшение радиального зазора между телами качения и кольцами, которое вызывает увеличение трения и износа и снижение долговечности. Установка же на валу вращающихся колец подшипников с зазорами приводит к нарушению положения геометрической оси подшипника, неравномерному распределению нагрузки между телами качения, к проворачиванию колец.

При установке радиальных подшипников с радиальными зазорами основного ряда на вал, поле допуска которого  $k_6$  или  $j_6$ , уменьшение радиального зазора относительно невелико и не приводит к защемлению тел качения. Наиболее существенное уменьшение радиального зазора наблюдается при установке подшипника на вал, поле допуска которого  $m_6$  и  $n_6$ . В последнем случае в большинстве подшипников радиальный зазор полностью выбран вследствие увеличения наружного диаметра внутреннего кольца.

В отдельных случаях с целью повышения точности вращения ограничивают осевую игру радиальных подшипников, уменьшая радиальный зазор небольшим осевым предварительным натягом.

Точность вращения подшипников характеризуется:

а) радиальным биением дорожек качения внутреннего и наружного колец;

б) биением торца относительно отверстия.

**Посадки подшипников качения.** Перечень полей допусков, отобранных из ГОСТ 25347 для образования подшипниковых посадок, рекомендации для выбора из них в конкретных случаях оптимальных сопряжений и дополнительные требования к присоединительным поверхностям деталей содержит ГОСТ 3325.

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

С повышением класса точности подшипника возрастают требования к точности посадочных мест деталей. При классе точности 2 она установлена на грани, достижимой в производственных условиях (*IT3*, *IT4*, *IT5*). Посадку выбирают отдельно для каждого кольца по таблицам ГОСТ 3325 в зависимости от вращения или неподвижности кольца, вида нагружения, режима работы, а также размеров и типа подшипника.

**Поля допусков колец подшипников и сопрягаемых поверхностей, требования к точности формы, расположения и шероховатости сопрягаемых поверхностей.** Для всех классов точности подшипников верхнее отклонение присоеди-

нительных диаметров принято равным нулю. Таки образом, средние диаметры наружного и внутреннего колец  $d_m$  и  $D_m$  приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а, следовательно, посадку соединения наружного кольца с корпусом назначают с системе вала, а посадку в соединения внутреннего кольца с валом — в системе отверстия (рис. 5.2). Допускаемые отклонения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов по овальности и конусообразности составляют соответственно для подшипников 0 и 6-го классов точности половину, а для 5 и 4-го — четверть допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности.

Торцовое биение заплечиков валов и корпусов, в которые упираются кольца подшипников, для малых диаметров (до 50 и 80 мм соответственно) при переходе от 0 к 4-му классу точности

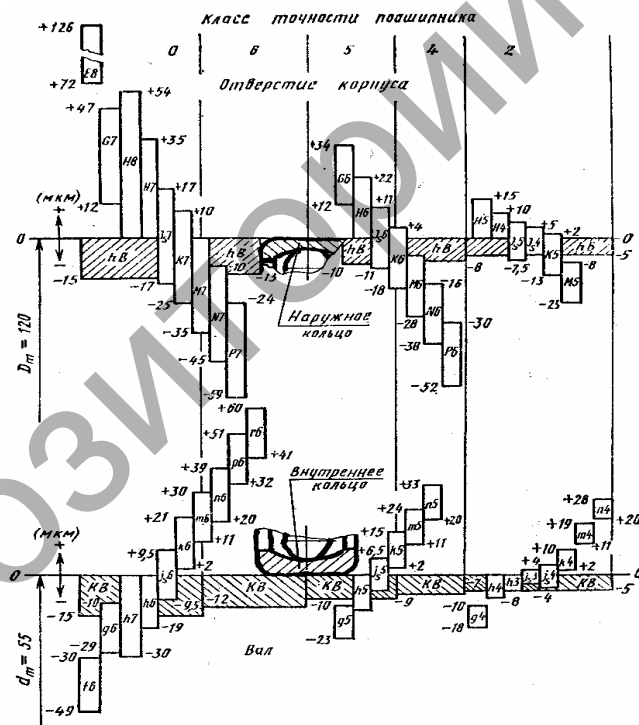


Рисунок 5.2 — Схемы расположения полей допусков колец подшипников и сопрягаемых деталей

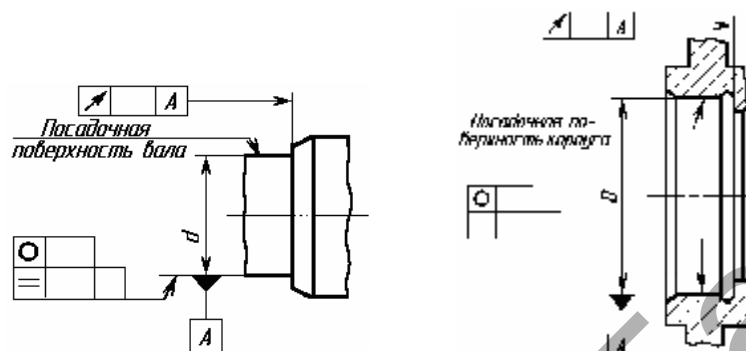


Рисунок 5.3 — Назначение полей допусков формы и расположения поверхностей вала и корпуса, сопрягаемых с подшипником

уменьшается в пять раз и составляет не более 20 мкм для валов и 40 мкм для корпусов (рис. 5.3). Большое торцовое биение вызывает перекося кольца, что недопустимо. Так, радиальные шариковые подшипники могут работать при перекосях не более 15', большие перекося снижают долговечность подшипника, возможен его перегрев и разрыв сепаратора. Пагубно сказывается перекося колец и на роликовых подшипниках. На надежность работы подшипниковых узлов значительно влияет отклонение от соосности, но регламентация норм на отклонения от соосности отдельных элементов составных частей изделий затруднена в связи с разнообразием их конструкций, размеров, условий применения и сложности измерения.

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-го диаметром до 250 мм параметр шероховатости должен быть в пределах 0,63—0,32 мкм. Особое значение имеет шероховатость поверхности дорожек и тел качения: уменьшение параметра шероховатости от 0,32—0,16 до 0,16—0,08 мкм повышает ресурс подшипников более чем в два раза, а дальнейшее снижение шероховатости до 0,08—0,04 мкм — еще на 40%.

**Согласование допусков формы и высотных параметров шероховатости поверхности с допусками размеров.**

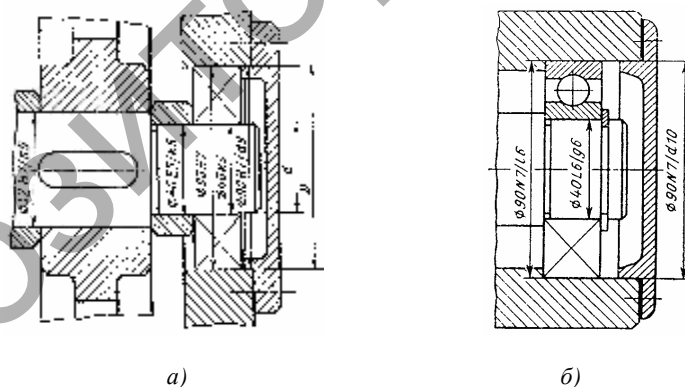
Подшипники качения являются одним из источников вибраций, динамических нагрузок, шума, которые снижают долговечность изделий машиностроения. Именно поэтому первая группа требований точности, предъявляемых к деталям машин, связана с установкой подшипников качения. Назначение некоторых из требований — ограничить отклонения формы дорожек качения колец подшипников. К ним относятся отклонения от цилиндричности посадочных поверхностей вала и корпуса и отклонения от перпендикулярности базовых торцов на валу и в корпусе. Отрицательное воздействие на работу подшипников и всего изделия оказывает также перекос колец подшипников. Так, допуск цилиндричности принимают примерно равным 0,3 допуска размера, допуск перпендикулярности заплечиков вала для шариковых подшипников — по *IT7*, а конических роликовых — по *IT5*. Допуск соосности посадочных поверхностей для тех же подшипников принимают на два квалитета точнее. Эти требования хорошо согласуются с требованиями к геометрической точности поверхности нормального, повышенного и высокого уровня. Такая же связь прослеживается и между допусками на сопрягаемые с подшипниками поверхности и их шероховатостью, которая при высокой точности поверхностей может оказывать существенное влияние на точность, так как высоты неровностей уже становятся сопоставимы с допуском на размер. В неподвижных посадках отклонения формы, волнистость и шероховатость поверхности сказываются на ослаблении прочности соединения деталей вследствие неодинаковой величины натяга и смятия гребней неровностей на сопрягаемых поверхностях при запрессовывании. Кроме того, например, некруглость шариков диаметром 8 мм, равная 0,5 мкм, вызывает в подшипнике качения шум на 15—20 дБ больший, чем при некруглости шариков, равной 0,125 мкм.

Шероховатость посадочных поверхностей под подшипники назначаем в чертежах в соответствии с ГОСТ 3325 в диапазоне от 0,32 до 1,25 мкм.

**Выбор посадок и обозначение их на чертежах.** Выбор посадки в основном зависит от величины, направления и характера действующих на подшипник нагрузок, от типа и размера подшипника

и способа установки его в узел, а также от класса точности подшипника. Условия работы внутренних и наружных колец зависят главным образом от того, вращается данное кольцо относительно действующей на подшипник радиальной нагрузки или оно неподвижно. Посадка выбирается из стандарта (ГОСТ 3325).

Для обозначения подшипниковых посадок введены специальные обозначения. В качестве символа основного отклонения принята начальная буква *L*. В сочетании с цифрой класса точности подшипника получены удобные обозначения для полей допусков присоединительных диаметров наружных колец (*I0...I2*) и внутренних колец (*L0...L2*). На рисунке 5.4, *a* показано назначение и написание посадок колец подшипника 6-308 при условии, что вращается и испытывает циркуляционное нагружение наружное кольцо. Расточка в корпусе выполнена на всем протяжении размером  $\varnothing 90N7$ , потому для защитной крышки вынужденно назначается комбинированная внесистемная посадка  $\varnothing 90N7/d10$ , обеспечивающая свободную установку крышки, закрепляемую затем винтами, и экономичность изготовления ее посадочной поверхности.



*a* — с указанием на основное отклонение подшипника;  
*б* — без указания на наличие подшипника

Рисунок 5.4 — Обозначение посадок подшипников качения на сборочных чертежах

Стандарт допускает и другой метод обозначения сопряжений подшипников и деталей. Поскольку применение системы отверстия для соединения внутреннего кольца подшипника с валом и системы вала для соединения наружного кольца с корпусом является обязательным, на сборочных чертежах посадки колец подшипников можно обозначать одним полем допуска, например,  $\varnothing 40k6, \varnothing 90H7$  (рис. 5.4, б).

**Влияние посадки на радиальный зазор.** В подшипниках качения различают исходный, монтажный и рабочий зазор. *Исходный зазор* подшипник качения имеет в свободном состоянии. По ГОСТ 24810 по типам подшипников установлены условные обозначения групп зазоров. Одну группу обозначают словом «нормальная», остальные — арабскими цифрами. Группы различаются размерами радиального и осевого зазоров. Условное обозначение группы радиального зазора, кроме нормальной, должно быть нанесено на подшипник и упаковку слева от обозначения класса точности подшипника. *Монтажный зазор* устанавливается в подшипнике после его сборки в изделии. Вследствие посадки одного из колец с гарантированным натягом монтажный зазор всегда меньше исходного. *Рабочий зазор* имеет место между телами качения и дорожками качения при установившемся режиме работы. Он является наиболее важным. Его значение определяется действующими радиальными усилиями и температурой. Рабочий зазор не должен быть большим: чем меньше его величина, тем равномернее и на большее число тел качения распределяется нагрузка. Отсутствие рабочего зазора может привести к заклиниванию тел качения. В то же время при больших нагрузках подшипники монтируют с некоторым предварительным натягом, который при работе переходит в небольшой зазор. В ответственных случаях монтажный натяг находят расчетным путем.

**Структура расчетов посадок подшипников качения при разработке подшипниковых узлов.** На основании экспериментальных исследований и большого опыта эксплуатации шарико- и роликоподшипников А. Пальмгреном в 1949 году была предложена формула для определения наименьшего натяга  $N_{\min}$  между валом и вращающимся внутренним кольцом подшипника, которая учитывает смятие микронеровностей, деформации посадочных поверхностей

под действием радиальной нагрузки и уменьшение натяга вследствие разности температур окружающей среды и подшипника:

$$N_{\min} > [(d + 3) / d](0,08 \sqrt{dF_r / B} + d \cdot 0,0015 \cdot \Delta T), \quad (5.1)$$

где  $d$  — номинальный диаметр отверстия подшипника, мм;

$B$  — рабочая ширина посадочного места (ширина кольца за вычетом галтелей), мм;

$F_r$  — радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$\Delta T$  — разность температур подшипника и воздуха, окружающего корпус, °С.

В результате возросших нагрузок при эксплуатации подшипников при длительной работе такой посадки может произойти ее ослабление и подшипник проскользнет на валу. Поэтому при определении окончательного натяга назначают коэффициент запаса прочности, равный 1,1—1,15.

Расчет минимального натяга (мкм) для циркуляционно нагруженного наружного кольца подшипника при посадке в стальной корпус выполняем по формуле

$$N_{\min} = 12KF_r / B(1 - D_0^2 / D^2), \quad (5.2)$$

$$K = \{1 - [(D / D_k)(D_0 / D)]^2\} : [1 - (D / D_k)],$$

где  $K$  — поправочный коэффициент, учитывающий ослабление натяга в тонкостенном корпусе;

$D$  — наружный диаметр подшипника;

$D_k$  — наружный диаметр корпуса;

$D_0$  — приведенный внутренний диаметр наружного кольца с прямоугольным профилем сечения:

$$D_0 / D = (3D + d) / 4D).$$

Для массивного корпуса  $D_k = \infty$  и  $K = 1$ .

## 6 Цепи размерные

*Виды размерных цепей. Общая характеристика методов решения размерных цепей. Типы задач в теории размерных цепей. Расчет размерных цепей методом максимума-минимума и теоретико-вероятностным методом.*

*Методы достижения точности замыкающего звена: метод полной взаимозаменяемости, групповой взаимозаменяемости, компенсации, пригонки, регулировки.*

**Виды размерных цепей.** Сборка без пригонки не может быть обеспечена только за счет взаимозаменяемости деталей в отдельных сопряжениях. Она будет достигнута лишь при одновременном выполнении заданных на сборочные единицы или изделие технических требований. Ими могут быть строго ограниченные осевые зазоры между группой смонтированных на валу деталей, радиальный зазор между речной шестерней и рейкой в суппорте токарного станка, несовпадение вершин делительных конусов в зубчатых конических передачах, ограниченное биение центрирующей шейки станочного шпинделя, допустимое отклонение от параллельности его оси рабочей поверхности стола и т. п. Обеспечение точностных технических требований обычно достигается выявлением и расчетом размерных цепей.

Эксплуатационные свойства элементов машины зависят в основном от замыкающего звена цепи, образованной размерами элементов. Именно для замыкающего звена вначале должен быть установлен интервал эксплуатационно-допустимых значений. Их расчеты производятся из соображений требований курса деталей машин и целесообразности. Точность составляющих звеньев играет подчиненную роль: она нужна для того, чтобы после сборки размер замыкающего звена оказался в интервале эксплуатационно-допустимых значений и, тем самым, осуществлялась бы функциональная взаимозаменяемость всего комплекса элементов машины по размерам.

**Размерная цепь** — совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур.

Задачей может являться либо обеспечение точности при конструировании изделия (конструкторская размерная цепь), либо обеспечение точности при изготовлении отдельных составных частей или деталей изделия (технологическая размерная цепь), либо измерение

величин, характеризующих точность изделия (измерительная размерная цепь). Цепи, относящиеся к собранным изделиям, называют сборочными. Технологические размерные цепи типичны при расчете положения поверхностей, осей и припусков под механическую обработку у отдельных деталей.

Размеры, образующие размерную цепь, называют *звеньями*. В зависимости от вида звеньев различают линейные (звенья — линейные размеры), угловые (звенья — угловые размеры) и смешанные размерные цепи. От того как расположены звенья, цепи делятся на *плоские* (звенья расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях) и *пространственные* (все звенья или их часть расположены в непараллельных плоскостях). Звенья каждой линейной размерной цепи обозначают какой-либо одной прописной буквой русского алфавита с соответствующим числовым индексом, звенья угловых цепей — строчной буквой греческого алфавита с индексом.

Любая размерная цепь состоит из *составляющих* звеньев и одного *замыкающего*. Все составляющие звенья функционально связаны с замыкающим звеном. Замыкающим называют звено размерной цепи, являющееся исходным в результате ее решения. Размер такого звена в процессе обработки или сборки получается как следствие обеспечения заданной точности каждого из составляющих звеньев. Следовательно, замыкающее звено в размерной цепи является *самым неточным*, так как его погрешность суммируется из погрешностей остальных размеров. Поэтому при выявлении размерных цепей надо стремиться составлять их из минимально необходимого числа звеньев. Если в размерную цепь входит мало звеньев, то требования к точности размерных параметров от начала и до конца определяются обычными методами теории взаимозаменяемости, но при большом числе элементов и при сложности их расположения методы теории размерных цепей облегчают решение данной задачи функциональной взаимозаменяемости. Этими же методами можно решать и другие задачи, например, технологическую задачу о требуемой точности операционных припусков.

Составляющие звенья разделяются на увеличивающие и уменьшающие. *Увеличивающими* называют те звенья, при увеличении которых замыкающее звено увеличивается, а *уменьшающими* — те,

при увеличении которых замыкающее звено уменьшается. На чертежах не допускаются замкнутые размерные цепи: один из размеров должен быть опущен или помечен звездочкой как справочный. В противном случае возможно появление брака, если при чтении чертежа замыкающий размер случайно или по незнанию будет принят за составляющий и при обработке его станут непосредственно выдерживать с заданной точностью. На рисунке 6.1, а размеры по длине детали образуют трехзвенную цепь, причем видно, что по замыслу конструктора замыкающим звеном должна быть малоточная высота головки диаметром 20 мм. Диктуемый в этом случае порядок обработки детали по длине следующий: сначала подрезка торца 1, затем подрезка уступа 2 (с контролем размера  $50^{+0,1}$ ) и отрезка детали от прутка по поверхности 3 (с контролем размера  $60_{-0,2}$ ).

Заметим, что измерять общую длину детали при отрезке не очень удобно. Удобнее было бы контролировать высоту головки. Предположим, что технолог на операционном эскизе решил устранить это неудобство и проставил все размеры с допусками. Легко посчитать, что наибольшая предельная высота головки может получиться равной 10 мм, а наименьшая — 9,7 мм. Весьма вероятно, что по улучшенному чертежу (рис. 6.1, б) при отрезке токарь будет выдерживать более удобный для измерения размер  $10_{-0,3}$  мм. При этом последним (замыкающим) звеном станет общая длина, которая у готовых деталей будет получаться от 60,1 (оба составляющих размера максимальные) до 59,7 мм (оба размера минимальные). В результате часть деталей окажется браком, так как выйдет из заданных конструктором пределов в 60 и 59,8 мм.

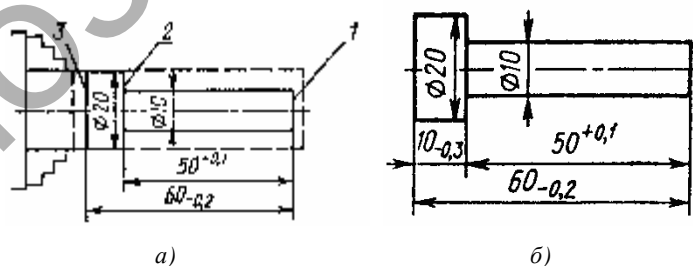


Рисунок 6.1 — Построение простейшей размерной цепи

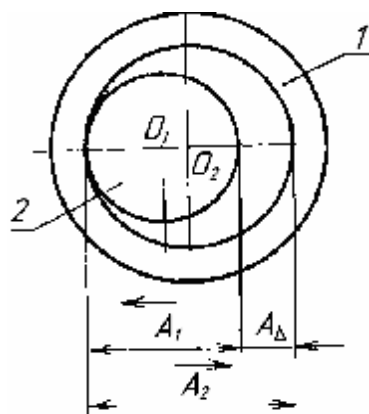


Рисунок 6.2 — Размерная цепь в соединении вала и втулки

Размеры обычного цилиндрического соединения по существу образуют трехзвенную цепь, в которой номиналом замыкающего звена является либо зазор (рис. 6.2), либо натяг, либо он может оказаться равным нулю. Диаметр отверстия 1 в данном случае будет увеличивающим размером, а диаметр вала 2 — уменьшающим.

Решаемая размерная цепь не всегда наглядна, поэтому для удобства решения задачи составляют схему размерной цепи (примерно так, как показано на рисунке 6.3). Для правильного решения подобной цепи по схеме надо пометить увеличивающие и уменьшающие звенья, чтобы их не спутать.

Решаемая размерная цепь не всегда наглядна, поэтому для удобства решения задачи составляют схему размерной цепи (примерно так, как показано на рисунке 6.3). Для правильного решения подобной цепи по схеме надо пометить увеличивающие и уменьшающие звенья, чтобы их не спутать.

**Общая характеристика методов решения размерных цепей.** В теории размерных цепей известны несколько методов решения задачи. Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают *методом максимума-минимума*, при котором допуск замыкающего размера определяют арифметическим сложением допусков составляющих размеров. Метод расчета

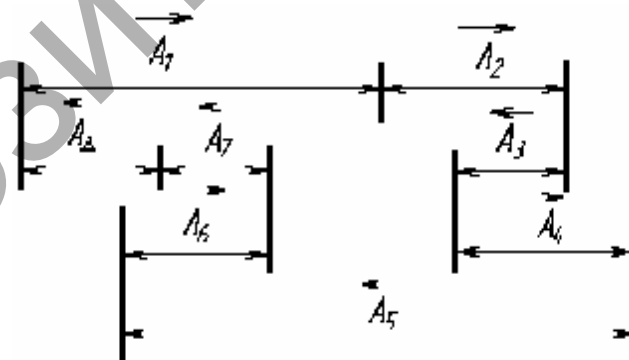


Рисунок 6.3 — Обозначение увеличивающих и уменьшающих звеньев в размерной цепи

на максимум-минимум, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания, обеспечивает заданную точность сборки без подгонки деталей и предпочтителен в массовом производстве.

Второй метод — *метод неполной взаимозаменяемости* (теоретико-вероятностный) — не позволяет получить требуемую точность замыкающего звена размерной цепи в 100% случаев, а лишь у достаточно большой заранее обусловленной их части. Этот метод применяют, когда экономически целесообразно назначать более широкие допуски на составляющие звенья в предположении, что их действительные размеры будут группироваться в более узких пределах по одному из вероятностных законов и процент риска выхода отклонений замыкающего звена за пределы поля допуска не превысит заранее принятого значения.

Третий метод используют для решения высокоточных конструкторских цепей путем введения в их состав звена-компенсатора. Если для достижения требуемой точности замыкающего звена с компенсатора каждого объекта удаляют излишний в данном случае слой материала, то это — *метод пригонки*. Если предусмотрена возможность изменять действительный размер компенсатора без снятия материала (подбором из ряда заранее изготовленных либо перемещением с последующей фиксацией), то это — *метод регулирования*. Возможно применение *метода групповой взаимозаменяемости*, при котором точность замыкающего звена достигается за счет включения в размерную цепь отдельных составляющих звеньев, предварительно рассортированных по действительным размерам на группы.

**Типы задач в теории размерных цепей.** Размерные цепи используют для решения двух типов задач: прямой и обратной. *Прямая задача* заключается в назначении номиналов и полей допусков составляющих звеньев по известным (заданным) предельным размерам замыкающего звена. Номиналы составляющих звеньев назначают предварительно на основе расчетов либо из конструктивных соображений. Прямые задачи типичны при решении конструкторских размерных цепей.

*Обратная задача* заключается в определении номинала и предельных отклонений замыкающего звена по известным номиналам

и предельным отклонениям составляющих звеньев. Обратная задача позволяет проверить правильность решения прямой задачи.

**Расчет размерных цепей методом максимума-минимума и теоретико-вероятностным методом.** Как уже было сказано, для достижения полной взаимозаменяемости при расчете размерных цепей используется метод максимума-минимума. Для рассмотрения данного вопроса понятнее и проще начать не с прямой, а с обратной задачи. Для решения размерных цепей используют ряд расчетных формул.

Первая формула для определения номинального значения замыкающего звена размерной цепи

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i, \quad (6.1)$$

где  $m$  — общее число звеньев в размерной цепи, включая замыкающее;

$i$  — номер составляющего звена;

$\xi_i$  — передаточное отношение  $i$ -го звена размерной цепи.

Передаточное отношение отражает характер составляющего звена (увеличивающие звенья имеют знак «плюс», уменьшающие — «минус») и степень влияния отклонений данного составляющего звена на отклонения замыкающего звена. Для цепей с параллельными звеньями передаточное отношение равно либо  $+1$ , либо  $-1$ .

Рассматривая цепи с параллельными звеньями, формулу (6.1) можно записать в развернутом виде, из которого следует, что номинал замыкающего звена равен разности сумм номиналов увеличивающих и уменьшающих размеров:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_i - \sum_{i=1}^p A_i, \quad (6.2)$$

где  $n$  и  $p$  — число соответственно увеличивающих и уменьшающих звеньев в размерной цепи.

Формула для определения предельных отклонений замыкающего звена (верхнего  $Es_{\Delta}$  и нижнего  $Ei_{\Delta}$ ) могут быть названы уравнениями отклонений. Предельные отклонения замыкающего звена в рассматриваемом случае наиболее удобно и быстро определять по

зависимостям, включающим верхние  $Es_i$  и нижние  $Ei_i$  предельные отклонения составляющих звеньев:

$$Es_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n \rightarrow} Es_i - \sum_{i=1}^{p \leftarrow} Ei_i; \quad Ei_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n \rightarrow} Ei_i - \sum_{i=1}^{p \leftarrow} Es_i. \quad (6.3)$$

Предельные размеры замыкающего звена определяются как алгебраическая сумма номинального размера и предельных отклонений:

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + Es_{\Delta}; \quad (6.4)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + Ei_{\Delta}. \quad (6.5)$$

Уравнение допусков устанавливает, что допуск замыкающего звена при расчете размерной цепи по методу полной взаимозаменяемости равен сумме допусков всех составляющих звеньев:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} T_i. \quad (6.6)$$

На рисунке 6.4 приведен пример расчета замыкающего звена. На концевой шейке закаленного вала диаметром  $28k6 \begin{pmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{pmatrix}$

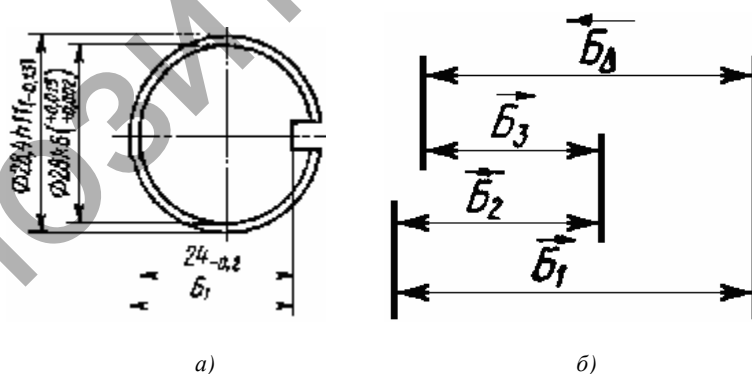


Рисунок 6.4 — Пример расчета замыкающего звена технологической размерной цепи

имеется открытый шпоночный паз, дно которого согласно ГОСТ 23360 должно быть выдержано в размер  $24_{-0,2}$ . Паз приходится фрезеровать до термообработки, когда вал проточен под шлифование в размер диаметром  $28,4h11_{(-0,13)}$ . Технологию надо определить размер, в который надо фрезеровать паз, чтобы после шлифования он гарантированно получился по глубине в заданных пределах.

На рисунке 6.4, *a* (см. с. 103) показан вид вала с торца, а на рисунке 6.4, *b* (см. с. 103) — схема размерной цепи. В качестве звеньев в нее вошли радиусы шейки до и после шлифования. Анализируя условия задачи, заключаем, что замыкающим звеном является размер  $24_{-0,2}$ , а искомым — размер  $B_1$ . Находим, что звенья  $B_1$  и  $B_3$  — увеличивающие, а звено  $B_2$  — уменьшающее. Имеем  $B_\Delta = 24_{-0,2}$  мм,  $B_2 = 14,2_{-0,065}$  мм,  $B_3 = 14_{+0,001}^{+0,007}$  мм,  $B_1 = ?$

Согласно формуле (6.2)

$$B_\Delta = (B_1 + B_3) - B_2,$$

откуда  $B_1 = B_\Delta + B_2 - B_3 = 24 + 14,2 - 14 = 22,2$  мм.

С помощью формул (6.2) и (6.4) определяем отклонения для звена  $B_1$ :

$$Es_{B_1} = Es_{B_\Delta} + Es_{B_2} - Es_{B_3} = 0 + (-0,065) - (+0,007) = -0,072 \text{ мм};$$

$$Ei_{B_1} = Ei_{B_\Delta} + Ei_{B_2} - Ei_{B_3} = (-0,2) + 0 - (+0,001) = -0,201 \text{ мм}.$$

Получаем технологический размер  $B_1 = 22,2 - 0,072 - 0,201$  с допуском  $T_{B_1} = 0,129$  мм.

Проверим решение по формуле (6.6):  $0,129 + 0,065 + 0,006 = 0,2$ , что верно.

Решение прямой задачи складывается из нескольких этапов:

1. Выявляют замыкающее и составляющие звенья размерной цепи, чертят схему, отмечая увеличивающие и уменьшающие звенья, по уравнению (6.1) проводят проверку правильности назначения номиналов составляющих звеньев.

2. Определяют среднюю точность составляющих звеньев размерной цепи, исключая размеры стандартизованных деталей, если

они (подшипники качения, например) являются составляющими звеньями размерной цепи.

3. С учетом найденного среднего качества на составляющие звенья назначают стандартные поля допусков.

4. Согласовывают получающийся суммарный допуск всех составляющих звеньев с допуском замыкающего звена.

5. Проверяют предельные отклонения замыкающего звена решением обратной задачи и, если надо, корректируют отклонения и даже номинал одного из составляющих звеньев.

При изготовлении деталей имеет место рассеяние их действительных размеров под действием случайных и систематических причин. Случайные причины (непостоянство припусков, твердости заготовок и т. п.) приводят к непостоянству упругой деформации системы станок — приспособление — инструмент — деталь. Влияние случайных причин в результате совершенствования заготовок, приспособлений и других элементов технологического процесса в определенной степени можно уменьшить, но полностью их устранить невозможно.

Переменные систематические причины (например, изменение размера режущего инструмента от износа) усиливают явление рассеяния. Постоянные систематические причины (ошибки расположения приспособления, погрешности его установочных или направляющих элементов, отдельные погрешности станка и инструментов) не влияют на закон распределения размеров, а лишь приводят к смещению центра группирования. В отлаженном установившемся производстве доминирующими являются случайные причины, поэтому полагают, что рассеяние действительных размеров в этих случаях происходит по закону нормального распределения. Это значит, что на сборку деталей со средними размерами поступает на много больше, чем с близкими к предельным, и колебание размера замыкающего звена под влиянием полей рассеяния составляющих звеньев будет происходить в заметно меньшей степени, чем это получается по расчету на максимум-минимум. Следовательно, вероятностный метод расчета позволяет значительно расширить допуски составляющих звеньев при одном и том же заданном допуске замыкающего звена, что упрощает и удешевляет производство.

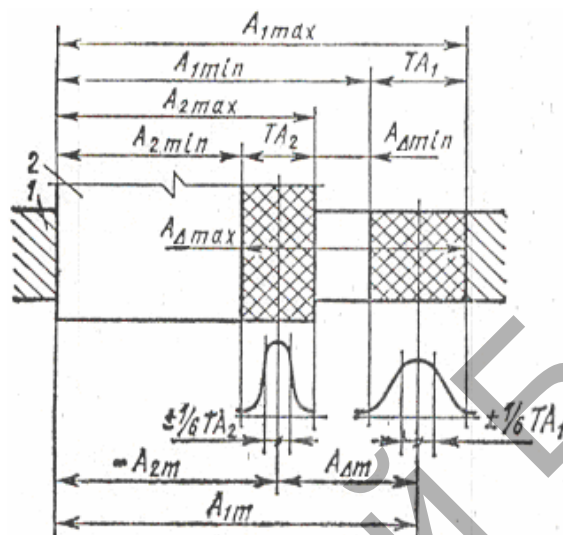


Рисунок 6.5 — Вероятное расположение полей допусков и их величина

Используя предельные теоремы теории вероятностей, допуск замыкающего звена  $T_{\Delta}$  (рис. 6.5) определяют путем квадратичного суммирования допусков составляющих звеньев с учетом закона их распределения:

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (6.7)$$

где  $t_{\Delta}$  — коэффициент риска;

$\lambda_i$  — относительное среднеквадратическое отклонение. Для цепей с параллельными звеньями  $\xi_i^2 = 1$ .

В зависимости от принимаемого процента риска  $P$  при совпадении центра группирования с координатой центра отклонений (для нормального закона распределения и равновероятного выхода за обе границы поля допуска) значение  $t_{\Delta}$  выбирают из ряда

$P$	32	10,0	4,5	1,00	0,27	0,10	0,01
$t_{\Delta}$	1	1,65	2,0	2,57	3,00	3,29	3,89

Относительное среднеквадратическое отклонение при расчетах на стадии проектирования принимают, исходя из предполагаемого закона распределения:  $\lambda_i^2 = 1/3$ , если при расчете неизвестен характер кривой рассеяния размеров (для изделий мелкосерийного и индивидуального производств);  $\lambda_i^2 = 1/6$ , если предполагается, что рассеяние размеров близко к закону равнобедренного треугольника Симпсона;  $\lambda_i^2 = 1/9$ , если предполагается, что кривая рассеяния будет иметь нормальный (по закону Гаусса) характер (для крупносерийного и массового производств).

Часто используется коэффициент относительного рассеяния  $K_i$ . Он связан со стандартным показателем  $\lambda_i$  соотношением  $K_i = t_{\Delta} \lambda_i$ . При наиболее употребительном проценте риска  $P = 0,27$  ( $t_{\Delta} = 3$ ) коэффициент относительного рассеяния принимает значение  $K_i = 1$  при законе распределения Гаусса;  $K_i = 1,22$  ( $K_i^2 = 1,5$ ) при законе Симпсона и  $K_i = 1,73$  ( $K_i^2 = 3$ ) при неизвестном законе распределения.

Формула (6.7) приобретает более простой вид

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} K_i^2 T_i^2}. \quad (6.8)$$

Координаты середины поля допуска замыкающего звена равны

$$Ec_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} X_i} Ec_i, \quad (6.9)$$

где  $Ec_i$  — координата середины поля допуска  $i$ -го составляющего звена, подсчитываемая по его предельным отклонениям:

$$Ec_i = 0,5(Es_i + Ei_i). \quad (6.10)$$

Тогда предельные отклонения замыкающего звена могут быть найдены по соотношениям:

$$Ec_{\Delta} = Ec_{\Delta} + 0,5T_{\Delta}; \quad Ei_{\Delta} = Ec_{\Delta} - 0,5T_{\Delta}. \quad (6.11)$$

При несимметричных законах распределения размеров составляющих звеньев надо определить центр группирования (математического ожидания) отклонений замыкающего звена  $Em_{\Delta}$ . В общем случае

$$Em_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} (x_i E_{cv_i} + 0,5\alpha_i |x_i| V_i), \quad (6.12)$$

где  $E_{cv_i}$  — координата середины поля рассеяния  $i$ -го звена (при совпадении поля рассеяния с полем допуска  $E_{cv_i} = E_{c_i}$  и рассеяние равно допуску:  $V_i = T_i$ );

$\alpha_i$  — коэффициент относительной асимметрии  $i$ -го звена, равный отношению смещения (абсолютной асимметрии) координаты центра группирования кривой распределения  $Em_i$  от координаты середины поля допуска  $E_{c_i}$  к половине величины допуска (рис. 6.6):

$$\alpha_i = 2 (Em_i - E_{cv_i}) / T_i. \quad (6.13)$$

При отсутствии конкретных данных о законах распределения размеров замыкающих звеньев (на стадии проектирования) значения  $\alpha_i$  принимают ориентировочно.

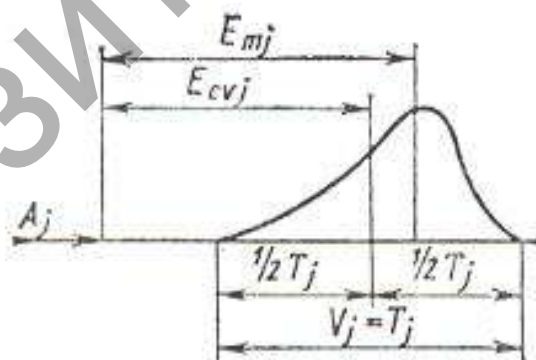


Рисунок 6.6 — Смещение координаты центра группирования кривой распределения  $Em_i$  от координаты середины поля допуска  $E_{c_i}$

При симметричном рассеянии размера замыкающего звена ( $\alpha_{\Delta} = 0$ ) координата середины поля рассеяния равна величине координаты центра группирования:  $Escv_{\Delta} = Em_{\Delta}$ .

При решении прямой задачи вероятностным методом формула для определения среднего качества звеньев позволяет найти среднее число единиц допуска  $a_m$ :

$$a_m = \frac{T_{\Delta}}{t_{\Delta} \sum_{i=1}^{m-1} i^2 \lambda_i^2}. \quad (6.14)$$

Кроме указанных методов при полной и неполной взаимозаменяемости может быть применен способ пробных расчетов, при котором допуски на составляющие размеры назначают экономически целесообразными с учетом вида производства, конструктивных требований, опыта эксплуатации подобных механизмов и проверенных для данного производства значений коэффициентов  $K_i$  и  $\alpha_i$ . Приемлемость назначенных полей допусков проверяют сначала на суммарное влияние (по формуле (6.6) или (6.7)) с корректировкой в случае необходимости их величины, а затем — по предельным отклонениям замыкающего звена (по формуле (6.3) или (6.11)).

**Методы достижения точности замыкающего звена: метод полной взаимозаменяемости, групповой взаимозаменяемости, компенсации, пригонки, регулировки.** Как уже было сказано, для достижения полной взаимозаменяемости в крупносерийном и массовом производствах при расчете размерных цепей используется метод максимума-минимума.

Групповую взаимозаменяемость (селективную сборку) обычно применяют в тех случаях, когда полная взаимозаменяемость элементов данного комплекса технически недостижима или экономически нецелесообразна. Групповая взаимозаменяемость заключается в том, что приемлемое для производства поле допуска размера каждой детали делится на несколько обычно равных по величине групповых полей допусков, в пределах которых осуществляют сортировку по размерам изготовленных деталей и выполняют сборку узлов по определенным группам. Причем детали разных сортировочных групп не взаимозаменяемы. Последнее

относится к недостаткам групповой взаимозаменяемости. Однако точность соединения, характеризующаяся точностью зазора или аналогичного ему замыкающего звена цепочки размеров деталей, повышается во столько раз, на сколько размерных групп разбиты детали при сортировке. Групповая взаимозаменяемость применяется, например, при изготовлении подшипников качения (сортируются кольца по размерам дорожек качения и шарики или ролики), двигатели внутреннего сгорания, где сортируются поршни и поршневые пальцы, плунжерные пары. Групповая взаимозаменяемость, как правило, распространяется на короткие размерные цепи типа отверстие — вал — зазор, в которых замыкающим звеном является зазор.

Необходимой точности замыкающего звена размерной цепи комплекса элементов машины можно добиться ее пригонкой, т. е. путем снятия слоя металла с компенсирующей детали и регулированием — изменением размера компенсирующей детали без снятия слоя металла. Регулирование можно осуществлять неподвижным компенсатором, выполняемым, например, в виде прокладок или проставных колец, имеющих разные толщины для лучшего подбора по толщине. Подвижный компенсатор обычно представляет собой узел из конической или клиновой пары в сочетании с винтовой парой. Так регулируется зазор в шариковых двухрядных подшипниках с закрепительными втулками шпинделя станка, у которого внутреннее кольцо устанавливается на коническую втулку, при втягивании которой в кольцо происходит уменьшение зазора в подшипнике.

При подгонке предельные отклонения компенсирующего звена рассчитывают с учетом того, что на нем должен остаться достаточный слой металла, подлежащий удалению при сборке или монтаже. Предельные размеры компенсатора определяют методами функциональной взаимозаменяемости. Величину нужного для пригонки слоя металла находят по методу максимума-минимума как разность наибольшего расчетного и наибольшего эксплуатационно-допустимого значения замыкающего звена.

## 7 Стандартизация норм точности, методы и средства контроля конических поверхностей и углов

*Классификация призматических элементов деталей и конических деталей и соединений.*

*Нормальные углы и уклоны, допуски углов, степени точности, интервалы размеров, выражение допусков в угловых и линейных единицах. Поля допусков. Выбор норм точности угловых размеров. Измерение и контроль углов.*

*Методы и средства контроля и измерения конусов. Нормальные конусности и углы конусов. Конические соединения, их параметры: диаметр, конусность, базорасстояние. Система допусков и посадок для конических поверхностей. Методы получения заданного характера конических сопряжений.*

**Классификация призматических элементов деталей и конических деталей и соединений.** Угловые размеры широко используют при конструктивном оформлении деталей и получении конических соединений. Во многих случаях эти размеры являются независимыми (фаски, скосы, наклонные поверхности, штамповочные и литейные уклоны), т. е. не связаны расчетными зависимостями с другими принятыми линейными или угловыми параметрами. Нередко угловые размеры координируют оси отверстий для крепежных деталей. В подобных случаях задаются предельные отклонения оси отверстия от номинального расположения по радиусу и центральному углу. Координирующие угловые размеры определяют взаимозаменяемость в соединениях деталей посредством болтов, винтов, шпилек и т. п. Значительно реже встречаются угловые размеры, непосредственно влияющие на собираемость и некоторые эксплуатационные свойства. Например, в электрических машинах встречаются соединения расположенных по окружности секторов, центральные углы между плоскими торцами которых определяют собираемость узла.

Особыми свойствами конических соединений являются самоцентрируемость деталей, регулируемость характера сопряжения и простота обеспечения герметичности. Последнее свойство достигается индивидуальной притиркой деталей по коническим поверхностям, вследствие чего герметичные детали (запорные

краны, клапаны четырехтактных двигателей, запорные иглы карбюраторов и т. п.) функционально не взаимозаменяемы. Обеспечение высокой concentричности при неподвижных соединениях определяет посадку на конус различных ответственных быстровращающихся деталей: маховиков двигателей внутреннего сгорания, вращающихся частей центрифуг, сепараторов, режущих инструментов и т. п. Возможность регулировать посадку относительным осевым смещением деталей используется в ряде конических подшипников, в дозаторах, а при модификации в плоский клин — для регулирования зазоров в призматических направляющих станков, для закрепления штампов на молотах и т. п.

**Нормальные углы и уклоны, допуски углов, степени точности, интервалы размеров, выражение допусков в угловых и линейных единицах.** Для угловых размеров, не связанных расчетными зависимостями с другими принятыми размерами, установлены три ряда нормальных углов, из которых первый ряд предпочитают второму, а второй — третьему. Первый ряд включает восемь значений:  $0^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$  и  $120^\circ$ . Второй ряд содержит 16 значений, причем дополнительные восемь значений вставлены в промежутки между значениями первого ряда:  $0^\circ 30'$ ,  $1^\circ$ ,  $2^\circ$ ,  $3^\circ$ ,  $8^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  и  $75^\circ$ . Третий ряд имеет 43 значения, причем 22 дополнительных значения вставлены между значениями второго ряда и добавлено пять значений, превышающих  $120^\circ$ , а именно:  $135^\circ$ ,  $150^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$  и  $360^\circ$ .

Для призматических деталей (рис. 7.1), кроме нормальных углов, ГОСТ 8908 допускает применять шесть стандартных уклонов  $S$  от  $1 : 500$  до  $1 : 10$ . Уклон в этих случаях представляет собой отношение перепада высот ( $H - h$ ) точек наклонной стороны от второй (базовой) стороны к расстоянию  $L$  между местами их измерения:

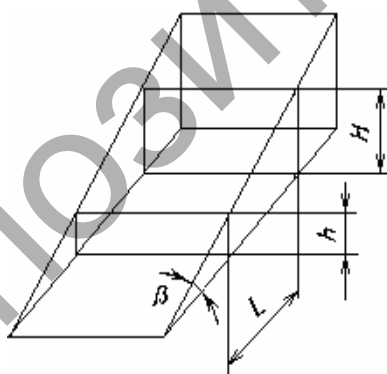


Рисунок 7.1 — Параметры призматической детали

$$S = (H - h)/L = \operatorname{tg} \beta. \quad (7.1)$$

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

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

*Допуск угла  $AT$*  представляет собой разность между наибольшим и наименьшим предельными значениями угла. В ГОСТ 8908 допуски углов приведены в нескольких вариантах. Исходными являются значения  $AT_\alpha$ , указанные в микро радианах. На их основе получены округленные значения допусков углов  $AT_\alpha$  в градусах, минутах, секундах, проставляемые на чертежах. Кроме того, те же допуски приведены в виде линейных величин  $AT_h$  (для призматических элементов) и  $AT_D$  (для конических поверхностей). Значения допусков углов  $AT_h$  и  $AT_D$  в каждой строке таблицы приведены для крайних значений интервалов длин. Промежуточные значения при необходимости определяют интерполированием. Указанные допуски используют, в частности, при косвенном контроле угловых отклонений.

**Поля допусков.** *П о л е д о п у с к а* — это область, в пределах которой может находиться реальная образующая угла. Допуски углов могут быть расположены «в плюс» ( $+AT$ ), «в минус» ( $-AT$ ) или симметрично ( $\pm AT/2$ ) относительно номинального угла, что предпочтительно.

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

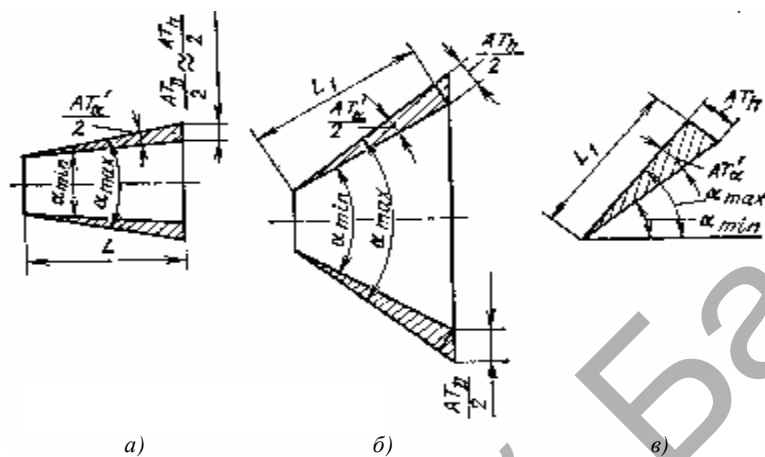


Рисунок 7.2 — Варианты задания допусков угла

пониженной точности, степени 16, 17 — для свободных размеров. Варианты задания допусков на углы для трех возможных в практике случаев приведены на рисунке 7.2. Задание допуска через  $AT_\alpha$  и его контроль угломерным измерительным средством не требует дополнительных разъяснений. На призматических элементах для рассматриваемого варианта при любом значении угла нормируется и контролируется допуск  $AT_D$  (рис. 7.2, в), измеряемый по нормали на конце меньшей стороны плоского угла.

При значительных углах конуса ( $C > 1 : 3$ ) необходимое для контроля значение  $AT_D$  (рис. 7.2, б) следует определять по зависимости  $AT_D = AT_h / (\cos \alpha / 2)$ , где  $\alpha$  — номинальное значение угла.

**Методы и средства контроля и измерения конусов.** Объекты угловых измерений в машиностроении и приборостроении, многочисленные и разнообразные по точности размеров измеряемых углов, характеру и размерам сторон, требуют разнообразных средств измерений, различных по точности, пределам измерений, производительности и назначению. Для того чтобы разобраться в этой массе средств и методов измерений, необходимо их классифицировать. Важнейшим признаком классификации является вид (тип) меры, с которой сравнивают измеряемый угол. Такими мерами, во-первых, являются *прототипы изделий* (их часто называют «жесткими

мерами») в виде угловых плиток, угольников, конических калибров и шаблонов, а также многогранных призм. Вторая группа измерительных средств — *гониометрическая* — объединяет приборы и устройства, у которых измеряемый угол сравнивают с соответствующим значением подразделения встроенной в прибор угломерной круговой или дуговой (секторной) шкалы. Третья группа средств — *тригонометрическая* —

отличается тем, что мерой, с которой сравнивают измеряемое изделие, является угол прямоугольного треугольника. Две стороны этого угла воспроизведены или измерены средствами и методами линейных измерений. Эта группа наиболее разнородная по пределам измерений и физическим принципам, положенным в основу действия измерительных средств. В частности, к ней наряду с синусными и тангенсными устройствами (рис. 7.3), координатными приборами (в том числе автоматами для сортировки конусов) относятся также автоколлимационные и интерференционные приборы.

Единицы измерения угловых единиц в СИ являются дополнительными и включают единицу плоского угла *радиан* (рад) — угол между двумя радиусами окружности, дуга между которыми по длине равна радиусу, и единицу телесного угла *стерадиан* (ср) — телесный угол с вершиной в центре сферы, вырезающий на поверхности сферы площадь, равную площади квадрата со стороной, по длине равной радиусу сферы.

Методы и средства измерения углов и конусов входят в общую классификацию, предусматривающую подразделение методов измерения по характеру их осуществления и средств измерения по принципу действия и устройству. Однако методы и средства измерения углов и конусов можно классифицировать дополнительно с учетом их специфики, что может быть полезным при выборе методов и средств для конкретных случаев угловых измерений. Главная особенность измерений углов заключается в том, что их суммарные истинные значения могут быть определены геометрически, т. е. расчетным путем, с неограниченной точностью.

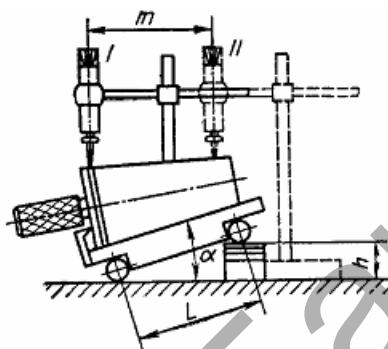


Рисунок 7.3 — Измерение конуса с помощью синусной линейки

Так, сумма плоских внутренних центральных углов в замкнутом контуре точно равна  $2\pi$  рад =  $360^\circ$ , а сумма внутренних углов  $m$ -угольника —  $(m - 2)\pi = (m - 2)180^\circ$ . Косвенные методы измерения углов сводятся к тригонометрическим методам, а метод сравнения реализуется с помощью жестких мер.

При измерении отклонения  $p_\pi$  (в линейных единицах) измеряемого угла изделия от углового размера установочной меры с помощью прибора для относительных измерений и при визуальной оценке наибольшей величины просвета  $p_v$  используют приближенное соотношение  $\Delta\alpha = p/m$ , где  $m$  — расстояние между упором и точкой, в которой измерялось отклонение или оценивался просвет. При контроле припасовки по краске качество изделия оценивают по числу и расположению пятен на контролируемой поверхности.

**Нормальные конусности и углы конусов.** Нормальные конусности и углы конусов общего назначения устанавливает ГОСТ 8593. При выборе конусностей или углов конусов ряд 1 (13 конусностей от 1 : 500 до 1 : 0,288675) надо предпочитать ряду 2 (8 конусностей от 1 : 30 до 1 : 0,651613).

**Конические соединения, их параметры: диаметр, конусность, базорасстояние.** Коническим соединением (рис. 7.4, б) называют соединение наружного и внутреннего конусов, имеющих одинаковые номинальные углы конусов. Оно характеризуется большим диаметром  $D$ , малым диаметром  $d$ , длиной конического

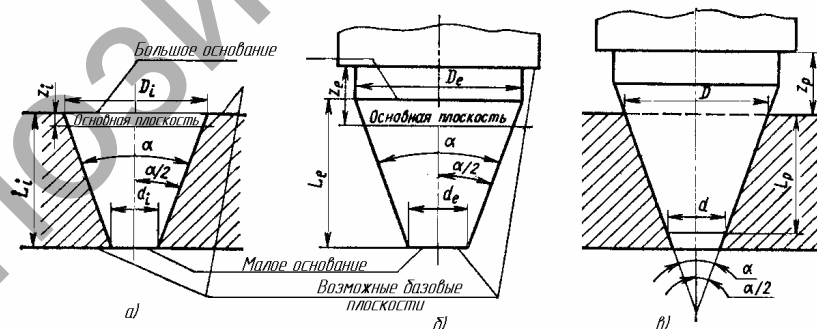


Рисунок 7.4 — Элементы внутреннего и наружного конусов и конического соединения

соединения  $L$  и базорасстоянием соединения  $z_p$ , т. е. расстоянием между принятыми базами собранных конусов). Значит,  $z_p$  определяет относительное осевое расположение конических деталей.

В осевом сечении конического соединения и отдельных конусов различают угол конуса  $\alpha$  и уклона  $\alpha/2$ , вместо этих углов часто используют понятия «уклон  $i$ » и «конусность  $C$ ».

Основной плоскостью называют плоскость поперечного сечения конуса, в котором задается номинальный диаметр конуса. Базовой плоскостью является плоскость, перпендикулярная оси конуса и служащая для определения осевого положения основной плоскости или осевого положения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса. В качестве базовой выбирают торцовую плоскость какого-либо заплечика, буртика или места перехода конуса в цилиндр, чаще всего со стороны большого диаметра. Расстояние между основной и базовой плоскостями конуса  $z_e$  или  $z_f$  называют базорасстоянием конуса. Базовая и основная плоскости конуса могут совпадать.

#### **Система допусков и посадок для конических поверхностей.**

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

Установлено два способа нормирования допусков конусов. При первом способе задают единый допуск  $T_D$  на диаметр конуса в любом сечении по длине, который одновременно ограничивает отклонения угла и формы конуса. Обычно его подсчитывают (см. приложение 1 к ГОСТ 25307) исходя из допустимых отклонений угла конуса, и он численно равен допуску  $AT_D$ . Поле допуска конуса в рассматриваемом случае представляет пространство между двумя предельными конусами (рис. 7.5, см. с. 118), в пределах которого должны находиться все точки реальной поверхности конуса. Этот способ является предпочтительным при фиксации конусов в соединении по конструктивным элементам или заданному базорасстоянию.

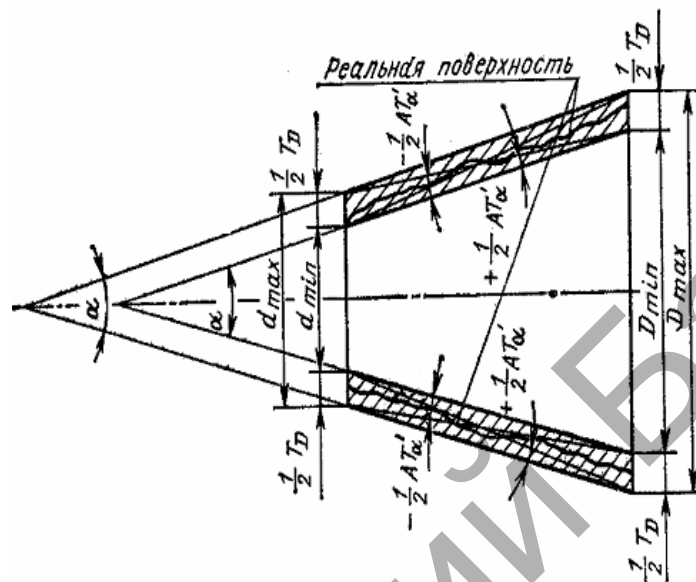


Рисунок 7.5 — Поле допуска конуса

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

При втором способе у конусов отдельно нормируют каждый вид погрешностей: задают допуск диаметра в заданном сечении (обычно в сечении основной плоскости)  $T_{DS}$ , допуск  $AT$  угла конуса, допуск  $T_{FR}$  круглости и допуск  $T_{FL}$  прямолинейности образующей конуса. Такой способ применяют преимущественно для конусов высокой степени точности, особенно несопрягаемых.

Для образования конических посадок отобран ряд полей допусков из ГОСТ 25346, которые в ГОСТ 25307 указаны посредством синоптической таблицы. Большая их часть принята из полей допусков, имеющих в ГОСТ 25347, где и следует брать для них предельные отклонения. Для полей допусков, установленных дополнительно, отклонения приведены в ГОСТ 25307. В соединениях с фиксацией конусов по конструктивным элементам или заданному базорасстоянию при назначении посадок следует применять поля до-

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

**Методы получения заданного характера конических сопряжений.** Существует несколько способов фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов в соединении:

– путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов, когда детали при сборке продвигают до соприкосновения соответствующих базовых плоскостей;

– путем установления между базовыми плоскостями сопряженных конусов предписанного базорасстояния  $z_p$ ;

– путем осевого смещения сопрягаемых конусов на заданную величину  $E_a$  от их начального положения, за которое принимают положение в момент фактического соприкосновения данной пары конусов (последующий отвод конусов образует посадки с зазором, а дополнительное сближение под усилием запрессовки — посадки с натягом);

– посадки с натягом, кроме того, возможно осуществлять путем фиксации положения конических деталей соединения по моменту достижения при запрессовке заданного усилия.

Расположение допусков на сопрягаемые конусы существенно влияет на характер соединения и характер контакта в начальном положении. Ясно, что изменение размеров конусов в пределах заданного на диаметр допуска  $T_D$  при сборке приведет к отклонению действительного размера базорасстояния соединения. С эксплуатационной точки зрения желательно получать его симметричным ( $\pm \Delta z_p / 2$ ) относительно номинального значения  $z_p$ . Такой результат будет достигаться, если допуск у обоих конусов будут симметричными ( $\pm T_{Dei} / 2$ ), либо односторонними одинаково направленными ( $-T_{De}$  и  $-T_{Di}$  либо  $+T_{De}$  и  $+T_{Di}$ ), как показано на рисунке 7.6, а, см. с. 120). При разностороннем направлении, например, «в тело» ( $-T_{De}$  и  $+T_{Di}$ ), конусы в зависимости от степени использования допусков

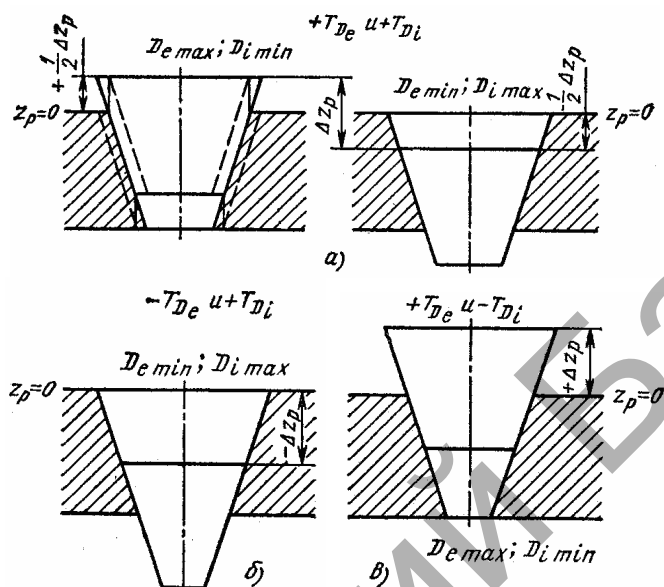


Рисунок 7.6 — Влияние расположения допусков на характер конического соединения

в процессе обработки после сборки будут «проваливаться» (рис. 7.6, б); в случае обратного направления допусков — «выпирать» (рис. 7.6, а), достигая при крайних значениях той же величины  $\Delta z_p$ . При условии  $T_{De} = T_{Di}$  имеем (без учета действительных отклонений углов уклона):

$$\Delta Z_p = T_D / (\operatorname{tg} \alpha / 2). \quad (7.2)$$

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

Погрешности углов уклона сопряженных деталей мало сказываются на изменении базорасстояния  $\Delta z_p$ , но они сильно влияют на характер контакта сопрягаемых конусов. Предпочтительным является замыкание по большому диаметру, так как при этом поверхность

соприкосновения больше (меньше давление и износ, надежнее передача  $M_{кр}$ ), а величина возможных боковых отклонений тела наружного конуса при одной и той же ошибке угла уклона меньше. Для обеспечения в начальном положении контакта у больших оснований конусов следует назначать односторонние предельные отклонения:  $+AT_e$  — для наружного конуса,  $-AT_i$  — для внутреннего конуса.

Достаточно точное равенство конусностей (или углов конуса) двух сопрягаемых деталей имеет особое значение для неподвижных соединений. Различие конусностей отверстия и вала приводит к повышению локальных давлений, нарушению соосности и уменьшению нагрузочной способности. По экспериментальным данным максимальный вращающий момент, передаваемый за счет трения, уменьшается примерно на 4% на одну угловую минуту разности углов конуса вала и конуса отверстия (в пределах первых десяти угловых минут).

Конусности сопрягаемых конических поверхностей общего назначения стандартизованы и составляют ряд, содержащий 18 значений, причем первые 12 значений округлены по значениям конусности  $K$  (от 1 : 200 до 1 : 3) и остальные шесть — по значениям угла конуса (от 45° до 120°). Кроме конусностей общего назначения, допускаются к применению конусности специальных назначений, область распространения которых регламентирована в стандартах на конкретные изделия.

## **8 Стандартизация норм точности резьбовых деталей и соединений. Методы и средства контроля резьбовых поверхностей**

*Конструктивные типы резьб, используемых в машиностроении и приборостроении. Стандартные профили, диаметры, шаги. Длины свинчивания. Обозначение резьбы на чертежах.*

*Погрешности размеров резьбы. Влияние отклонений диаметров, шагов, угла наклона профиля на прочность резьбы и свинчиваемость. Накопленная погрешность шага. Предельные контуры резьбы. Диаметральная компенсация отклонений шага и угла наклона профиля. Приведенный средний диаметр резьбы.*

*Резьбовые сопряжения с зазором. Применяемые поля допусков и посадки.*

*Резьбовые сопряжения с натягом. Поля допусков и посадки. Нормирование отклонений шага и угла наклона профиля. Допуски формы резьбовых поверхностей. Особенности сборки резьбовых соединений с натягом.*

*Переходные резьбовые посадки. Применяемые поля допусков. Элементы заклинивания.*

*Выбор резьбовых посадок по аналогии. Экспериментальная проверка работоспособности резьбовых соединений с натягом.*

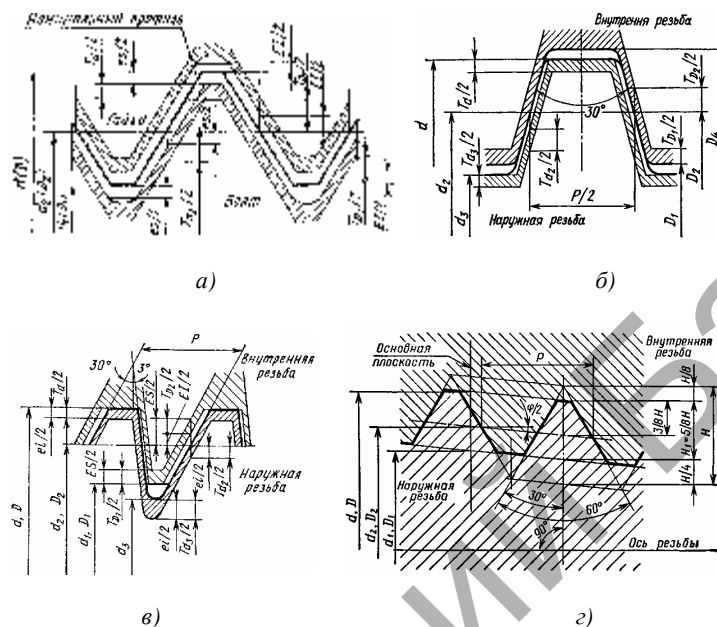
*Обозначение точности резьбовых деталей и сопряжений на чертежах.*

*Измерение параметров резьб и их отклонений: измерение диаметров, шага, угла наклона профиля. Резьбовые калибры. Форма профиля калибров. Конструкция и обозначение калибров. Правила контроля резьбы калибрами.*

**Конструктивные типы резьб, используемых в машиностроении и приборостроении.** Резьбовые соединения широко распространены в машиностроении (свыше 60% всех деталей имеют резьбы). Резьба играет большую роль в самых разнообразных конструкциях машин и приборов. Считается, что винт изобрел Архимед (около 287—212 годов до нашей эры).

Статистика утверждает, что около 80% деталей, на которые наносится резьба, изготовлены из стали, около 14% — из цветных металлов, около 5% — из чугуна и 1% — из пластмасс. В 90% случаев применяются метрические резьбы и только 10% — дюймовые. Приблизительно 80% резьб имеют правую нарезку, причем около 60% из них — резьбы в упор, а остальные 40% — напроход. Наиболее распространенными являются резьбы диаметром 20—42 мм (42%), длиной до 40 мм (96%), шагом до 3 мм (92%). Более половины резьб имеют 6-ю степень точности по ГОСТ 16093.

До середины XIX века резьба выполнялась заводами различно, без общих норм. В сороковых годах XIX века была проведена унификация крепежных резьб и введен в качестве стандартного, под названием Витворга, треугольный профиль с закругленными вершинами и впадинами, с углом профиля в  $55^\circ$  и определенным числом ниток на 1 дюйм длины в зависимости от диаметров. В некоторых странах (например, США) находят применение дюймовые резьбы под названием «резьба Селлера»: с плоскими срезами профиля по вершинам и впадинам и с углом профиля  $60^\circ$ . В конце XIX века с развитием метрической системы была разработана метрическая резьба с углом профиля  $60^\circ$  и шагом в метрических единицах.



а — метрическая резьба треугольного профиля; б — трапецидальная резьба;  
в — упорная резьба; г — коническая резьба

Рисунок 8.1 — Резьбы общего назначения

Различают резьбы *общего применения* и *специальные*. К первой группе относятся резьбы (рис. 8.1):

- *крепежные* (метрическая, дюймовая, модульная, питчевая), применяемые для разъемного соединения деталей машин. Основное их назначение — обеспечение прочности соединений и сохранение плотности стыка в процессе эксплуатации;

- *кинематические* (трапецидальная, упорная, прямоугольная), используемые для ходовых винтов, винтов суппортов станков и столов измерительных приборов и т. п., они обеспечивают точное перемещение при наименьшем трении, плавность вращения и высокую нагрузочную способность (для точных микрометрических пар применяют метрическую резьбу повышенной точности), необходимы для преобразования вращательного движения в прямолинейное в прессах и домкратах;

– *трубные* и *арматурные* (трубные цилиндрическая и коническая, метрическая коническая), применяемые для трубопроводов и арматуры. Основное их назначение — обеспечение герметичности.

Эксплуатационные требования к резьбам зависят от назначения резьбовых соединений. Общими для всех резьб являются требования долговечности и свинчиваемости без подгонки.

Существенный вклад в области нарезания резьбы и повышения ее точности при нарезании внес в 1833 году ученик Модсли Джозеф Витворт.

**Стандартные профили, диаметры, шаги.** Стандартные профили, диаметры, шаги рассмотрим на примере метрической резьбы отметим, что видов резьб, которые стандартизованы, на 1974 год существовало не менее 31 вида (метрическая, метрическая с натягом, метрическая для пластмасс, трапецеидальная однозаходная, упорная, трубная цилиндрическая, коническая дюймовая с углом профиля  $60^\circ$ , трубная коническая с углом профиля  $55^\circ$ , резьба труб геологоразведочного бурения, окулярная для оптических приборов, для объективов микроскопов, замковая для труб геологоразведочного бурения, дюймовая с профилем Витворта с  $\alpha = 55^\circ$  (Англия, Канада), дюймовая с  $\alpha = 60^\circ$  (США), которая от метрической отличается соотношением шагов и диаметров, унифицированная дюймовая резьба (UST) (США, Англия, Канада) питчевая, модульная и т. д.).

Опыты, проведенные в мире, показали, что метрическая резьба отличается повышенной прочностью по сравнению с резьбой, имеющей меньшие срезы, при этом профиле облегчено накатывание наружной и нарезание внутренней резьб. У метрической цилиндрической резьбы рассматривают следующие параметры (рис. 8.2): наружный  $d$  ( $D$ ), внутренний  $d_1$  ( $D_1$ ) и средний  $d_2$  ( $D_2$ ) диаметры наружной и внутренней резьбы, шаг  $P$  (для многозаходной резьбы ход  $P_n = Pn$ , где  $n$  — число заходов), угол профиля  $\alpha$ , высота исходного треугольника  $H$ , углы наклона сторон профиля  $\beta$  и  $\gamma$ , угол подъема резьбы  $\psi$ , длина свинчивания  $l$ , рабочая высота профиля  $H_1$  и номинальный радиус закругления впадины внутренней резьбы  $R$ .

Профиль, номинальные размеры диаметров и параметры  $P$ ,  $\alpha$  и  $H_1$  являются общими как для наружной, так и для внутренней резьб. Профиль метрической резьбы для диаметров от 0,25 до 600 мм и размеры его элементов ( $H = 0,8660254P$ ,  $H_1 = 0,541265877P$ ,  $R = 0,144337567P$ ) регламентированы ГОСТ 9150, который предусматривает срезы вершин резьбы, равные  $H/4$  у гайки и  $H/8$  у болта. Резьбы с этими срезами прочнее имеющих меньшие срезы. Метрическая резьба — самотормозящаяся. Впадины резьбы болтов

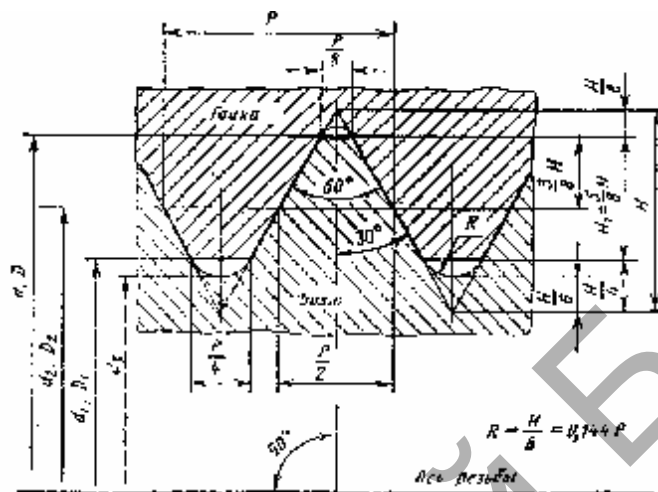


Рисунок 8.2 — Номинальный теоретический профиль метрической резьбы

и гаек могут быть плоскими и радиусными. Вторые более предпочтительны, поскольку прочнее. Главное различие между отдельными разновидностями метрической резьбы состоит в разных соотношениях между диаметром резьбы и шагом. Если исходить из шага основной резьбы (резьбы с крупным шагом), то мелкие шаги (их в дополнение к крупному шагу для каждого диаметра может быть до пяти) окажутся уменьшенными соответственно в 1,5, 2, 3, 4 и 6 раз. В основной метрической резьбе с крупным шагом установлено несколько десятков разных шагов, от 0,2 до 6 мм включительно, с расчетом, чтобы каждому номинальному диаметру резьбы соответствовал один крупный шаг. Это дает большую экономию в резьбонарезном и измерительном инструменте. Мелкие шаги также унифицированы. Метрическая резьба одного и того же диаметра бывает с крупным и мелким шагом. Крупный шаг в обозначении резьбы не указывается. ГОСТ 8724 устанавливает три ряда диаметров, в каждом из которых предусмотрены крупный и мелкие шаги. Первый ряд, как и в других случаях, предпочтительнее второго, второй — третьего.

В дюймовой резьбе сначала (в 1927 году) был стандартизован закрученный профиль, который не имел радиальных зазоров по вершинам и впадинам, а также профиль с плоскосрезанными вершинами и закрученными впадинами, но уже с радиальными зазорами. В то время еще не стоял вопрос о нормализации

точности изготовления резьбы. Впоследствии при стандартизации допусков на резьбу выявилась целесообразность замены закругленных впадин плоскими срезами. Это диктовалось сложностью изготовления резьбонарезного инструмента и дополнительным трудозатратам на закругление впадин.

**Длины свинчивания.** Длины свинчивания подразделяют на три группы: S (малые), N (нормальные) и L (большие). Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной длине свинчивания или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей нормальной длины свинчивания. При изготовлении резьбовых деталей неизбежны погрешности, ухудшающие качество резьбового соединения. Для обеспечения свинчиваемости действительные контуры винта и гайки не должны выходить за предельные контуры, определяемые стандартом. Длина свинчивания, к которой относится допуск резьбы, при необходимости должна быть оговорена в технических требованиях или указана в обозначении резьбы в случае:

- а) если она относится к группе L;
- б) если она относится к группе S, но меньше, чем вся длина резьбы.

Пример обозначения резьбы с длиной свинчивания, отличающейся от нормальной: M12—7g6g—L(30).

**Обозначения резьбы на чертежах.** Обозначения резьбы на чертежах приведены в стандартах, а мы рассмотрим на примерах:

1) M10 × 1,5 — пример условного обозначения резьбы с крупным шагом. Крупный шаг в обозначении резьбы может быть опущен. Отсутствие обозначения поля допуска резьбы означает, что назначен класс точности «средний» и соответственно следующие поля допусков:

- а) наружная резьба:
  - 6h — для резьбы диаметром до 1,4 мм включительно;
  - 6g — для резьбы диаметром 1,6 и более;
- б) внутренняя резьба:
  - 5H — для резьбы диаметром до 1,4 мм включительно;
  - 6H — для резьбы диаметром 1,6 и более.

Однако предпочтительным является указание обозначения поля допуска резьбы во всех случаях;

2) M10—6H — внутренняя резьба (на это указывает прописная буква «H») с крупным шагом (поскольку шаг в обозначении не указан), шестой степени точности (6H) по  $D_1$  и  $D_2$  и основным отклонением H;

3) M10 × 1—6g—L(30) — наружная резьба (так как в обозначении точности 6g применены строчные буквы) с мелким шагом в 1 мм (после обозна-



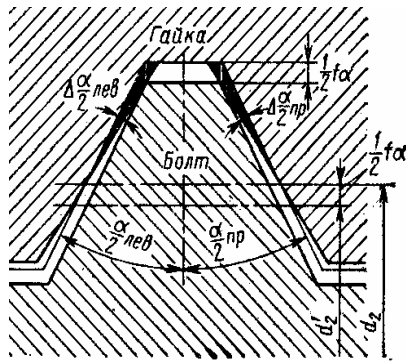


Рисунок 8.4 — Погрешность угла наклона сторон профиля резьбы

Для обеспечения свинчиваемости при набегае шага нужно или уменьшить средний диаметр болта, сделав лишний проход резцом, что и делается обычно, или увеличить средний диаметр гайки, если резьбу нарезаем резцом, при нарезании метчиком это невозможно. В любом случае прочность соединения снижается из-за уменьшения поверхностей контакта гайки и болта. Отклонение угла профиля или его половины (рис. 8.4)

аналогично влияет на свинчиваемость и требует компенсации за счет изменения среднего диаметра, чем снижает прочность резьбы.

**Накопленная погрешность шага.** Накопленная погрешность шага является результатом того, что ошибка в шаге редко бывает местной (см. рис. 8.3, с. 127). Обычно она является прогрессивной, возрастающей пропорционально числу полных шагов на длине свинчивания ( $\Delta Pn$ ) и происходит из-за копирования ошибок шага метчика или плашки (возникших из-за погрешностей кинематики станка, на котором изготавливался инструмент) или из-за погрешностей кинематики станка, особенно при нарезании резьбы резцом с помощью коробки подач станка.

**Предельные контуры резьбы.** Предельные контуры резьбы определяются:

- номинальным профилем (у болта мельче впадина и острее вершина, у гайки глубже впадина и шире вершина);
- основным отклонением для гайки  $H, G, F, E$  и для болта  $h, g, f, e, d$ ;
- классом точности (точный, средний, грубый);
- степенью точности (2...10 для наружной резьбы и 4...10 для внутренней резьбы, 2-я степень применяется только в посадках с натягом, а 9 и 10-я для деталей из пластмасс).

**Диаметральная компенсация отклонений шага и угла наклона профиля.** Диаметральная компенсация отклонений шага и угла наклона профиля нужна при возникновении этих отклонений. Если ошибок в наклоне боковых сторон профиля нет ( $\Delta \alpha / 2 = 0$ ), а есть только ошибка в шаге у болта, то при равенстве средних диа-

метров болта и гайки свинчивания не будет, пока средний диаметр болта не уменьшим на  $f_p$  (см. рис. 8.3, б, с. 127). Из прямоугольного треугольника находим

$$f_p = \Delta P n \operatorname{ctg} \alpha / 2, \quad (8.1)$$

откуда для метрической резьбы диаметральной компенсация погрешности шага на длине свинчивания равна  $f_p = 1,732 \Delta P n$ . При ошибках у болта в угле наклона сторон профиля приходим к необходимости диаметральной компенсации этой погрешности (см. рис. 8.4), равной

$$f_\alpha = (0,582 \Delta \alpha / 2) / \sin \alpha, \quad (8.2)$$

а для метрической резьбы компенсация равна

$$f_\alpha = 0,36 P \Delta \alpha / 2. \quad (8.3)$$

Отклонение среднего диаметра  $\Delta d_2$  при изготовлении резьбы, суммируясь с шаговой и угловой компенсациями, составляет погрешность изготовления среднего диаметра резьбы. Оно не должно превышать табличного допуска среднего диаметра:

$$T_{d_2} = \Delta d_2 + f_p + f_\alpha, \quad (8.4)$$

$$T_{D_2} = \Delta D_2 + f_p + f_\alpha. \quad (8.5)$$

**Приведенный средний диаметр резьбы.** Приведенный средний диаметр резьбы — это действительное значение среднего диаметра резьбы, увеличенное для наружной или уменьшенное для внутренней резьбы на суммарную диаметральную компенсацию отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля. Для болта

$$d_{2\text{пр}} = d_2' + f_p + f_\alpha, \quad (8.6)$$

для гайки

$$D_{2\text{пр}} = D_2' - (f_p + f_\alpha). \quad (8.7)$$

**Резьбовые сопряжения с зазором.** Внутренние и наружные резьбы общего назначения и большинство специальных резьб соединяются по боковым сторонам профиля. В зависимости от характера сопряжения различают резьбы с зазором, с натягом и с переходными посадками за счет соответствующего расположения полей допусков по  $d$  ( $D$ ),  $d_2$  ( $D_2$ ). Большинство сопряжений выполняется все-таки с зазором (рис. 8.5). Это позволяет иметь основные отклонения резьбы для гайки  $H, G, F, E$  и для болта  $h, g, f, e, d$ , от чего резьбовые соединения могут работать при высокой температуре, легко и быстро свинчиваться, иметь повышенную циклическую прочность и быть покрытыми антикоррозионными покрытиями (ГОСТ 16093). Наибольшее распространение имеет посадка  $H/g$ . Предпочтительнее сочетать поля допусков одной степени точности.

**Применяемые поля допусков и посадки.** Для посадок с зазором, как и для остальных метрических резьб, система допусков и посадок установлена ГОСТ 16093, где указаны основные отклонения резьбы для гайки  $H, G, F, E$  и для болта  $h, g, f, e, d$ . Отклонения  $E$  и  $F$  установлены для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия (см. рис. 8.5, б). Отклонения отсчитывают от номинального профиля резьбы в направлении,

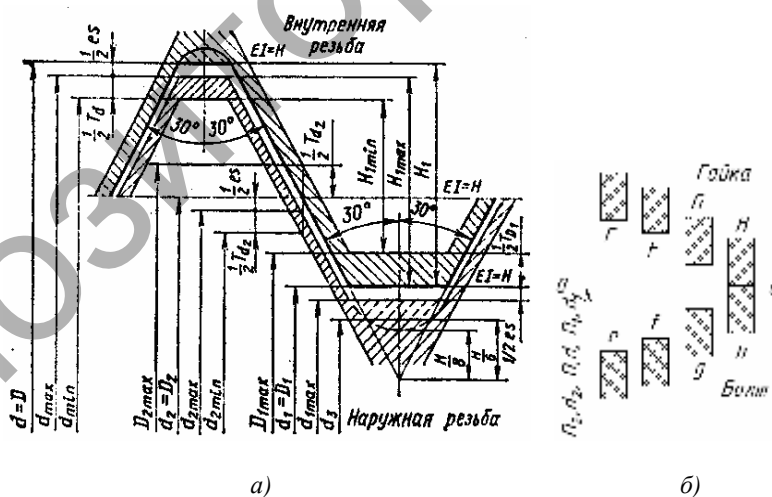


Рисунок 8.5 — Номинальный профиль метрической резьбы с зазором



#### **Поля допусков и посадки резьбовых соединений с натягом.**

Для соединения с натягами установлены четыре посадки:  $A_0/T_0$ ,  $A_02/T_02$ ,  $A_03/T_03$  и  $A_12/T_12$ , где буквы  $A$  и  $T$  обозначают соответственно поля допусков гнезда и шпильки; индексы 0 или 1 — класс точности резьбы; цифры 2 и 3 — число групп сортировки по действительным значениям  $d_2$  и  $D_2$ . Для уяснения последнего понятия надо получить представление о селективной сборке и влиянии на качество соединений соотношения диаметров  $d_2$  и  $D_2$ . Для посадок с натягом надо устанавливать весьма малые допуски по среднему диаметру. При больших допусках сочетание размеров, создающее наименьший натяг, не гарантирует, что шпилька не будет проворачиваться, а при наибольшем натяге шпилька может сломаться или срежется резьба. Поэтому для резьб степени точности 2 предусмотрена сортировка на две группы, а степени 3 — на три группы (см. рис. 8.6, б, с. 131).

#### **Нормирование отклонений шага и угла наклона профиля.**

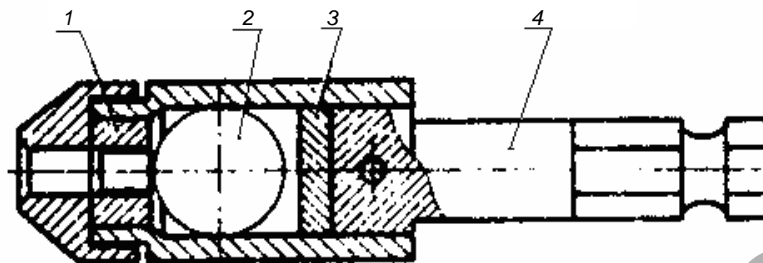
Для резьб с натягом установлены допускаемые отклонения половины угла профиля и шага резьбы шпилек и гнезд на длине свинчивания. Отклонение половины угла профиля и шага резьбы контролируют только у шпилек, для гнезд эти отклонения обеспечивают при изготовлении резьбообразующего инструмента соответствующей точности.

**Допуски формы резьбовых поверхностей.** На качество резьбовых соединений с натягом существенно влияют отклонения формы резьбовых деталей. Поэтому отклонение формы наружной и внутренней резьбы, определяемое разностью между наибольшим и наименьшим действительными средними диаметрами, не должно превышать 25% допуска среднего диаметра. Обратная конусность шпилек не допускается. Точность формы резьбы гнезд обеспечивается технологически и непосредственному контролю не подлежит.

#### **Особенности сборки резьбовых соединений с натягом.**

Особенности сборки резьбовых соединений с натягом заключаются в том, что вворачиваемая деталь (шпилька) имеет резьбу с двух сторон и для заворачивания шпилек применяют специальные ключи типа «газовых» или обгонных муфт, шпильковерты (рис. 8.7) или две гайки. Шпильку надо завинчивать в корпус настолько туго, чтобы исключить ее проворачивание при затяжке в процессе сборки и эксплуатации или при отвинчивании гайки для ремонта и осмотра механизма.

**Переходные резьбовые посадки.** Переходные резьбовые посадки применяют при одновременном дополнительном



1 — сменная гайка; 2 — шарик; 3 — упорная пята; 4 — хвостовик

Рисунок 8.7 — Инструмент для заворачивания шпилек

заклинивании шпилек по коническому сбегу резьбы, по плоскому бурту и по цилиндрической цапфе. Переходные посадки метрической резьбы с профилем по ГОСТ 9150 установлены ГОСТ 24834. Они используются в основном для наружных диаметров. Как и для посадок с натягом, диаметры от 5 до 45 мм разбиты на два ряда предпочтения, для каждого размера установлены крупный и один мелкий шаги. В стандарте указаны оптимальные значения длин свинчивания в зависимости от материала детали с внутренней резьбой: для стали — от 1 до  $1,25d$ , для чугуна — от  $1,25$  до  $1,5d$ , для алюминиевых и магниевых сплавов — от  $1,5$  до  $2d$ . Переходные посадки у нас введены в начале 80-х годов.

**Применяемые поля допусков.** Нужный характер переходной посадки в резьбе получают, как и в случае посадки с натягом, за счет расположения полей допусков по среднему диаметру. При этом по впадинам резьбы гарантируется зазор. Наружную резьбу выполняют 2-й или 4-й степени точности с основными отклонениями  $jh$ ,  $j$ ,  $jk$  или  $m$ . Внутренняя резьба гнезда может иметь поля допусков  $3H$ ,  $4H$  или  $5H$ .

**Элементы заклинивания.** Элементы заклинивания применяются в переходных резьбовых соединениях и соединениях с натягом. Для этого используются конические сбег резьбы, плоский буртик, цилиндрическая цапфа, натяги за счет соответствующего расположения полей допусков. Посадки резьб с зазором, как и все метрические резьбы, за счет малого угла подъема резьбы являются самотормозящимися, и гайка затягивается и стопорится на болте за счет сил трения. Кроме

заклинивания существуют и другие способы стопорения резьбовых соединений (рис. 8.8): корончатой гайкой в сочетании со шплинтом, отогнутой шайбой, проволокой, пружинной шайбой (так называемым гровером), контргайкой, самоконтрящейся гайкой (со смятым буртиком или со вставным кольцом из пластмассы), обжатием и кернением, приклеиванием клеем или краской, с помощью полиамидных шайб.

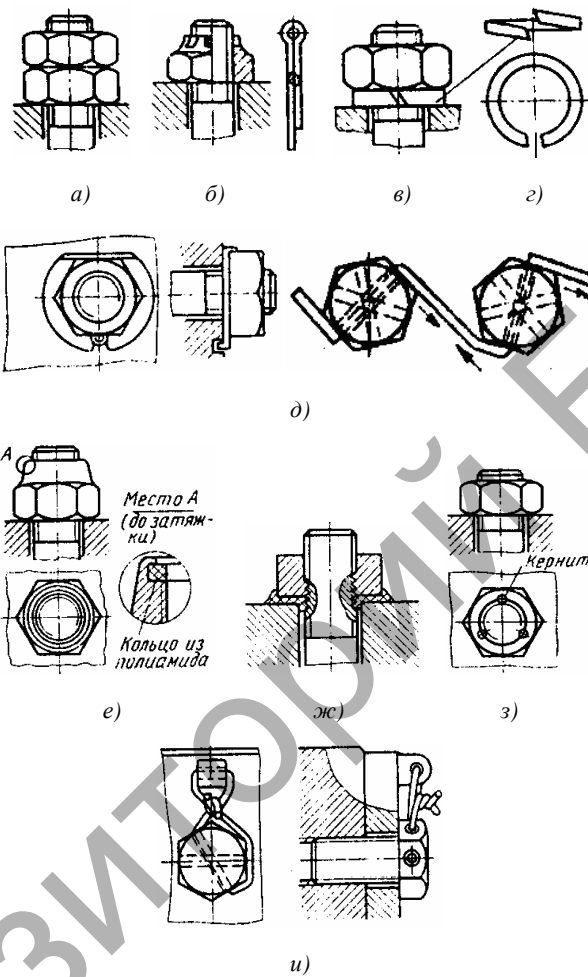
**Выбор резьбовых посадок по аналогии.** Выбор резьбовых посадок по аналогии можно производить в соответствии с рекомендациями ИСО Р965:

- а) класс «точный» используют для прецизионных резьб, когда нужно минимальное колебание характера посадки;
- б) средний класс — для общего применения;
- в) грубый класс — для случаев, когда могут возникнуть производственные затруднения, например, для резьбы на горячекатаных прутках или в длинных глухих отверстиях, но не при длинах свинчивания  $S$ .

**Экспериментальная проверка работоспособности резьбовых соединений с натягом.** Все резьбовые соединения при сборке контролируются на соответствие момента затяжки техническим требованиям с помощью тарированного гаечного ключа или динамометрического ключа. Проконтролировать затяжку резьбового соединения можно измерением удлинения болта и шпильки индикатором или микрометром. Длину резьбовой детали до и после затяжки резьбового соединения измеряют микрометром, удлинение болта — индикатором с помощью контрольного штифта, который устанавливают в специальной отверстии болта.

**Обозначение точности резьбовых деталей и сопряжений на чертежах.** На чертежах резьбового соединения посадки с натягом указывают поля допусков посадки  $M14-2H5C(2)/3p(2)$ ; на чертежах резьбовых деталей — поля допусков, относящихся к данной детали: для гнезда —  $M14-2H5C(2)$ , для шпильки —  $M14-3p(2)$ . В скобках дополнительно указывают число сортировочных групп. Поле допуска наружного диаметра наружной резьбы в обозначении не указывается. Переходные посадки (например, для номинального диаметра 10 и крупного шага) на чертежах имеют условное обозначение  $M10-4H6H/4j6$ . Примеры обозначения резьбы с зазором на чертежах приведены выше.

**Измерение параметров резьб и их отклонений: измерение диаметров, шага, угла наклона профиля.** Эти поэлементные измерения производятся в случае, когда допуски даны на каждый



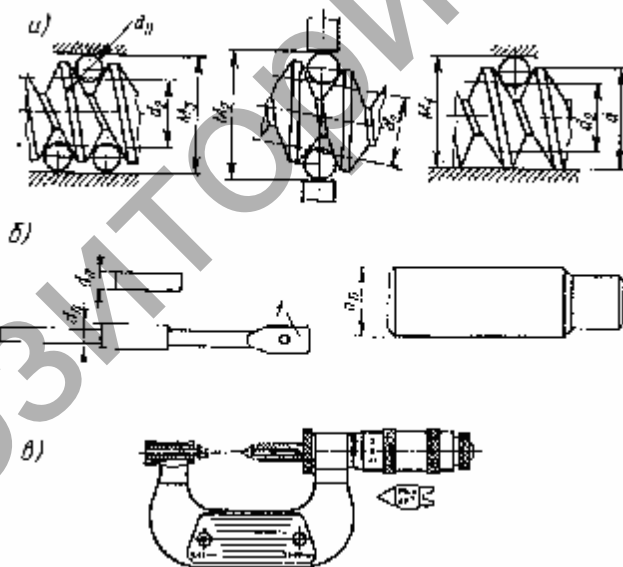
а — контргайкой; б — шплинтом; в — пружинной шайбой; г — шайбой с «усом»;  
 д — проволокой; е — кольцом из полиамида с последующей опрессовкой;  
 ж — шайбой из полиамида; з — кернением; и — проволокой

Рисунок 8.8 — Способы стопорения резьбовых соединений

параметр резьбы. Отдельные элементы из-за трудоемкости проверяют только у точных резьб (резьбовые калибры, резьбонарезной инструмент, ходовые и микрометрические винты).

Средний диаметр наружной резьбы чаще определяют методом трех, двух или одной проволоочки (рис. 8.9, *а*). Проволочки и ролики имеют вид, показанный на рисунке 8.9, *б*. Такое измерение можно провести с помощью какого-нибудь контактного прибора (рычажная головка, оптиметр, миниметр).

Меньшую точность дает проверка среднего диаметра болта с использованием резьбового микрометра и резьбовых вставок (рис. 8.9, *в*) или индикаторного прибора. Средний диаметр болта можно измерить и бесконтактным способом: на универсальном микроскопе или на проекторе. Наружный диаметр болтов и внутренний гаек определяют штангенциркулем или микрометром и нутромером соответственно.



*а* — измерение среднего диаметра методом трех, двух и одной проволоочки;  
*б* — общий вид проволоочек и ролика; *в* — резьбовой микрометр

Рисунок 8.9 — Измерение среднего диаметра резьбы

Точно средний диаметр наружной резьбы можно измерить на универсальном инструментальном микроскопе с помощью сферических наконечников (рис. 8.10).

Шаг резьбы болта можно определить с помощью универсального или инструментального микроскопа (рис. 8.11, а) путем непосредственного визирования штриховой сетки окулярной головки на профиль резьбы, с помощью ножей (рис. 8.11, б) или сферических наконечников (рис. 8.11, в) — у крупной резьбы (трапецидальной или упорной).

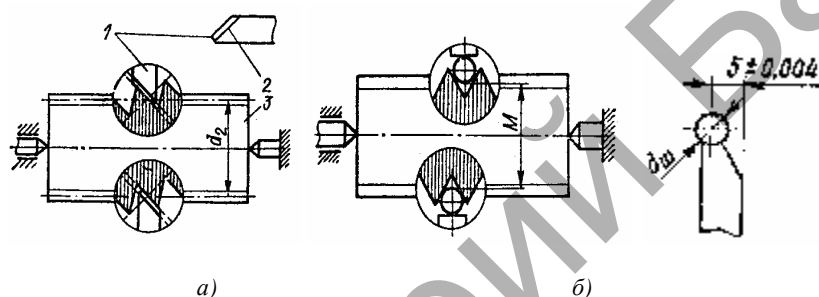


Рисунок 8.10 — Измерение среднего диаметра резьбы с помощью ножей (а) или сферических наконечников (б)

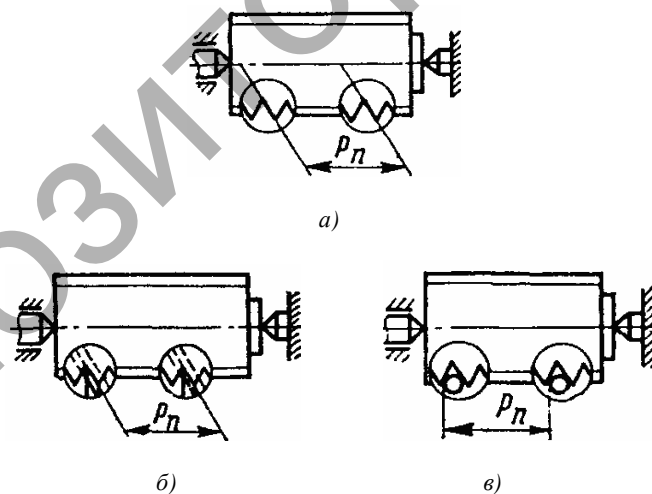
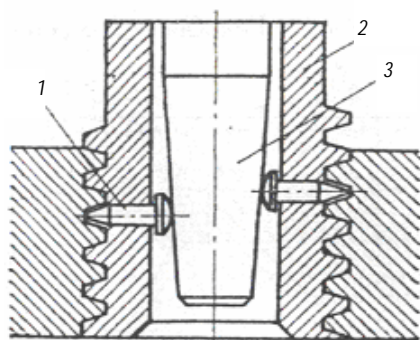


Рисунок 8.11 — Измерение шага резьбы на микроскопе

Угол профиля резьбы болта измеряют на универсальном и инструментальном микроскопах с ножами и без них. К числу простых средств измерения параметров резьбы ходовых винтов относятся индикаторные приборы, производящие измерение после настройки по образцовой детали (средний диаметр, угол профиля).



- 1 — измерительный штифт;  
2 — корпус резьбового нутромера;  
3 — распорный конус

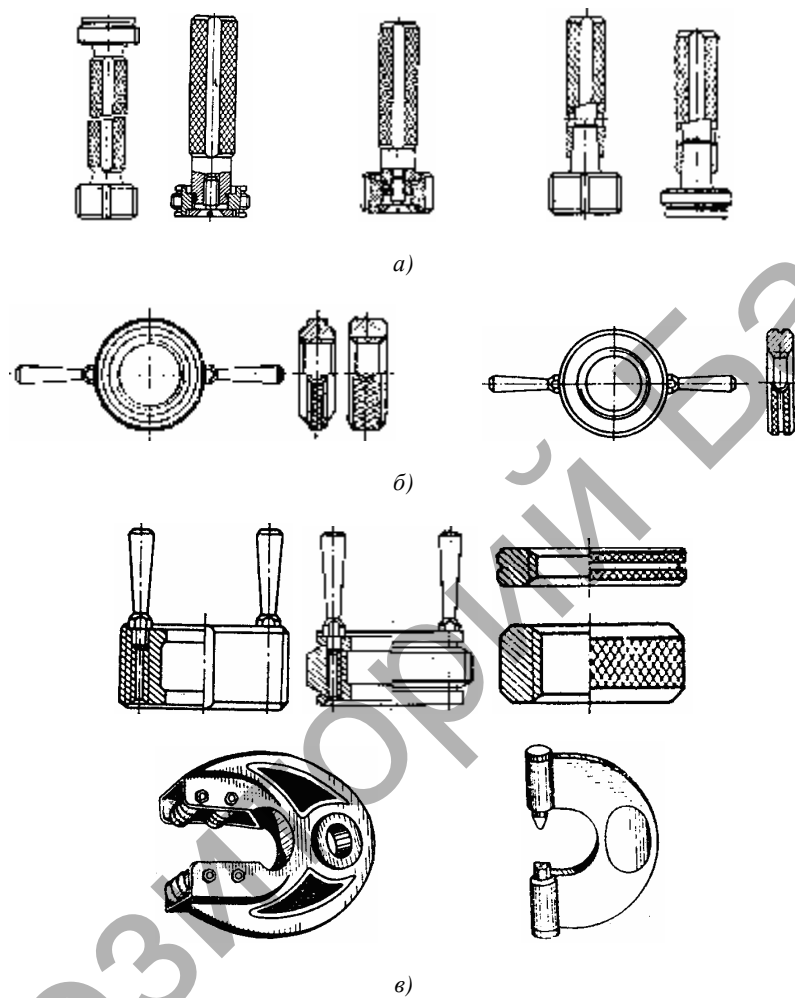
Рисунок 8.12 — Измерение среднего диаметра больших гаек

Шаг винтов большой длины (свыше 2 000 мм) проверяют измерительными машинами МИВ-2, ИЗМ-10, ИЗМ-11 и др. Средний диаметр больших гаек измеряют индикаторным прибором типа нутромера (рис. 8.12), горизонтальным оптиметром. Шаг и угол профиля внутренней резьбы можно определить с помощью слепков и отливок, полученных с измеряемой резьбы. Слепки делают из медицинского гипса, серы и сплава Вуда.

#### **Резьбовые калибры.**

Резьбовые калибры используются при комплексном контроле соблюдения предельных контуров сопрягаемых резьб на длине свинчивания. При этом одновременно проверяют средний диаметр, шаг, половину угла профиля, внутренний и наружный диаметры резьбы путем сопоставления действительного контура резьбовой детали с предельными, которые представляет резьбовой калибр (рис. 8.13). Этот метод прост и используется везде — от массового до единичного производства, в отличие от контроля гладких цилиндрических поверхностей предельными калибрами, используемого только в массовом производстве.

**Форма профиля калибров.** В соответствии с принципом Тейлора резьбовые проходные калибры представляют собой прототип сопрягаемого изделия и имеют полный профиль и нормальную длину свинчивания, а непроходные резьбовые калибры — укороченный профиль высотой  $0,2—0,3 P$  и неполное число витков (2,5—3).



*a* — калибры для отверстий; *b* — калибры для валов; *в* — регулируемые калибры

Рисунок 8.13 — Виды резьбовых калибров

Для контроля резьбы болтов применяют калибры-кольца и резьбовые регулируемые скобы или кольца, резьба в отверстиях контролируется резьбовыми пробками.

**Конструкция и обозначение калибров.** Все виды калибров (см. рис. 8.13) и контркалибров (37 видов) для цилиндрических резьб (метрическая, трапецеидальная, трубная и упорная) устанавливает ГОСТ 24939. Так, калибры для метрической резьбы должны иметь высокую твердость измерительных поверхностей ( $HRC$  не менее 58) и малую шероховатость ( $Ra = 0,25 \dots 0,65$  мкм). Для повышения износостойкости калибры хромируют или делают из твердого сплава. На каждом калибре должно быть клеймение с обозначением резьбы, поля допуска, назначения калибра и товарный знак изготовителя.

В систему резьбовых калибров входят рабочие гладкие и резьбовые проходные (ПР) и непроходные (НЕ) калибры и контркалибры (КПР-ПР, КНЕ-ПР, У-НЕ, КНЕ-НЕ, КИ-НЕ, У-ПР) для проверки и регулирования рабочих резьбовых скоб и колец. Установочные калибры У-ПР и У-НЕ используют у случае применения регулируемых скоб и колец.

**Правила контроля резьбы калибрами.** Правила контроля резьбы калибрами установлены ГОСТ 24939, допускающем свинчивание непроходного калибра с годной контролируемой резьбой до двух оборотов, что вызвано тем, что при многих методах нарезания резьбы инструмент (метчик, плашка, резьбонарезная головка) работает с самозатягиванием вдоль оси, отчего деформируются первые витки.

В процессе изготовления резьбы рабочему следует пользоваться новым проходным и частично изношенным непроходным калибрами. Контролеры ОТК и ПЗ проверяют детали частично изношенными проходными и новыми непроходными калибрами. Проходные калибры должны свинчиваться с деталью на всю длину на любом участке детали и без приложения силы.

## 9 Стандартизация норм точности зубчатых колес и передач

*Классификация зубчатых передач по назначению и предъявляемые к ним точностные требования. Стандартизация зубчатых зацеплений. Исходный контур, модуль. Погрешности зубчатых колес и передач. Влияние погрешностей на работоспособность и надежность передач. Нормы точности зубчатых колес и передач. Нормы кинематической точности, нормы плавности, нормы контактов зубьев, нормы бокового зазора и межосевого расстояния. Степени точности, виды сопряжений и допусков бокового зазора, классы точности межосевого расстояния.*

*Показатели точности зубчатых колес и передач по нормам кинематической точности, нормам плавности, нормам контакта зубьев, нормам бокового зазора и межосевого расстояния. Соотношения между нормами точности зубчатых колес. Комплексные и дифференциальные показатели, предельные отклонения и допуски. Контрольные комплексы. Измерение типовых отклонений зубчатых колес и передач, применяемые средства измерений.*

*Особенности стандартизации норм точности конических и червячных передач.*

*Выбор норм точности зубчатых передач по аналогии. Учет норм точности зубчатых колес и передач в расчетах кинематических цепей.*

*Обозначение точности зубчатых колес и передач. Рабочий чертеж зубчатого колеса.*

Зубчатые колеса не имеют самостоятельного значения и лишь в паре образуют механизм. Поэтому и вся история зубчатых зацеплений, начавшаяся в середине I тысячелетия до нашей эры, — это история зубчатых механизмов. Начиная с элементарных сочленений двух колес, как это было в древнейших водяных мельницах и лебедках, количество сочленяющихся колес увеличивается: уже с I века нашей эры известно несколько типов ступенчатых редукторов, включающих и червячную передачу. Последняя была изобретена, по всей видимости, еще Архимедом, заменившим одно из зубчатых колес винтом, а усовершенствована Леонардо да Винчи. По историческим сведениям Леонардо да Винчи изобрел спиральные и конические зубчатые передачи, а может просто усовершенствовал...

Первые зубчатые передачи были цевочными — зубья произвольной формы врезались в обод. Позже зубья стали вырезать вручную из тела заготовки (деревянного или металлического диска).

Быстрое развитие зубчатых механизмов началось после изобретения механических часов. Часовые мастера заметили, что точность и надежность работы часов зависят от качества колес и особенно от

формы зубьев. В конце XVII века голландский ученый Христиан Гюйгенс (1629—1695), французские геометры Жирар Дезарг (1593—1662) и Филипп де Лагир (1640—1718) пришли к выводу, что зубья колес следует профилировать по циклоидальным кривым. При построении зубчатого зацепления соблюдается условие, при котором начальные окружности катятся друг по другу без скольжения. Циклоидальные зацепления применялись в машинах до середины XIX века. Позднее великий математик Леонард Эйлер обосновал применение эвольвентного зацепления, которое при построении машин имеет существенное преимущество перед циклоидальным: допускает колебания в расстоянии между центрами зацепляющихся колес, не нарушая при этом правильности зацепления, что очень важно при переходе к серийному и массовому производству.

К последней четверти XIX века производство колес было уже стандартизировано, что позволило заменять изношенные колеса соответствующими запасными. В середине XX века русский ученый Михаил Леонтьевич Новиков (1915—1956) изобрел новый тип зацепления — пространственное с точечным контактом для передачи с различным взаимным положением осей обоих зацепляющихся колес.

Сейчас описано около 700 зубчатых механизмов, в которых комбинируются не только зубчатые сочленения, но и зубчатые с рычажными, винтовыми и другими типами механизмов.

**Классификация зубчатых передач по назначению и предъявляемые к ним точностные требования.** Зубчатые передачи широко применяют как в машинах, так и в приборах. По эксплуатационному назначению можно выделить четыре основные группы передач:

- отсчетные;
- скоростные;
- силовые;
- общего назначения.

К *отсчетным* относят зубчатые передачи измерительных приборов, делительных механизмов металлорежущих станков и делительных машин. Эти зубчатые передачи обычно имеют мелкий модуль, малую скорость и небольшую нагрузку. Основные требования к ним: точная согласованность углов поворота обоих колес — кинематическая точность.

К *скоростным* зубчатым передачам относят передачи турбинных редукторов, двигателей турбовинтовых самолетов, где окружные скорости достигают 120 м/с при довольно большой мощности (до 40 МВт). Основной показатель таких зубчатых передач — плавность работы, т. е. отсутствие циклических погрешностей, многократно повторяющихся за оборот колеса, что достигается минимизацией погрешностей формы и взаимного расположения зубьев. При больших нагрузках играет роль и полнота контакта зубьев. Существенны шумовые характеристики, вибрация, статическая и динамическая уравновешенность зубчатых колес. Величина модуля у таких зубчатых передач средняя.

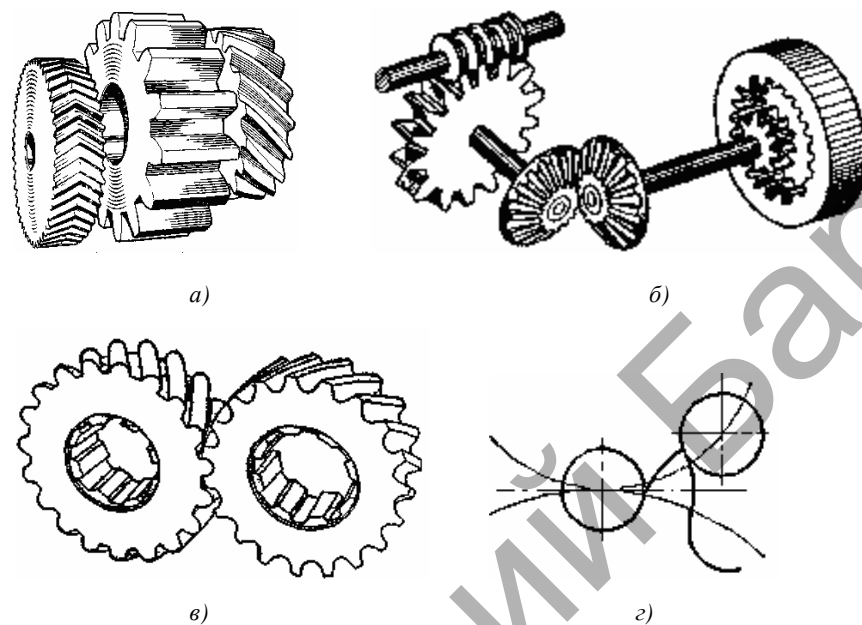
К *силовым* относят зубчатые передачи шестеренных клетей прокатных станков, подъемно-транспортных механизмов, передающих большие крутящие моменты при малых скоростях. Основное требование — максимальное пятно контакта. Модуль, как правило, большой.

К передачам *общего назначения* повышенных требований не предъявляют.

**Стандартизация зубчатых зацеплений.** При постоянном передаточном отношении, высоком КПД, надежности, простоте, большом диапазоне передаваемой мощности и малых габаритах зубчатые передачи довольно сложны в изготовлении, издают при работе повышенный шум и требуют точного монтажа. Это приводит к большому разнообразию зубчатых передач. Их делят на цилиндрические, конические, винтовые, гипoidные, червячные и спiroидные (ГОСТ 16530) (рис. 9.1, см. с. 144).

Цилиндрические зубчатые колеса могут выполняться с зубьями разной формы: прямыми, косыми, шевронными с дорожкой и шевронными непрерывными внешнего и внутреннего зацеплений; конические колеса — с прямыми, тангенциальными, круговыми, с эвольвентной или циклоидной линией зубьев. Передачи со скрещивающимися валами бывают винтовыми цилиндрическими, гипoidными коническими, из двух непрямозубых конических колес, червячными с цилиндрическим или глобоидным червяками и спiroидными, состоящими из зубчатых колес с коническими начальными поверхностями и винтовыми зубьями у меньшего зубчатого колеса.

Точность зубчатых колес проверяют разными методами и средствами. Стандартизовано несколько вариантов показателей их точности. Выбор контролируемых параметров зубчатых колес зависит от требуемой точности, размера, особенностей производства и других факторов.



*a* — зубчатые колеса: шевронное, прямозубое и косозубое; *б* — передачи: червячная, коническая и внутреннего зацепления; *в* — передача Новикова; *г* — схема цевочного зацепления

Рисунок 9.1 — Виды зубчатых передач

**Исходный контур, модуль.** Исходный контур — это контур зубьев производящей рейки или колеса, определяющий форму и номинальные размеры зубьев нарезаемых цилиндрических и конических колес в результате обкатки и при номинальном положении производящей рейки или колеса относительно заготовки. Основные параметры исходного контура должны соответствовать приведенным на рисунке 9.2. Исходный контур определяет форму зубьев рейки или колеса в сечении, нормальном к направлению зуба, и не относится к червячным и гипоидным передачам. Для цилиндрических колес внешнего зацепления с модулем, большим 1 мм, исходный контур предусматривает срез кромок вершин зубьев для уменьшения динамических нагрузок.

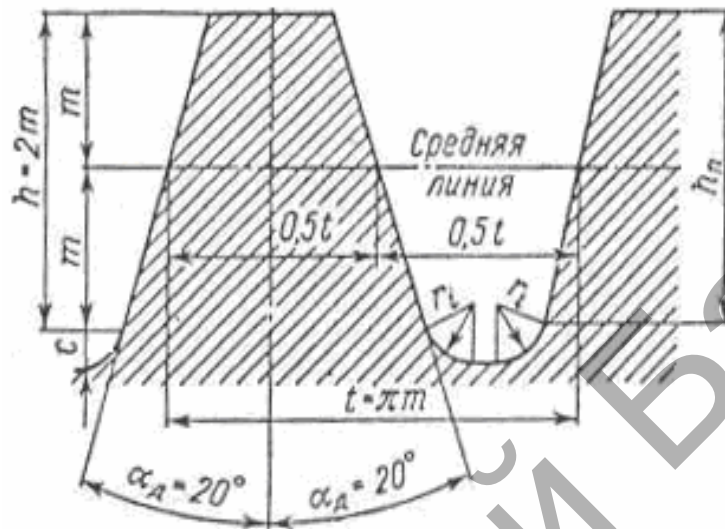


Рисунок 9.2 — Исходный контур эвольвентной зубчатой передачи

Все размеры исходного контура и элементов зацепления зубчатых колес выражают через модуль. **М о д у л ь** — это количество миллиметров диаметра делительной окружности, приходящееся на один зуб колеса:

$$m = d / z = 2r / z = P / \pi . \quad (9.1)$$

Ряд модулей, применяемых для цилиндрических и конических колес с любой формой зуба стандартизован: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100 — это предпочтительный первый ряд. Еще есть и второй. Оба ряда включают в себя 67 значений модуля от 0,05 мм до 100 мм.

Модуль для косозубых и шевронных колес определяется в нормальном сечении колеса: для конических колес — по большему диаметру, а для цилиндрических червяков — в осевом сечении.

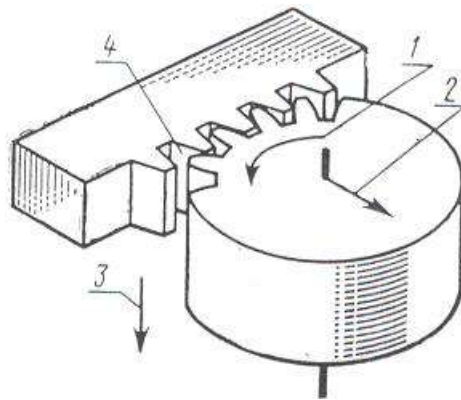


Рисунок 9.3 — Погрешности, возникающие при зубонарезании

### Погрешности зубчатых колес и передач. Влияние погрешностей на работоспособность и надежность передач.

Погрешности у зубчатых колес возникают при нарезании, вызваны они четырьмя видами нарушений в настройке зубообрабатывающего оборудования и дефектами инструмента, а именно (рис. 9.3):

- *радиальными неточностями 2* (неверная установка расстояния между заготовкой и инструментом, неточный размер инструмента и подобные дефекты, приводящие к нарушениям плавности работы зубчатой передачи, т. е. возникновению недопустимых угловых ускорений на протяжении цикла изменения относительного положения колес за счет нарушений равномерности вращения);

- *тангенциальными 1* (погрешности цепи деления зуборезного станка, вызванные неточностью зубчатых колес и приводящие к нарушению угловой точности вращения нарезанного зубчатого колеса за полный цикл изменения относительного положения колес);

- *осевыми 3* (непараллельное перемещение инструмента относительно оси заготовки при нарезании зубьев, снижающее полноту контакта по высоте и длине зубьев, находящихся в зацеплении, т. е. уменьшающее пятно контакта и тем самым долговечность зубчатой передачи);

- *погрешностями производящей поверхности инструмента 4* (обработка неточным инструментом).

Радиальные, тангенциальные и осевые нарушения в настройке оборудования при нарезании зубчатых колес приводят, кроме всего прочего, к изменению гарантированного (минимального) бокового зазора между неработающими поверхностями зубьев зубчатой пе-

редачи (рис. 9.4), которые нужны для размещения смазки и компенсации увеличения объема зубьев при их нагревании.

**Нормы точности зубчатых колес и передач.** Все вышеназванные погрешности, возникшие при нарезании прямозубых, косозубых и шевронных зубчатых колес диаметром до 6 300 мм, шириной зубчатого венца или полушеврона до 1 250 мм и модулем от 1 до 55 мм, ограничиваются при изготовлении и эксплуатации *четырьмя группами норм точности*, которые регламентированы ГОСТ 1643:

- нормы кинематической точности;
- нормы плавности работы;
- нормы контакта;
- нормы бокового зазора.

Кроме уже названных причин, проявившихся при нарезании зубчатых колес, нарушения в работе зубчатых передач возникают из-за неравномерности нагрева зубчатых колес и корпуса, неточностей монтажа передачи, отсутствия смазки. Бывает, что нужны либо весьма малые боковые зазоры, как в реверсивных передачах, либо большие — в скоростных турбинных передачах. Для уменьшения влияния всех этих погрешностей и для их регламентации введены указанные нормы.

**Нормы кинематической точности, нормы плавности, нормы контактов зубьев, нормы бокового зазора и межосевого расстояния.** Показатели кинематической точности устанавливаются в соответствии с ГОСТ 1643. Если кинематическая точность зубчатых колес относительно рабочей оси соответствует требованиям стандарта и требований селективной сборки не выдвигается, кинематическую точность зубчатых передач допускается не контролировать. Если собранная передача соответствует по кинематической точности требованиям стандарта, то отдельно кинематическую точность зубчатых колес контролировать не надо.

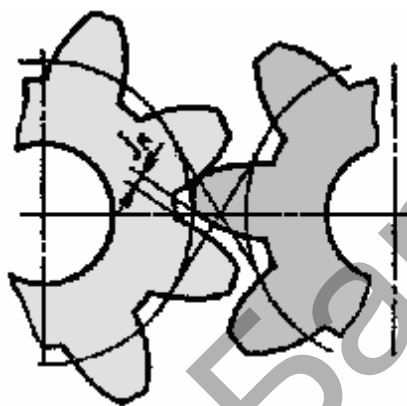


Рисунок 9.4 — Боковой зазор в зубчатой передаче

*Нормы плавности* надо контролировать у зубчатых колес, но при их соответствии требованиям НД передачу не контролируют. И наоборот, при хорошей работе передачи зубчатые колеса можно не проверять.

*Нормы контакта зубьев* устанавливаются в зависимости от граничных значений номинального коэффициента осевого перекрытия. Если точность зубчатых колес по нормам контакта и действительные значения  $f_{xr}$  и  $f_{yr}$  соответствуют требованиям ГОСТ 1643, пятно контакта в зубчатых передачах допускается не контролировать. Аналогично при соответствии суммарного или мгновенного пятна контакта требованиям НД контроль по другим показателям, определяющим контакт зубьев в передаче, не обязателен. Большинство норм кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев в зависимости от условий работы зубчатого колеса по правым и левым профилям допускается назначать из разных степеней точности.

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).

Боковой зазор определяют в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрам.

Система допусков на зубчатые передачи устанавливает гарантированный боковой зазор  $j_{n \min}$ , которым является наименьший предписанный боковой зазор, не зависящий от степени точности колес и передачи.

Для удовлетворения требований различных отраслей промышленности, независимо от степени точности изготовления колес передачи, предусмотрено шесть видов сопряжений, определяющих различные значения  $j_{n \min}$ . Сопряжения *A, B, C, D, E, H* применяют соответственно для степеней точности по нормам плавности работы: 3—12; 3—11; 3—9; 3—8; 3—7; 3—7. Для сопряжения вида *H*  $j_{n \min} = 0$ . Сопряжение

вида *B* гарантирует минимальный боковой зазор, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур колес и корпуса 25°C.

Установлено шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от I до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния (для сопряжений *H* и *E* — II класса, для сопряжений *D*, *C*, *B* и *A* — классов III, IV, V и VI соответственно).

На боковой зазор установлен допуск  $Tj_n$ , определяемый разностью между наибольшим и наименьшим зазорами. По мере увеличения бокового зазора увеличивается допуск  $Tjn$ . Установлено восемь видов допуска  $Tj_n$  на боковой зазор: *x*, *y*, *z*, *a*, *b*, *c*, *d*, *h*. Видам сопряжений *H* и *E* соответствует вид допуска *h*, видам сопряжений *D*, *C*, *B* и *A* — соответственно виды допусков *d*, *c*, *b* и *a*. Соответствие видов сопряжений и видов допусков  $Tj_n$  допускается изменять, используя при этом и виды допуска *z*, *y* и *x*.

Погрешности изготовления и монтажа колес учитывают при определении наибольшего бокового зазора. Разность между наибольшим и гарантированным зазорами должна быть достаточной для компенсации погрешностей изготовления и монтажа колес. Боковой зазор обеспечивают путем радиального смещения исходного контура рейки (зуборезного инструмента) от его номинального положения в тело колеса.

Точность зубчатых колес проверяют разными методами и с помощью разных средств, поэтому установлено несколько равноправных вариантов показателей точности колес.

**Степени точности, виды сопряжений и допусков бокового зазора, классы точности межосевого расстояния.** Точность изготовления зубчатых колес и передач задается *степенью точности*, а требования к боковому зазору — *видом сопряжения и видом допуска*. По кинематической точности, плавности и полноте контакта зубчатые колеса и передачи делятся на 12 степеней точности, из которых по 1, 2 и 3-й степеням точности для мелкомодульных и 1 и 2-й степеням для среднемодульных передач числовые значения норм пока не установлены из-за невозможности выдержать их при изготовлении. Степени точности характеризуются коэффициентами точности, составляющими ряды

со знаменателями геометрической прогрессии для различных показателей от 1,26 до 1,6. Высшие из имеющихся степеней точности (3, 4 и 5-я) предназначены для изготовления измерительных колес, применяемых при комплексном контроле зубообрабатывающего инструмента и точных зубчатых колес. В различных машинах и станках широкое распространение при окружных скоростях 6—10 м/с получила 7-я степень точности.

Шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче *A, B, C, D, E* и *H* (рис. 9.5) определяют гарантированные боковые зазоры  $j_{n \min}$ , а восемь типов допуска  $T_{jn}$  на дают разную точность бокового зазора *x, y, z, a, b, c, d* и *h*. В сопряжениях вида *H* норма на зазор  $j_{n \min}$  равна нулю, а в остальных видах ее величина возрастает от *E* до *A* соответственно допускам квалитетов от *IT7* до *IT11* гладких цилиндрических соединений, т. е. с коэффициентом 1,6, соответствующим ряду *R5*. Видам сопряжений *H* и *E* соответствует вид допуска на боковой зазор *h*, а видам сопряжений *D, C, B* и *A* — виды допуска *d, c, b* и *a*. Соответствие между видом сопряжения и видом допуска разрешается изменять, используя при этом более грубые виды допусков.

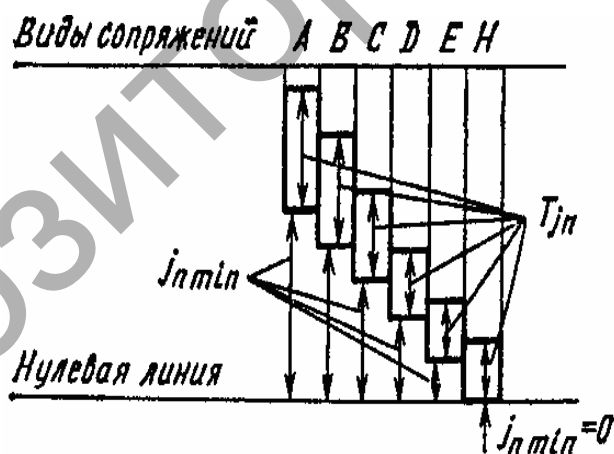


Рисунок 9.5 — Схема расположения полей допусков  $T_{jn}$  для принятых видов сопряжений зубьев зубчатых колес

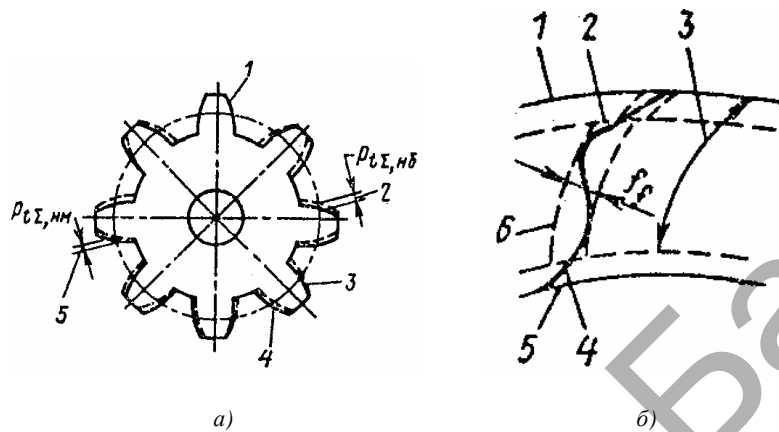
Сопряжение вида  $B$  обеспечивает минимальную величину бокового зазора.

Гарантированный боковой зазор в каждом виде сопряжений обеспечивается при соблюдении соответствующих классов отклонений межосевого расстояния, которых предусмотрено шесть (с I по VI). Сопряжениям  $H$  и  $E$  соответствует II класс, сопряжениям  $D$ ,  $C$ ,  $B$  и  $A$  — классы III, IV, V и VI соответственно. Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния.

**Показатели точности зубчатых колес и передач по нормам кинематической точности, нормам плавности, нормам контакта зубьев, нормам бокового зазора и межосевого расстояния.** Выбор контролируемых параметров зубчатых колес зависит от требуемой точности, размера, особенностей производства и других факторов. Предпочтение следует отдавать комплексным показателям 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. Нормы точности включают в себя следующие параметры:

– *нормы кинематической точности.* Эти нормы проявляются через наибольшую кинематическую погрешность передачи  $F'_{iOr}$ , наибольшую кинематическую погрешность зубчатого колеса  $F'_{ir}$ , кинематическую погрешность зубчатого колеса на  $k$  шагах  $F'_{ikr}$ , накопленную погрешность  $k$  шагов  $F_{pkr}$ , накопленную погрешность шага зубчатого колеса  $F_{pr}$  (см. рис. 9.5), радиальное биение зубчатого венца  $F_{rr}$ , погрешность обката  $F_{cr}$ , колебание длины общей нормали  $F_{vWr}$ , колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса  $F''_{ir}$  и на одном зубе  $f''_{ir}$ ;

– *нормы плавности работы.* Это циклическая погрешность передачи  $f_{zkr}$ , циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче  $f_{zkr}$ , циклическая погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса  $f_{zkr}$ , циклическая погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса  $f_{zkr}$ , местная кинематическая погрешность передачи  $f'_{ior}$ , местная кинематическая погрешность зубчатого колеса  $f'_{ir}$ , отклонение шага  $f_{pTr}$ , разность шагов  $f_{vPTr}$ , отклонения шага зацепления  $f_{Pbr}$ , погрешность профиля зуба  $f_{fr}$ ;

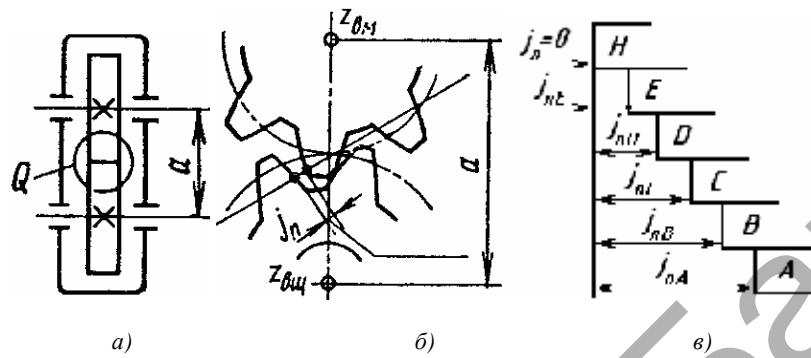


- а* — накопленная погрешность шага:  
 1 — начало отсчета; 2 — наибольшее отклонение в плюс; 3 — точное расположение профилей; 4 — действительное расположение профилей; 5 — наибольшее отклонение в минус;
- б* — погрешность  $f_f$  зуба:  
 1 — окружность выступов; 2 — окружность начала среза; 3 — рабочий участок профиля; 4 — действительный профиль; 5 — основная окружность; 6 — теоретический профиль

Рисунок 9.6 — Показатели кинематической точности и плавности

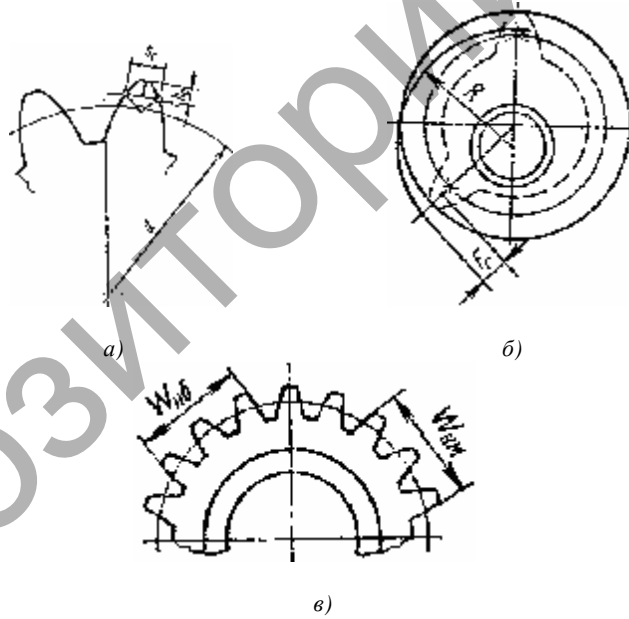
— *нормы контакта зубьев*. Это мгновенное пятно контакта (рис. 9.6), суммарное пятно контакта, отклонение осевых шагов по нормали  $F_{\text{Пнт}}$ , суммарная погрешность контактной линии  $F_{kr}$ , погрешность направления зуба  $F_{\beta r}$ , отклонение от параллельности осей  $f_{xr}$ , перекос осей  $f_{yr}$ ;

— *нормы бокового зазора*. Это отклонение межосевого расстояния  $f_{ar}$ , предельное отклонение межосевого расстояния  $+f_a$  и  $-f_a$ , гарантированный боковой зазор  $j_{n \min}$  (рис. 9.7), дополнительное смещение исходного контура  $E_{Hr}$ , предельные отклонения измерительного межосевого расстояния  $+E_{a's}$  и  $-E_{a'i}$ , номинальная длина общей нормали  $W$ , средняя длина общей нормали  $W_{mr}$  (рис. 9.8, д), номинальная толщина зуба  $S_c$ , отклонение размера по роликам  $E_{Mr}$ , эффективный коэффициент осевого перекрытия передачи  $\epsilon_{\beta e}$ .



$a$  — зона теплообразования  $Q$ ;  $b$  — боковой зазор  $j_n$ , влияющий на безотказность передачи по заклиниванию ( $a$  — межосевое расстояние);  $c$  — значения бокового зазора

Рисунок 9.7 — Нормы бокового зазора зубчатых передач



$a$  — постоянная хорда зуба  $s_c$ ;  $b$  — радиальное биение зубчатого венца  $F_r$ ;  
 $c$  — длина общей нормали  $W$

Рисунок 9.8 — Показатели, характеризующие боковой зазор

В условных обозначениях показателей точности изготовления последний индекс, буква *r*, обозначает действительное значение (*real* — действительный). Без буквы *r* тот же символ — допуск на данную величину. Буква *O*, стоящая в обозначении на предпоследнем месте, указывает на то, что показатель относится к собранной зубчатой передаче; если ее опустить, то тот же символ будет обозначать показатель зубчатого колеса, рассматриваемого отдельно от передачи. Отклонения обозначаются буквой *E*, причем верхнее — с индексом *s*, нижнее — с индексом *i*, их ставят после указываемого в индексе обозначения нормируемого показателя.

**Соотношения между нормами точности зубчатых колес.** При выборе степени точности учитывают опыт эксплуатации аналогичных зубчатых передач и обязательно используют *принцип комбинирования норм точности*, т. е. для конкретной передачи в зависимости от ее назначения устанавливают разные степени точности: по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Комбинирование норм позволяет устанавливать повышенную точность только тех параметров колес, которые важны для удовлетворения эксплуатационных требований, остальные параметры можно выполнять по более грубым допускам. Комбинирование целесообразно как с эксплуатационной, так и с технологической точки зрения. Так как между разными показателями точности существует определенная взаимосвязь, то практически невозможно изготовить зубчатые колеса со значительным разрывом в степенях точности. Поэтому при комбинировании в передаче норм точности разрешается устанавливать нормы плавности не более чем на две точнее или на одну грубее норм кинематической точности; нормы контакта могут быть такой же или любой более точной степени, чем нормы плавности, а также иногда на одну степень грубее. Шестерни и колеса не обязательно изготавливать по одним и тем же степеням точности.

**Комплексные и дифференциальные показатели, предельные отклонения и допуски.** Комплексными показателями называют показатели, характеризующие точность зубчатого колеса или зубчатой передачи по нескольким параметрам. Так, комплексным показателем нормы кинематической точности является кинематическая погрешность (наибольшая и местная), которую

обычно устанавливают в однопрофильном зацеплении, и измерительное межосевое расстояние. При однопрофильном зацеплении зубьев контактируют только одни боковые профили, а между неработающими боковыми профилями имеется боковой зазор  $j_n$ . Такой вид зацепления является обычным для реальных зубчатых передач. Комплексным показателем полноты контакта зубьев является суммарное пятно контакта — часть активной (рабочей) поверхности зуба зубчатого колеса, на которой расположены следы прилегания его к зубьям парного зубчатого колеса после вращения собранной передачи при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование зубьев обоих зубчатых колес. *Дифференцированные показатели* определяют точность только одного параметра зубчатого колеса или зубчатой передачи.

При разработке системы допусков для зубчатых передач зубчатое колесо надо рассматривать как звено механизма, погрешности которого определяют характер нарушения кинематических функций этого механизма, снижают его долговечность и т. д. Показатели точности должны не только регламентировать точность отдельного колеса, но и определять эксплуатационные параметры всей передачи, характер которых зависит от их служебного назначения.

Предельные отклонения зубчатых колес и зубчатых передач представляют собой отклонение действительного закона относительного движения колес реальной передачи от закона относительного движения колес идеально точной передачи:

$$F(\varphi) = f(\varphi) - f_0(\varphi), \quad (9.2)$$

где  $F(\varphi)$  — функция кинематической погрешности реальной передачи;

$\varphi$  — координата, определяющая мгновенное положение ведущего колеса передачи;

$f(\varphi)$  и  $f_0(\varphi)$  — законы относительного движения колес реальной и идеальной передач соответственно.

Наибольшие погрешности зубчатых колес и зубчатых передач ограничены допусками. Допуски установлены не для всех показателей точности.

**Контрольные комплексы.** Все 35 вариантов показателей для контроля норм кинематической точности, норм плавности, норм контактов зубьев, норм бокового зазора и межосевого расстояния сведены в *четыре контрольные комплекса*, включающие требования для зубчатых колес и зубчатых передач. Для зубчатых передач из этого количества предусмотрено 9 показателей, остальные — для зубчатых колес. Каждый из комплексов равноправен с другими. Комплексы показателей точности и показатели, обеспечивающие гарантированный боковой зазор, в соответствии с ГОСТ 1643 устанавливаются изготовителем.

**Измерение типовых отклонений зубчатых колес и передач, применяемые средства измерений.** Поскольку показатели точности зубчатых колес можно разделить на дифференциальные и комплексные, различают *поэлементные методы и средства измерений*, контролирурующие отдельные элементы зубчатых колес, *комплексные*, определяющие значения показателей в комплексе, в совокупности и взаимосвязи. Методы и средства комплексного контроля позволяют получить с большей полнотой и достоверностью, чем средства поэлементного контроля, информацию об эксплуатационных свойствах зубчатых передач. Но, поскольку комплексный контроль производится с помощью зубчатых колес, более точных, чем проверяемые,

его можно выполнять для колес, изготовленных с точностью не выше, чем 5-я степень точности. Приборы для измерения цилиндрических и конических зубчатых колес, червяков и червячных зубчатых колес стандартизованы.

Контроль *бокового зазора* напрямую может выполняться измерением зазоров с помощью щупов, толщины мягкой проволоки, прокатанной между неработающими боковыми поверхностями зубьев, измерением

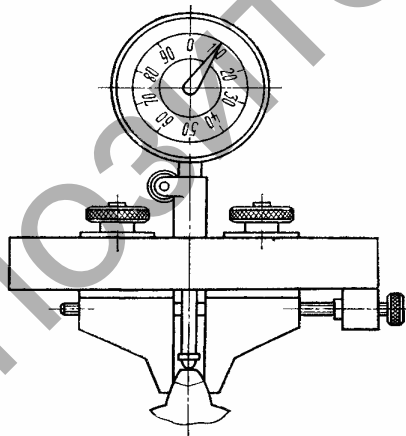


Рисунок 9.9 — Тангенциальный зубомер

величины свободного поворота одного из колес. Можно применять зубомер смещения, ходовой зубомер, тангенциальный зубомер (рис. 9.9), нормалемер — это поэлементный контроль. Комплексный контроль бокового зазора выполняют на приборе для комплексного контроля зубчатых колес — межцентромере.

Контроль *кинематической точности и плавности работы* производится нормалемерами, межцентромерами, кинематометрами, шагомерами для окружного шага, угломерными приборами, биениемерами. Контроль *плавности* проверяют шагомером для шага зацепления, индивидуально-дисковым эвольвентомером, универсальным эвольвентомером.

*Активный и автоматический контроль* зубчатых колес и зубчатых передач еще недостаточно развиты из-за сложности, но с развитием электронной элементной базы эта возможность увеличивается. В настоящее время уже разработана техническая документация на зубофрезерный станок с электронными кинематическими связями, базирующимися на результатах измерений с помощью кинематометров. Станок разработан Витебским СКБ ЗИЗ ЗС совместно с Витебским технологическим институтом. Оборудование этого станка, регулирующее движение обката с помощью электронных приборов, может с успехом стать основой контрольных автоматических зубомерных приборов.

**Особенности стандартизации норм точности конических и червячных передач.** Для *конических передач* по аналогии с цилиндрическими регламентировано 12 степеней точности и шесть видов сопряжений. Показателями кинематической точности, кроме общих с цилиндрическими колесами, являются колебание измерительного межосевого угла пары и относительного положения зубчатых колес пары. Дополнительным показателем плавности работы, кроме обычных циклических погрешностей, отклонений шага и некоторых других, служит еще осевое смещение зубчатого венца.

Для *червячных передач* по единому принципу установлено 12 степеней точности. Специфическими показателями являются: отклонение осевого шага червяка, отклонение межосевого угла червячной передачи, смещение средней плоскости червячного колеса в обработке и передаче.

**Выбор норм точности зубчатых передач по аналогии.** Кроме названного расчетного метода определения норм точности,

существуют два метода выбора норм точности зубчатых передач по аналогии:

– *опытный* (степени точности для проектируемых передач выбирают, руководствуясь опытом эксплуатации зубчатых передач аналогичного назначения);

– *табличный* (степени точности подбирают по таблицам, содержащим рекомендации по применению отдельных степеней точности).

**Учет норм точности зубчатых колес и передач в расчетах кинематических цепей.** Степень точности колес и передач устанавливают в зависимости от требований к кинематической точности, плавности, передаваемой мощности, окружной скорости колес. Например, при окружной скорости прямозубых колес 10—15 м/с применяют 6 и 7-ю степени точности, при скорости 20—40 м/с — 4 и 5-ю. Степень точности надо определять соответствующими расчетами. Например, на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допускаемого угла рассогласования можно выбирать степень по нормам кинематической точности; из расчета динамики передачи, вибраций и шумовых явлений выбирают степень точности по нормам плавности работы; расчет на прочность и долговечность дает возможность выбрать степень точности по нормам контакта зубьев. Значит, степени точности по другим нормам будут иметь подчиненное значение и могут быть приняты менее точными, но в пределах, показанных ранее.

**Обозначение точности зубчатых 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 ГОСТ 1643-81 — цилиндрическая передача со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения зубчатых колес С и соответствием между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния;

8—7—6—В<sub>a</sub> ГОСТ 1643-81 — цилиндрическая передача со степенью точности 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 *a* и соответствием между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния;

7—600у ГОСТ 1643-81 — передача 7-й степени точности с гарантированным боковым зазором 600 мкм (не соответствующим ни одному из шести видов сопряжений) и допуском на боковой зазор вида у;

7—Са /V—128 ГОСТ 1643-81 — передача со степенью точности 7 по всем нормам, с видом сопряжения колес *C*, видом допуска на боковой зазор *a*, более грубым классом отклонений межосевого расстояния *V* и уменьшенным боковым зазором в 128 мкм.

**Рабочий чертеж зубчатого колеса.** Зубчатые колеса имеют одну из самых сложных поверхностей, которые стандартизованы. Именно сложностью этих деталей обусловлено то, что для их изображения принято много условностей, собранных в следующих межгосударственных стандартах:

ГОСТ 2.402-68 Единая система конструкторской документации. Условные изображения зубчатых колес, реек, червяков и звездочек цепных передач;

ГОСТ 2.403-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес;

ГОСТ 2.404-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей зубчатых реек;

ГОСТ 2.405-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес;

ГОСТ 2.406-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес;

ГОСТ 2.407-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей червяков и колес глобоидных передач.

Данные стандарты предписывают правила указания на чертежах всех элементов зубчатых венцов. Остальные элементы зубчатых колес оформляют как для обычных изделий машиностроения в соответствии с общими требованиями стандартов ЕСКД. Сведения о зубчатых венцах (рейках, червяках) частично помещают непосредственно на изображении детали, а частично — в специальной таблице.

На изображении детали указывают диаметр окружности вершин зубьев и, если надо, допуск на ее радиальное биение, ширину венца, допустимое биение базового торца, размеры фасок и радиусов притупления кромок зубьев, шероховатость боковых поверхностей зубьев и глубину продольной модификации зубьев (рис. 9.10, см. с. 160).

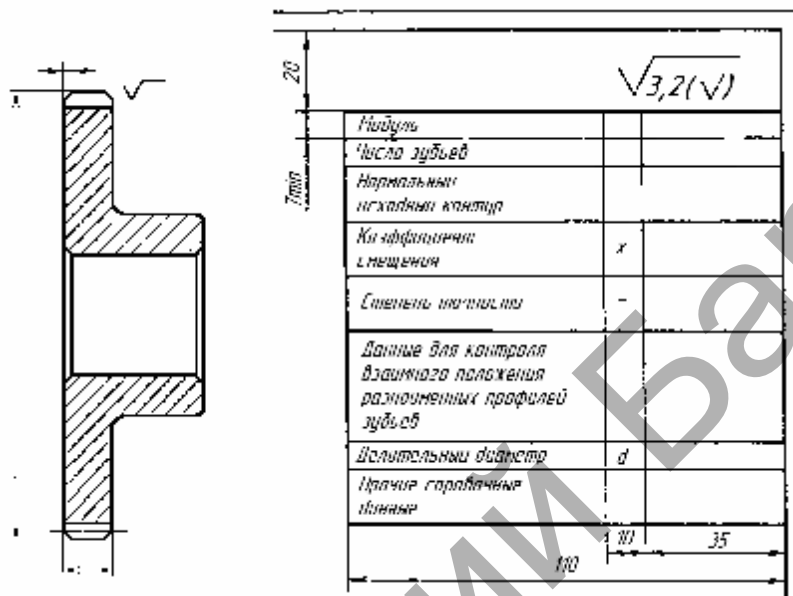


Рисунок 9.10 — Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже прямозубого цилиндрического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром по ГОСТ 2.403

Таблица параметров должна состоять из трех частей, отделенных друг от друга сплошными основными линиями:

- первая часть — основные данные (модуль, число зубьев, угол наклона зуба и направление, вид исходного контура, коэффициент смещения, степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора);
- вторая часть — данные для контроля (постоянная хорды зуба и высота до нее или длина общей нормали, или толщина зуба по хорде и высота до нее, или торцовый размер по роликам и диаметр ролика);
- третья часть — справочные данные (делительный диаметр, число зубьев сектора и прочие справочные данные).

## 10 Стандартизация точности, методы и средства контроля штифтовых, шпоночных и шлицевых соединений

*Классификация соединений по назначению. Основные эксплуатационные требования к штифтовым, шпоночным и шлицевым соединениям.*

*Стандартизация штифтов и штифтовых соединений. Допуски и посадки штифтов. Выбор посадок по диаметру штифта. Точность расположения штифтовых соединений.*

*Стандартизация шпоночных соединений. Посадки шпонок по боковым сторонам (свободное, нормальное и плотное соединения). Принципы выбора типа соединений по боковым сторонам и посадки по центрирующему диаметру соединения вал-втулка. Требования к допускам расположения поверхностей.*

*Контроль геометрических параметров.*

*Классификация шлицевых соединений по назначению и предъявляемые к ним точностные требования. Типы и основные элементы шлицевых деталей и соединений: диаметры, ширина шлиц, модуль. Виды центрирования, принципы их выбора.*

*Стандартизация точности шлицевых прямобоочных соединений. Поля допусков и рекомендуемые посадки.*

*Стандартизация точности шлицевых эвольвентных соединений. Исходный контур, модули. Поля допусков, степени точности и рекомендуемые посадки.*

*Выбор норм точности шлицевых соединений по аналогии. Требования к допускам расположения поверхностей.*

*Обозначение точности шлицевых соединений и деталей на чертежах.*

*Контроль геометрических параметров. Калибры для контроля прямобоочных и эвольвентных шлицевых деталей.*

**Классификация соединений по назначению.** Штифтовые, шпоночные и шлицевые соединения служат для создания разных видов соединений: *штифты* — для соединения неразборных конструкций (рис. 10.1, см. с. 162); *шпонки* — для создания малонагруженных тихоходных передач (соединение втулок, шкивов, муфт, рукояток, зубчатых колес с валами) и ответственных конических соединений (маховики двигателей внутреннего сгорания, центрифуги) (рис. 10.2, см. с. 162); *шлицевые поверхности* — для передачи больших крутящих моментов при точном центрировании.

**Основные эксплуатационные требования к штифтовым, шпоночным и шлицевым соединениям.** *Штифты* служат для точного центрирования деталей типа крышек по отношению

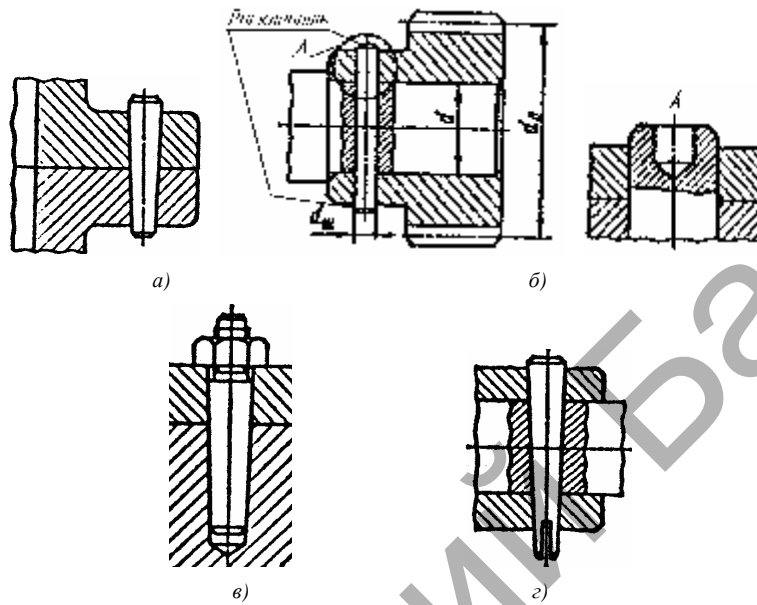


Рисунок 10.1 — Области применения штифтов

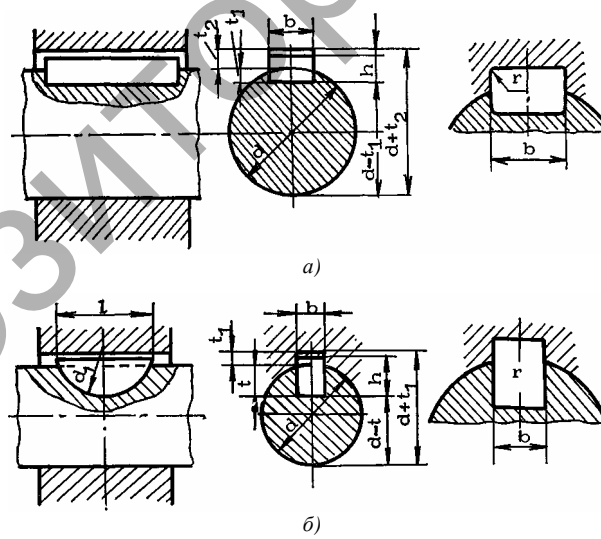


Рисунок 10.2 — Шпонки призматические (а) и сегментные (б) и их основные присоединительные размеры

к корпусу с последующим закреплением болтами или винтами. Они могут применяться в качестве предохранительного или фиксирующего элемента при регулировках, а также для скрепления деталей машин, передающих небольшие нагрузки.

*Шпонка* служит для передачи крутящего момента для неподвижного соединения типа вал-зубчатое колесо. 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 и контактных деформаций от радиальных сил в шпоночных соединениях возможен перекоп втулки на валу. Этих недостатков лишены *шлицевые соединения*, передающие большие крутящие моменты, имеющие большое сопротивление усталости и высокую точность центрирования и направления.

#### **Стандартизация штифтов и штифтовых соединений.**

По форме различают конические и цилиндрические штифты. Конические штифты изготавливают с конусностью 1 : 50, обеспечивающей самоторможение. По конструкции рабочей части штифты могут быть гладкими и с насеченными или выдавленными канавками, что не требует развертывания отверстия (как для гладких штифтов) и создает надежное соединение, предохраняющее штифт от выпадения в процессе работы. Штифты бывают закаленные гладкие цилиндрические диаметром от 0,6 до 50 мм, закаленные гладкие цилиндрические диаметром от 0,6 до 20 мм.

Насеченные штифты диаметром от 1 до 16 мм делают с цилиндрической насечкой, а от 1,6 до 16 мм — с конической.

ГОСТ 26862-86 «Штифты. Общие технические условия» обобщает требования к штифтам. В нем приведены предусмотренные стандартами следующие 10 видов штифтов диаметром от 0,6 до 50 мм (рис. 10.3, см. с. 164):

- цилиндрические — ГОСТ 3128;
- цилиндрические закаленные — ГОСТ 24296;
- цилиндрические с внутренней резьбой (для глухих отверстий) — ГОСТ 12207;
- цилиндрические заклепочные (с засверленными концами) — ГОСТ 10774;

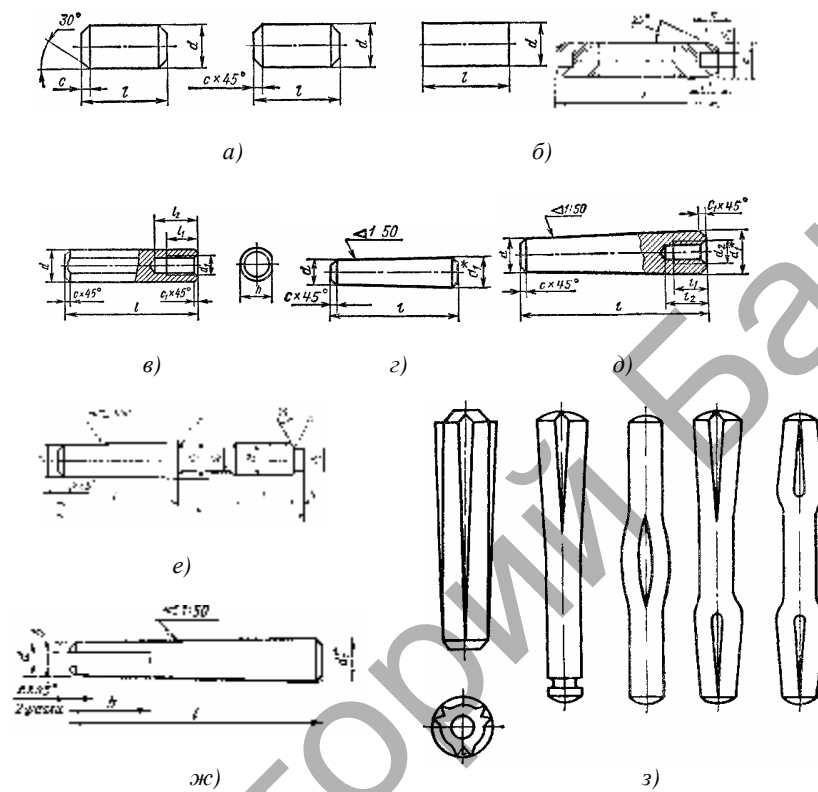


Рисунок 10.3 — Основные виды штифтов

- цилиндрические насеченные с коническими насечками — ГОСТ 10773;
- цилиндрические насеченные (с цилиндрическими насечками) — ГОСТ 12850;
- конические — ГОСТ 3129;
- конические с внутренней резьбой — ГОСТ 9464;
- конические разводные — ГОСТ 19119;
- конические с резьбовой цапфой — ГОСТ 9465.

Кроме названных штифтов могут быть и другие, например, пружинные, коррозионностойкие, антимагнитные, с особыми требованиями по свариваемости и т. п.

**Допуски и посадки штифтов.** По точности рабочей поверхности штифты подразделяют на *три класса точности*: *A, B, C*. Для класса точности *A* шероховатость рабочих поверхностей *Ra* должна быть не более 0,8 мкм; для класса точности *B* не более — 1,6 мкм; для класса точности *C* не более — 3,2 мкм. По форме рабочей поверхности штифты бывают *цилиндрические* и *конические*. Поля допусков наружного диаметра штифтов устанавливают в зависимости от класса точности. Для класса точности *A*: для цилиндрических штифтов — *m6 (n6)*, а для конических — *h10*; для класса точности *B* — *h8 (h9)* и *h11* соответственно; для класса *C*, предусмотренного только для цилиндрических штифтов, — *h11* для основного диаметра и *h13* для диаметра насечек. Предельные отклонения по длине штифтов должны быть  $j_{15}$ , для насечек —  $\pm AT16/2$ . Отклонения конусности штифтов класса точности *A* —  $\pm AT8/2$ , *B* —  $\pm AT10/2$ . Проверяют штифты как изделия повышенной и нормальной точности (классы *A* и *B*).

Для штифтовых соединений предусмотрены все виды посадок. Для посадок с натягом рекомендуются основные отклонения *K7/m6* и *N7/m6*; для переходных посадок — *H7/m6*, *R8/h8* и *H9/h8*; для посадок с зазором — *F7/m6* и *H12/h11*.

**Выбор посадок по диаметру штифта.** Стандарты рекомендуют фиксирующее штифтовое соединение корпуса и крышки с посадками: *R8/h8* для штифта в корпус и *H9/h8* для штифта с крышкой. Номинальный диаметр отверстий под запрессовку цилиндрических насеченных штифтов с коническими насечками равен номинальному диаметру штифта *d*. Предельные отклонения диаметра отверстия при  $d \leq 3$  мм принимают по *H9*, при  $d > 3$  мм — по *H11*. Если штифт выполняет функцию предохранительного элемента, то его необходимо рассчитать на срез. Уравнение прочности штифта на срез имеет вид

$$\tau_{\text{ср}} = 4F / \pi d_{\text{ш}}^2 \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (10.1)$$

где  $\tau_{\text{ср}}$  — напряжение на срез;

$[\tau_{\text{ср}}]$  — допустимое напряжение на срез;

*F* — сила, действующая на штифт;

$d_{\text{ш}}$  — диаметр штифта.

Требуемый диаметр штифта равен

$$d_{\text{ш}} = 1,13 \sqrt{F / [\tau_{\text{сп}}]}. \quad (10.2)$$

**Точность расположения штифтовых соединений.** Точность расположения отверстий под штифты определяется требованиями заданного допуска, которые назначают на межосевые расстояния крепежных отверстий, и которые имеют преимущественное применение.

**Стандартизация шпоночных соединений.** Размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками устанавливает ГОСТ 23360, с сегментными шпонками — ГОСТ 24071. НД для призматических шпонок не регламентирует соединения для крепления режущего инструмента и специальные шпоночные соединения.

**Посадки шпонок по боковым сторонам (свободное, нормальное и плотное соединения).** Для получения разных посадок призматических шпонок (рис. 10.4) установлены поля допусков на ширину  $b$  шпонок, пазов валов и втулок. Для ширины шпонки установлено поле допуска  $h9$  (для высоты шпонки  $h11$  и для длины  $h14$ ), что позволяет делать их централизованно, как подшипники, независимо

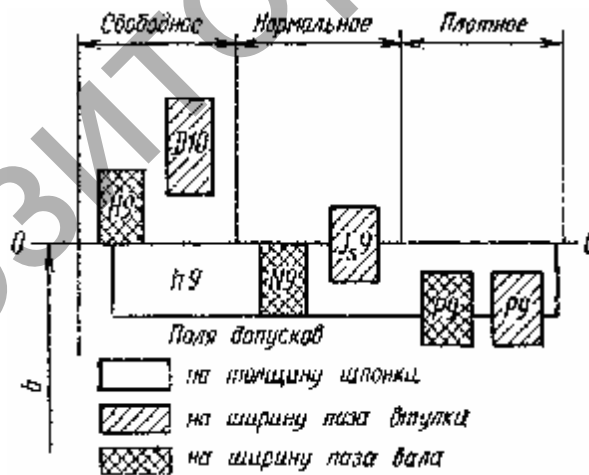


Рисунок 10.4 — Поля допусков с призматическими шпонками

от посадки. Установлены три типа шпоночных соединений: свободное, нормальное и плотное.

Для свободного соединения установлены поля допусков ширины  $b$  для паза на валу  $H9$  и для паза во втулке  $D10$ , что дает посадку с зазором; для нормального соединения — соответственно  $N9$  и  $J_s9$ ; для плотного соединения — одинаковые поля допусков на ширину  $b$  для паза на валу и во втулке  $P9$ . Нормальные и плотные соединения имеют переходные посадки. Сопряжения шпонки с пазами на валу и во втулке выполняются в системе вала.

**Принципы выбора типа соединений по боковым сторонам и посадки по центрирующему диаметру соединения вал-втулка.** Шпоночный паз является *концентратором напряжений*, снижающим усталостную прочность вала. При передаче через шпоночное соединение вращающего момента около шпоночного паза возникают значительные асимметричные местные деформации вала и ступицы, а также деформации самой шпонки, в результате чего давление по рабочим граням шпонки и шпоночным пазам вала и ступицы распределяется неравномерно.

*Шпоночные соединения* применяют для передачи вращающего момента, если не удастся это сделать по каким-то причинам за счет соединений с натягом. Они позволяют при необходимости осуществлять относительное осевое перемещение сопряженных деталей, например, при включении-выключении муфт или зубчатых колес; соединять втулки, шкивы, муфты, рукоятки и другие детали машин с валами, когда к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляют особых требований. Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки ( $b$ ). Остальные размеры задают так, чтобы исключить возможность защемления шпонки по высоте или чрезмерное занижение поверхностей соприкосновения боковых сторон.

Если при использовании шпонки в соединении по цилиндрической поверхности вала и ступицы колеса предусмотреть зазор, то условия сборки шпоночного соединения облегчаются. Однако наличие зазора в соединении вал-ступица приводит к тому, что при работе происходит обкатывание поверхностей вала и отверстия, поэтому *применение по цилиндрической поверхности посадок с зазором недопустимо*, а переходных посадок *крайне нежелательно*. *Натяг* по цилиндрической

поверхности улучшает работу шпоночного соединения, но не устраняет скольжения, если в соединении шпонки с пазом ступицы есть боковой зазор. При расчете шпоночного соединения принимают, что весь вращающий момент передается шпонкой. По цилиндрической поверхности назначают натяг, достаточный для того, чтобы при действии на колесо внешней нагрузки не нарушалось касание сопряженных поверхностей, т. е. не происходило раскрытия стыка. Применение шпоночных соединений при реверсивных нагрузках нежелательно. Оно оправдано лишь в случаях, когда по условиям сборки нельзя назначить посадку с натягом, достаточным для передачи заданного вращающего момента, или для его передачи требуется натяг, недопустимый по условиям прочности материала колеса, а увеличить размеры соединения невозможно.

Наибольшее распространение в общем машиностроении имеет нормальное соединение. Свободное соединение применяют главным образом для направляющих шпонок, иногда при наличии объемной термообработки сопрягаемых деталей. В случае термообработки допускается пазы на валу по ширине выполнять по *H11* вместо *M9*, если это не влияет на работоспособность соединения. Плотные шпоночные соединения надо применять в случае редкой разборки, высоких требований к передаваемому крутящему моменту.

**Требования к допускам расположения поверхностей.** Чтобы ограничить концентрацию контактных давлений и обеспечить равномерный контакт рабочих поверхностей шпонки и паза вала, шпоночные пазы на валах должны быть параллельны и симметричны оси посадочной поверхности валов. Допуски параллельности и симметричности принимают в зависимости от допусков на ширину шпонки соответственно:

$$T_{\text{парал}} = 0,3 \dots 0,5 t_{\text{шп}}, \quad (10.3)$$

$$T_{\text{сим}} = 2,0 \dots 4,0 t_{\text{шп}}, \quad (10.4)$$

где  $t_{\text{шп}}$  — допуск размера ширины шпоночного паза.

**Контроль геометрических параметров шпоночных соединений.** Для контроля геометрических параметров отверстий втулок со шпоночным пазом применяются:

- а) шпоночный калибр-пробка (рис. 10.5, з);

б) поэлементные калибры:

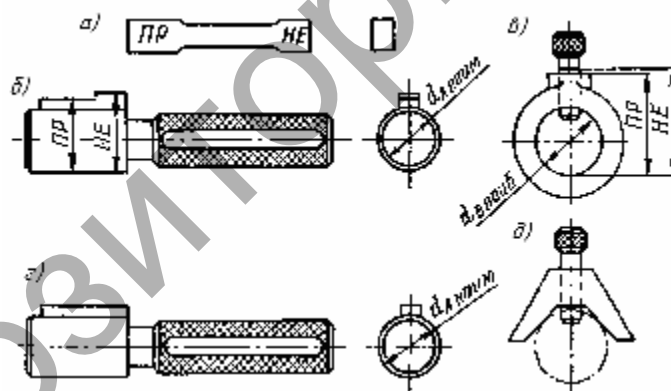
- 1) гладкие проходной и непроходной калибры-пробки для отверстия втулки  $d$ ;
- 2) проходной и непроходной пазовые калибры для ширины шпоночного паза  $b$  (рис. 10.5, а);
- 3) проходной и непроходной калибры-глубиномеры для глубины шпоночного паза  $d + t_2$  (рис. 10.5, б).

Для контроля валов со шпоночным пазом используются:

а) шпоночный калибр-призма (рис. 10.5, д);

б) поэлементные калибры:

- 1) проходной и непроходной гладкие калибры-скобы для наружного диаметра вала  $d$ ;
- 2) проходной и непроходной пазовые калибры для ширины шпоночного паза  $b$  (см. рис. 10.5, а);
- 3) проходной и непроходной калибры-глубиномеры для глубины шпоночного паза  $t_1$  (рис. 10.5, в).



- а — пластина для контроля ширины паза  $b$ ;  
б — пробка для контроля размера  $t_1$ ;  
в — калибр для контроля глубины паза в валу  $t$ ;  
г — пробка для контроля симметричности паза во втулке  $e_1$ ;  
д — призма для контроля симметричности  $e_2$  паза на валу

Рисунок 10.5 — Средства измерения для контроля элементов призматического шпоночного соединения

В индивидуальном производстве поэлементный контроль производят с помощью универсальных средств измерения и концевых мер длины. Расположение шпоночных пазов на валах и во втулках определяют на универсальных измерительных микроскопах.

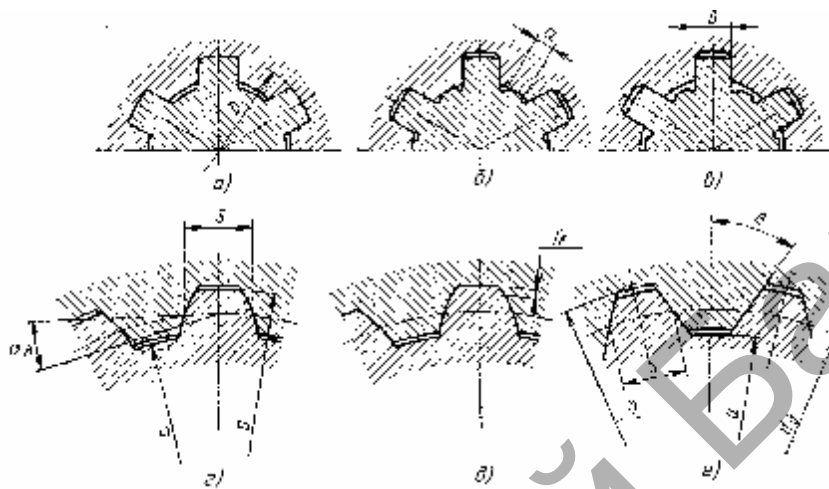
Отверстие со шпоночным пазом считается годным, если шпоночный калибр-пробка проходит, а диаметр отверстия втулки, ширина и глубина шпоночного паза не выходят за предельные размеры. Вал со шпоночным пазом считается годным, если шпоночный калибр-призма (при отсутствии зазора между валом и призмой) проходит, а диаметр вала, ширина и глубина шпоночного паза не выходят за пределы размера.

**Классификация шлицевых соединений по назначению и предъявляемые к ним точностные требования.** При увеличенных нагрузках и повышенных требованиях к центрированию вместо шпоночных применяют шлицевые (зубчатые) соединения втулок с валами (в тех случаях, когда втулка должна перемещаться вдоль вала (коробки скоростей, муфты), а также когда такого перемещения не требуется). В них нагрузка на вал и втулку распределяется равномернее, чем в шпоночных соединениях, причем концентрация напряжений становится меньше и обеспечивается лучшее центрирование на валу. В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делят на *прямобочные*, *эвольвентные* и *треугольные* (рис. 10.6).

Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизованы и регламентируются отраслевыми нормами.

**Типы и основные элементы шлицевых деталей и соединений: диаметры, ширина шлиц, модуль.** В зависимости от профиля зубьев шлицевых соединений меняются и основные элементы: в прямобочных шлицевых соединениях — поверхности с диаметрами  $d$  и  $D$  (от 14 до 125 мм), число зубьев  $z$  (от 6 до 20) и угол  $\gamma$  расположения шлицев, ширина зуба  $b$ ; в эвольвентных — боковые поверхности и наружный диаметр; в треугольных — боковые поверхности. Модуль для эвольвентного шлицевого соединения — это то же, что и модуль для зубчатого колеса.

**Виды центрирования, принципы их выбора.** Одним из основных показателей точности шлицевых соединений является концентричность сопрягаемых деталей, которая обеспечивается соосностью



*a, б, в* — прямоугольные шлицевые соединения с центрированием по наружному, внутреннему диаметрам и по боковым поверхностям;  
*г, д* — эвольвентные шлицевые соединения с центрированием по боковым сторонам и наружному диаметру; *е* — треугольные шлицы с центрированием по боковым сторонам

Рисунок 10.6 — Типы шлицевых соединений и способы центрирования

центрирующих поверхностей валов и втулок. Вид центрирования определяется эксплуатационными требованиями и технологическими факторами. Чтобы понять это, надо знать, как изготавливаются шлицевые валы и отверстия. Шлицы на валах фрезеруют либо последовательно, вырезая паз за пазом фасонной фрезой на горизонтально-фрезерном станке, либо обрабатывают сразу все шлицы червячной фрезой на зубофрезерном станке. Точность при этом получается недостаточной. При наличии термообработки накладываются погрешности от коробления детали и шлиц, поэтому точные элементы шлицевого валика при окончательной обработке обязательно шлифуют. Шлифование боковых сторон шлиц и внутреннего диаметра у валиков не представляет особой сложности. Шлицевые отверстия во втулках сначала сверлят, а затем протягивают круглой и шлицевой протяжками. Протяжки, особенно шлицевые, — это сложный

дорогостоящий высокопроизводительный инструмент. При большом числе деталей такая обработка экономична и обеспечивает получение высокой точности и при незакаленных втулках обычно не требует последующей обработки. Следовательно, главный мотив при выборе центрирования по  $d$  или  $D$  — возможность наиболее производительно и экономично произвести чистовую обработку посадочных поверхностей. Именно поэтому основными способами центрирования соединений с прямобочными шлицами, которые примерно равнозначны, являются:

- центрирование втулок на валах по наружному диаметру  $D$  и по внутреннему диаметру  $d$ . Вторым вариантом применяется при высокой твердости сопрягаемых поверхностей (каленую втулку можно точно обработать только по этому размеру и только шлифованием);

- по боковым сторонам шлиц  $b$ . Применяется при невысокой точности центрирования и реверсивных ударных нагрузках. Это самый простой и дешевый вид центрирования.

Разделение прямобочных шлицевых соединений на *три серии* (легкую, среднюю и тяжелую) позволяет при постоянном внутреннем диаметре усилить соединение при первом переходе за счет увеличения большего диаметра, а потом и за счет увеличения числа зубьев.

У эвольвентных шлицевых соединений центрирование осуществляется по наружному диаметру, по боковым поверхностям зубьев и по внутреннему диаметру. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется. Выбор вида центрирования у эвольвентных шлицевых соединений, как и у прямобочных соединений, зависит от *условий эксплуатации и технологических факторов*. Если материал втулки поддается обработке протягиванием или калиброванием, то по соображениям экономичности (а это всегда главный фактор) выбирают центрирование по диаметру впадин втулки  $D_f$  соединения.

Эвольвентные соединения имеют следующие преимущества перед прямобочными:

- прочность зубьев выше: на изгиб — вследствие утолщения профиля зуба у основания, на смятие — вследствие большего числа зубьев по окружности;

- точность зубьев получается значительно выше при обработке на зуборежущем оборудовании методом обкатывания с помощью червячных фрез или на коротких валах с помощью долбяков;

– эвольвентные зубья одинакового модуля нарезают одной фрезой (или долбяком), а для прямобочных шлицев нужны отдельные червячные фрезы для каждого размера соединения;

– тип посадки по боковым граням (с натягом или зазором) в некоторых пределах можно менять смещением режущего инструмента относительно вала;

– при плотной посадке по боковым граням зубья в значительной степени разгружены от изгиба, соединение работает преимущественно на срез по основанию зубьев;

– можно подвергать корригированию (смещением исходного контура, изменением коэффициента высоты зуба) для повышения прочности и получения нормальных наружных диаметров соединения;

– шлицы на валах можно подвергать доводочной обработке (шевингованию для улучшенных или нормализованных сталей, шлифованию для закаленных и химико-термически обработанных сталей), а также упрочняющему обкатыванию зубчатыми накатниками;

– в соединениях, работающих с перекосами, посредством шевингования или шлифования на качающемся столе зубьям можно придать бочкообразную форму, обеспечивающую свободу перекоса.

Треугольные зубчатые шлицевые соединения чаще всего применяют вместо посадок с натягом и при тонкостенных втулках для передачи небольших крутящих моментов. Наряду с цилиндрическими соединениями используют и конические, обычно с конусностью 1 : 16. Центрирование выполняется только по боковым сторонам зубьев. Часто втулка имеет разрез и стягивается на валу с помощью клеммного соединения.

**Стандартизация точности шлицевых прямобочных соединений.** ГОСТ 1139, распространяющийся на шлицевые прямобочные соединения, при расположенных параллельно оси 6—20 зубьях регламентирует размеры *легкой, средней и тяжелой серий* и *три метода центрирования* сопрягаемых вала и втулки. Метод центрирования по боковым сторонам зубьев обеспечивает достаточно точные поля допусков и посадки только по размеру  $b$  и гарантированные зазоры по  $d$  и  $D$ . При этом методе легко шлифовать боковые поверхности зубьев закаленного вала, т. е. производство дешевое, но соосность поверхностей вала невысокая. Методы центрирования по внутреннему или наружному диаметрам гарантируют посадку по боковым поверхностям и центрирующему диаметру и зазор по

второму диаметру. Точные элементы вала при таком центрировании обязательно шлифуют. Основное преимущество центрирования по диаметрам — экономичность обработки.

**Поля допусков и рекомендуемые посадки.** Поля допусков и рекомендуемые посадки прямобоочных шлицевых соединений назначают в системе отверстия. Допуски и основные отклонения размеров  $d$ ,  $D$ ,  $b$  назначают по ГОСТ 25346. На рисунке 10.7 показано расположение полей допусков шлицевой втулки, вала и соединения. Посадки назначают в зависимости от способа центрирования. Стандарт устанавливает для центрирующих поверхностей валов 20 полей допусков 5—10-го квалитетов с основными отклонениями  $d$ ,  $e$ ,  $f$ ,  $g$  и  $h$  — для образования посадок с зазорами, а также  $j$ ,  $k$ ,  $m$  и  $n$  — для образования посадок типа переходных. Для центрирующих поверхностей втулок установлены поля допусков  $H6$ ,  $H7$ ,  $H8$  — для размеров  $D$  и  $d$ ;  $F8$ ,  $D9$ ,  $D10$ ,  $F10$  и  $J10$  — для размера  $b$ . При центрировании по  $D$  и  $d$  посадки создаются не только по центрирующим поверхностям, но также и по боковым сторонам зубьев. При высоких требованиях к точности центрирования надо получать минимальные зазоры по центрирующим поверхностям. Для центрирования по внутреннему диаметру установлено 12 посадок по  $d$

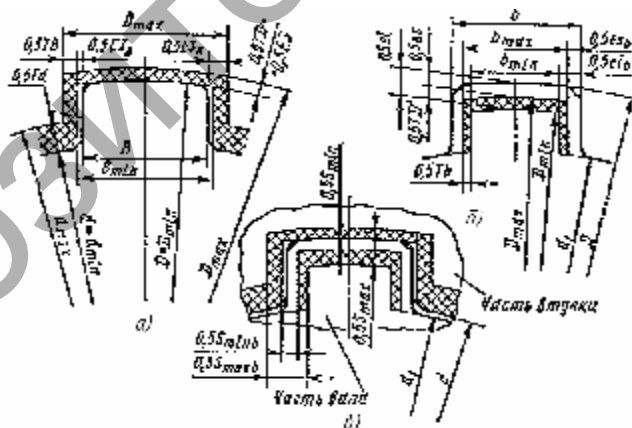


Рисунок 10.7 — Схема расположения полей допусков прямобоочного шлицевого вала (а), отверстия (б) и соединения (в)

и 32 посадки по ширине зубьев. Для центрирования по наружному диаметру установлено 7 посадок по  $D$  и 16 по  $b$ . Для центрирования только по  $b$  установлено 23 посадки. Для нецентрирующих диаметров установлены поля допусков: для большего диаметра вала —  $a11$ , для втулки —  $H12$ , для меньшего диаметра втулки —  $H11$ , у вала этот диаметр должен быть не меньше диаметра, значения которого приведены в НД (при этом создаются большие зазоры). Например:  $H7/f7$ ,  $H7/g6$  для  $d$  и  $D$  (дают соединения с зазором);  $H7/n6$ ,  $H7/j_6$  для  $d$  и  $D$  (дают соединения с переходными посадками);  $D9/h9$ ,  $F10/f9$  для  $b$ . Из общего числа полей допусков и посадок нормативные документы выделяет предпочтительные и ограниченного применения.

**Стандартизация точности шлицевых эвольвентных соединений.** Стандартизация точности шлицевых эвольвентных соединений оговорена ГОСТ 6033, распространяющемся на шлицевые эвольвентные соединения с углом профиля  $30^\circ$ , и устанавливает исходный контур, форму зубьев, номинальные диаметры  $D$ , модуль  $m$ , число зубьев  $z = 6—82$ , номинальные размеры элементов и измеряемые величины при центрировании по боковым поверхностям зубьев, а также допуски и посадки.

**Исходный контур, модули.** Поскольку эвольвентное шлицевое соединение равносильно соединению двух зубчатых колес с наружными (вал) и внутренними (втулка) зубьями, то при одинаковом количестве зубьев на него распространяются принципы построения профиля зубьев, аналогичные тем, что используются для зубчатых колес. Так, элементами эвольвентного шлицевого соединения являются: номинальный (исходный) диаметр  $D$  (от 4 до 500 мм), делительная окружная толщина зуба  $s$  и ширина впадины втулки  $e$  (номинально  $s = e$ ), диаметр основной окружности  $d_b$ , диаметр делительной окружности  $d$ , смещение исходного контура  $xm$ , делительный окружной шаг  $p$ . Соотношения между отдельными элементами следующие: модуль, как и у зубчатого колеса  $m = p/\pi$  (от 0,5 до 20 мм),  $p = 2s = 2e$ ; диаметр делительной окружности  $d = mz$ ; диаметр основной окружности  $d_b = mz \cos 30^\circ$ ; диаметр окружности впадин втулки  $D_f = D$ ; диаметр окружности вершин зубьев втулки  $D_a = D - 2m$ ; диаметр окружности впадин вала  $d_f = D - 2,2m$ ; диаметр окружности вершин зубьев вала  $d_a = D - 0,2m$ .

### **Поля допусков, степени точности и рекомендуемые посадки.**

При центрировании по боковым сторонам зубьев используют два вида допусков (одинаковые для  $e$  и  $s$ ):  $T_e(T_s)$  — допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала), контролируемый отдельно в случаях, когда не применяют комплексный калибр;  $T$  — суммарный допуск, включающий отклонение собственно ширины впадины (толщины зуба) и отклонение формы и расположения элементов профиля впадины (зуба), контролируемый комплексным калибром.

По ширине впадины втулки установлены три степени точности (7, 9 и 11-я), а по толщине зуба вала — пять (7, 8, 9, 10 и 11-я). Величины допусков  $T_e$  и  $T_s$  возрастают в зависимости от роста номера степени точности с коэффициентом 1,4. По аналогии с единой системой допусков и посадок для полей допусков гладких соединений установлены основные отклонения: одно основное отклонение  $H$  ширины впадины  $e$  втулки и десять основных отклонений ( $a, c, d, f, g, h, k, n, p$  и  $r$ ) толщины зуба  $s$  вала. Вторые отклонения получают так же, как в гладких цилиндрических соединениях. Чтобы отличить степень точности от квалитета, ее указывают перед буквой, обозначающей основное отклонение.

При центрировании по наружному диаметру ( $D_f$  для втулки и  $d_a$  для вала) допуски и основные отклонения устанавливаются непосредственно по ЕСДП для гладких цилиндрических соединений. Для центрирующего диаметра  $D_f$  применяют поля допусков  $H7$  и  $H8$ , а для диаметра  $d_a$  — поля допусков  $n6, j_6, h6, g6$  и  $f7$ . Предпочтительным является поле допуска  $H7$ . В данном случае поля допусков ширины впадины втулки  $e$  и толщины зуба вала  $s$  должны соответствовать 9 или 11-й степени точности. При таком способе центрирования и плоской форме дна впадины выполняется равенство  $D_f = D_a = D$ .

### **Выбор норм точности шлицевых соединений по аналогии.**

Поля допусков вала и втулки по центрирующему диаметру определяют из условия точности центрирования и долговечности. Так, если шлицевое отверстие представляет собой отверстие в зубчатом колесе передачи и для этого колеса установлен допуск на радиальное биение  $F_r$  зубчатого венца, то расчетное обоснование выбора полей допусков выполняют по методике расчета точности переходных разъемных неподвижных соединений. Расчетное обоснование выбора полей допусков шлицевых соединений по долговечности еще не разработано, но, исходя



**Обозначение точности шлицевых соединений и деталей на чертежах.** Условные обозначения прямобочных шлицевых соединений должны содержать на первом месте букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры  $d$ ,  $D$  и  $b$  соединения вала и втулки, обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также размера  $b$ , помещаемого после соответствующих размеров.

Пример условного обозначения 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, посадкой по диаметру центрирования  $H7/e8$  и по размеру  $b — D9/f8$ :

$$d — 8 \times 36H7 / e8 \times 40H12 / a11 \times 7D9 / f8.$$

То же, при центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования  $H8/h7$  и по размеру  $b — F10/h9$ :

$$D — 8 \times 36 \times 40H8 / h7 \times 7F10 / h9;$$

$$b — 8 \times 36 \times 40H12 / a11 \times 7D9 / h8.$$

Пример обозначения втулки и вала для первого случая:

$$d — 8 \times 36 \times 40H12 \times 7D9;$$

$$d — 8 \times 36e8 \times 40a11 \times 7f8.$$

Условные обозначения эвольвентных шлицевых соединений валов и втулок должны содержать номинальный диаметр соединения, модуль, обозначение посадки соединения (полей допусков вала и отверстия), помещаемое после размеров центрирующих элементов, и номер стандарта.

Пример обозначения соединения с диаметром  $D = 50$  мм, модулем  $m = 2$  мм с центрированием по боковым сторонам зубьев, посадкой по боковым поверхностям зубьев  $9H/9g$ :

$$50 \times 2 \times 9H / 9g \text{ ГОСТ } 6033-80.$$

Пример обозначения втулки и вала того же соединения:

$$50 \times 2 \times 9H \text{ ГОСТ } 6033-80;$$

$$50 \times 2 \times 9g \text{ ГОСТ } 6033-80.$$

Пример обозначения соединения с диаметром  $D = 50$  мм, модулем  $m = 2$  мм с центрированием не по боковым сторонам, а по  $D_f$  с посадкой по диаметру центрирования  $H7/g6$ :

$$50 \times H7 / g6 \times 2 \text{ ГОСТ } 6033-80.$$

Пример обозначения втулки и вала того же соединения:

50 x H7 x 2 ГОСТ 6033-80;

50 x g6 x 2 ГОСТ 6033-80.

**Контроль геометрических параметров.** Шлицевые соединения контролируют комплексными проходными калибрами и поэлементными непроходными калибрами. Считается, что один комплексный калибр выполняет функции всех проходных калибров. Контроль шлицевого вала или втулки комплексным калибром достаточен в одном положении, без перестановки калибра. Контроль поэлементными непроходными калибрами необходим не менее чем в трех различных положениях. Если непроходной калибр проходит хотя бы в одном положении, то деталь считается браком.

**Калибры для контроля прямобочных и эвольвентных шлицевых деталей.** Поля допусков, назначенные на элементы деталей шлицевого соединения и указанные в условном обозначении, в массовом и крупносерийном производствах контролируют независимо друг от друга специальными гладкими калибрами. Для прямобочных шлицевых валов комплект калибров включает три скобы (рис. 10.9, см. с. 180). У деталей каждый шлиц контролируют по всей длине, наружный диаметр — по длине в нескольких поперечных сечениях, внутренний — надвигая скобу с торца по впадинам в нескольких продольных сечениях. Аналогичный комплект для втулки состоит из калибра-пластины для ширины пазов, гладкой пробки для контроля внутреннего диаметра и листовой пробки для контроля наружного диаметра по впадинам втулки. Погрешности формы и расположения, а значит и собираемость детали, контролируют после отдельного контроля элементов соединения специальными комплексными проходными калибрами, втулку — шлицевой пробкой, вал — шлицевым кольцом. В единичном и мелкосерийном производствах контроль шлицевых деталей выполняется с помощью различных универсальных средств измерения.

Эвольвентные шлицевые соединения контролируют комплексными проходными и гладкими непроходными калибрами, толщину

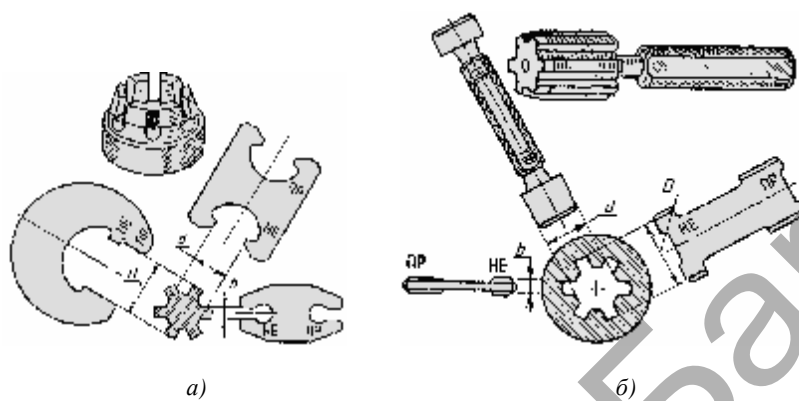


Рисунок 10.9 — Средства измерения для контроля валов (а) и втулок (б) прямоугольного шлицевого соединения

зубьев на валу и ширину пазов во втулке — гладкими непроходными калибрами. Наружный и внутренний диаметры эвольвентных шлицевых деталей, как и прямобочных, проверяют предельными скобами и пробками, выполненными с допусками для обычных гладких калибров.

## 11 Технический контроль и измерения

*Технические измерения как основа современных методов контроля. Научные основы технических измерений. Метрология. Технический контроль с применением средств измерений. Приемочный измерительный контроль. Арбитражная проверка результатов приемочного контроля.*

*Классификация измерений и средств измерений. Виды измерений: прямые, косвенные, совокупные и совместные. Методы измерений: непосредственной оценки и сравнения с мерой. Разновидности метода сравнения с мерой.*

*Средства измерений. Метрологические характеристики средств измерений, нормируемые метрологические характеристики. Основная и дополнительные погрешности средств измерений. Динамические характеристики средств измерений.*

*Механические средства измерений. Механические приборы. Меры. Калибры. Оптические и оптико-механические приборы. Пневматические приборы. Электрические приборы.*

*Приборы для контроля формы и микрогеометрии поверхностей. Профилометры, профилографы и кругломеры.*

*Основные характеристики и область использования средств измерений. Типовые схемы измерений геометрических параметров деталей.*

*Автоматизированные средства измерений и измерительные системы. Перспективы развития средств измерений и измерительных систем.*

*Государственные системы обеспечения единства измерений. Погрешность измерения. Составляющие погрешности измерения: погрешность средств измерений, погрешность метода измерения, погрешность условий измерения, погрешность оператора. Систематические и случайные составляющие погрешности измерения. Методы выявления и оценки погрешностей. Грубые погрешности. Методы исключения систематических погрешностей.*

*Статистические методы оценки случайных величин и параметров распределений погрешностей. Обработка результатов многократных измерений. Оценка поля рассеяния параметров при изготовлении и измерении. Рациональное соотношение практического поля рассеивания размеров и поля допусков ( $IT \approx 6\sigma$ ). Статистические методы контроля и регулирования качества продукции.*

*Необходимая точность измерений. Допустимые погрешности измерений линейных размеров. Требования к методике выполнения измерений (МВИ). Точность, представительность и экономичность измерений. Выбор методики выполнения измерений.*

*Применение ЭВМ для статистической обработки результатов измерений и выбора методики выполнения измерений.*

**Технические измерения как основа современных методов контроля.** С измерениями человечество знакомо с древнейших времен. Измерение расстояний и линейных размеров разных предметов требовали установления единиц длины, за которые принимали шаг человека и отдельные размеры частей его тела (локоть, стопа). 10 декабря 1799 года правительство Франции во главе с Наполеоном приняло закон, согласно которому метр был признан в качестве единицы длины.

Линейные, угловые и другие измерения являются неотъемлемой частью машиностроительного и любого другого производства, ведь

изготовление машин и разных изделий связано с обработкой материалов по заданным размерам и форме. Развитие науки и техники связано с повышением точности измерений. «Наука начинается с тех пор, как начинают измерять. Точная наука немислима без меры», — писал Д. И. Менделеев. Изготавливать не измеряя невозможно, так как без измерений нельзя судить о соответствии изделия предъявляемым к нему требованиям.

**Научные основы технических измерений.** Развитие науки и техники, рост международных связей настоятельно требовали единообразия систем единиц измерения в международном масштабе. В октябре 1960 года на XI Генеральной конференции по мерам и весам, собравшей ученых 32 стран, международная комиссия, возглавляемая советским профессором Г. Д. Бурдуном представила проект Международной системы единиц. С первого января 1963 года ею пользуются как предпочтительной во всех областях науки, техники и производства в нашей стране. Она содержит шесть основных, две дополнительных и 18 производных единиц, в получении значений которых использованы максимально научные методы. Проследим это на примере основной единицы длины — метра. Первоначально (1791 г.) международным соглашением метр был определен как  $1/40\,000\,000$  доли парижского меридиана или платинового, а потом платиноиридиевого, X-образного эталона (метр равнялся расстоянию между штрихами на X-образном бруске). Эталон метра № 28, полученный Россией, имел в 1888—1989 годах длину  $1\text{ м} + 0,47\text{ мкм}$ . Сличение его с парижским эталоном в 1936 году дало уже длину  $1\text{ м} + 0,71\text{ мкм}$ . Появилась необходимость связать длину эталона с какой-нибудь более постоянной природной (воспроизводимой) величиной. Физик Максвелл еще в середине XIX века предложил в качестве такой величины длину световой волны. Майкельсон установил, что в метре укладывается  $1\,555\,363,5$  длины волны красной линии кадмия. В 1927 году метрологи признали целесообразность такого определения метра, уточнив, что метр есть  $15\,553\,164,13$  длины красной линии кадмия при определенных внешних условиях. Утвердить такое определение метра предполагалось на Международной конференции по

мерам и весам в 1939 году, но начавшаяся война помешала этому. Не отвергая идею определения метра через длину световых волн, послевоенные метрологи доказали экспериментально, что целесообразней для этой цели использовать криптон-86. Сейчас метр равен  $1\,650\,763,73$  длин волн в вакууме излучения, соответствующего переходу между уровнями  $2p_{10}$  и  $5d_5$  атома криптона-86. По этому определению длина метра может быть восстановлена в любом месте и в любое время. Точность сравнения длин волн между собой значительно выше точности сравнения металлических эталонов длины.

**Метрология.** Метрология — наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способа достижения требуемой точности. Единицами физических величин мы пользуемся ежедневно — и на производстве, и дома. Образованием этих единиц, выбором, определением, о веществе в виде эталонов, передачей единиц от эталонов к рабочим приборам и мерам — всем этим занимается метрология (от греческих слов «мера» и «учение»). Академик А. П. Александров писал: «Метрология является важнейшей стороной сложного процесса усовершенствования технологии и качества продукции».

**Технический контроль с применением средств измерений.** Технический контроль — это проверка соответствия объекта контроля установленным техническим требованиям. Суть контроля заключается в получении информации о состоянии объекта контроля, о признаках и показателях его свойств и сопоставлении полученных результатов с установленными требованиями. Измерение — это сравнение неизвестной величины с однородной ей величиной, принятой за единицу. В измерении обычно участвует мера (метр, гиря и т. п.) или измерительный прибор — техническое средство сравнения неизвестной величины с заранее выбранной единицей, «хранящейся» прибором (вольтметр, спидометр, градусник и т. д.). Меры и приборы, применяемые при техническом контроле, называются средствами измерения (СИ). Контроль может выполняться и без применения СИ — органолептический контроль (на вкус, на слух, зрением, осязанием и обонянием).

**Приемочный измерительный контроль.** Это последний этап контроля в процессе производства, на котором осуществляется комплексная проверка, а при необходимости и регулировка, настройка всего готового изделия или системы. Таким образом, приемочный контроль — это контроль продукции, по результатам которого принимается решение о ее пригодности к поставкам или использованию. Приемочный контроль может быть сплошным и выборочным. Ему предшествуют такие виды контроля, как входной и операционный.

**Арбитражная проверка результатов приемочного контроля.** Арбитражная проверка результатов приемочного контроля производится в случае разногласий в оценке результатов данного контроля. Погрешность измерения при арбитражном контроле не должна превышать 30% предела погрешности, допускаемой при приемочном контроле.

**Классификация измерений и средств измерений.** Измерение — это нахождение значения физической величины опытным путем. По способу получения числового значения измеряемой величины все измерения делятся на четыре основных вида: прямые, косвенные, совокупные и совместные.

**Виды измерений: прямые, косвенные, совокупные и совместные.** Прямые называют измерения, заключающиеся в экспериментальном сравнении измеряемой величины с мерой этой величины или в отсчете показаний СИ, непосредственно дающего значение измеряемой величины (измерение линейкой, термометром и т. д.).

Измерения, результат которых определяют на основании прямых измерений величин, связанных с измеряемой величиной известной зависимостью (объем комнаты через длину, ширину и высоту, сопротивление проводника через ток и напряжение и т. д.) являются косвенными.

Совокупными считают измерения, в которых значения измеряемых величин находят по данным повторных измерений одной или нескольких одноименных величин при различных сочетаниях мер или этих величин. Результаты совокупных измерений находят путем решения системы уравнений, составляемых по результатам нескольких прямых измерений (масса отдельных гирь набора по известной

массе одной из них и по результатам прямых сравнений масс разных сочетаний гирь).

С о в м е с т н ы м и называют производимые одновременно (прямые или косвенные) измерения двух или нескольких неодновременных величин (зависимость длины тела от температуры, сопротивления проводника от давления и т. п.).

**Методы измерений: непосредственной оценки и сравнения с мерой. Разновидности метода сравнения с мерой.** При измерении используют разные методы (ГОСТ 16263), представляющие собой совокупность приемов использования разных физических признаков и средств. При прямых измерениях значения физической величины находят из опытных данных, при косвенных — на основании известной зависимости от величин, получаемых прямым измерением. Диаметр детали можно непосредственно измерить как расстояние между диаметрально противоположными точками (прямое измерение) или определить из зависимости, связывающей этот диаметр, длину дуги и стягивающую ее хорду, измерив непосредственно длину дуги и хорду (косвенное измерение).

Итак, м е т о д и з м е р е н и й — это совокупность приемов использования принципов и средств измерений. М е т о д н е п о с р е д с т в е н н о й о ц е н к и предполагает измерение, при котором значение величины определяют непосредственно по отсчетному устройству измерительного прибора. Например, измерение длины с помощью штангенциркуля.

М е т о д с р а в н е н и я — изменение, при котором измеряемую величину сравнивают с величиной, воспроизводимой мерой. Например, измерение размера с помощью скобы, настроенной с помощью концевых мер длины.

Разновидностями метода сравнения с мерой являются:

- *метод противопоставления*, когда измеряемая величина и величина меры одновременно воздействуют на СИ, что позволяет установить соотношение между этими величинами;
- *дифференциальный метод*, когда измеряемый размер сравнивают с размером меры, причем на измерительный прибор воздействует разность сравниваемых величин (например, поверка концевых мер длины сравнением с образцовой мерой на компараторе);

- *нулевой метод*, когда результирующий эффект воздействия на прибор сравнения доводят до нуля;
- *метод совпадения*;
- *поэлементный и комплексный методы* (проверка эксцентриситета, овальности, огранки, радиальное биение вала).

**Средства измерений.** Средства измерений — это технические средства, используемые при измерениях и имеющие нормированные метрологические свойства. Средства измерений делятся на меры, измерительные приборы и измерительные установки. Мера — средство измерений в виде тела или устройства, предназначенного для воспроизведения величины одного или нескольких размеров, значения которых известны с необходимой для измерений точностью (например, концевые меры длины). Измерительный прибор — средство измерения, предназначенное для получения измерительной информации о величине, подлежащей измерению, в форме, доступной для непосредственного восприятия наблюдателем (штангенциркуль, микрометр, профилометр).

**Метрологические характеристики средств измерений, нормируемые метрологические характеристики.** ГОСТ 8.401-80 «ГСИ Средства измерений. Классы точности. Общие требования» распространяются на меры, измерительные приборы и преобразователи. Он устанавливает способы выражения пределов допускаемых погрешностей и регламентирует обозначения и маркировку классов точности в зависимости от того, как выражены пределы допускаемых погрешностей для того или иного СИ. В частности, классы точности мер и измерительных приборов, пределы допускаемых погрешностей которых выражены в единицах измеряемой величины, обозначаются арабскими цифрами. При этом СИ с большими значениями допускаемых погрешностей должны соответствовать большие порядковые номера. Конкретные ряды классов точности устанавливаются в стандартах на отдельные виды СИ. ГОСТ 8.009-84 «ГСИ Нормируемые метрологические характеристики средств измерений» устанавливает три группы СИ:

- 1-я группа — СИ, которые предназначены или могут быть использованы совместно с другими СИ;
- 2-я группа — СИ, предназначенные для использования только в отдельности;

3-я группа — СИ, которые используются в отдельности, и точность которых заведомо превышает требуемую точность измерений.

Стандартом определены комплексы нормируемых метрологических характеристик СИ, способы их нормирования и формы представления в НД. В число основных метрологических характеристик СИ входят:

- наименьшая цена деления шкалы (разность значений величины, соответствующая двум соседним отметкам шкалы);
- систематическая составляющая погрешности СИ (составляющая погрешности измерения, остающаяся постоянной или закономерно изменяющейся при повторных измерениях одной и той же величины);
- случайная составляющая погрешности СИ (составляющая погрешности измерения, измеряющаяся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины);
- суммарная погрешность СИ (алгебраическая сумма систематической и максимальной случайной погрешности или отклонение результата измерений от истинного значения измеряемой величины);
- вариация показаний измерительного прибора (средняя разность между значениями показаний измерительного прибора, соответствующими данной точке диапазона измерения при двух направлениях медленного многократного изменения информативного параметра входного сигнала в процессе подхода к данной точке диапазона измерения).

Стандарт устанавливает, что наименьшая цена деления неравномерной шкалы измерительного прибора или многозначной меры со шкалой, номинальное значение меры должны выражаться именованным числом. В стандарте оговорены номинальная статистическая характеристика преобразователя измерительного прибора, систематическая составляющая и некоторые другие параметры СИ.

**Основная и дополнительные погрешности средств измерений.** Погрешность измерительного прибора — разность между показанием прибора и истинным значением измеряемой им величины. Основная погрешность средств измерений — погрешность СИ, используемого в нормальных условиях, когда влияющие величины находятся в пределах нормальной области значений.

Погрешность измерений  $X_{\text{и}}$  больше погрешности показаний  $X_{\text{п}}$  на 30—160%. Это объясняется дополнительными погрешностями, накладываемыми в производстве на погрешности показаний, т. е. погрешность измерений представляет собой сумму

$$X_{\text{и}} = X_{\text{п}} + (X_{\text{у}} + X_{\text{т}} + X_{\text{д}} + X_{\text{ф}}), \quad (11.1)$$

где  $X_{\text{у}}$  — погрешность установочной меры;

$X_{\text{т}}$  — температурная погрешность;

$X_{\text{д}}$  — погрешность от деформации, вызванной измерительным усилием;

$X_{\text{ф}}$  — погрешность, вызванная макро- и микроотклонениями формы измеряемого объекта.

Дополнительные погрешности могут иметь как систематические, так и случайные составляющие. При определении суммарной погрешности измерений эти составляющие складываются по определенным правилам.

Пределы допускаемых основных и дополнительных погрешностей являются основными составляющими, влияющими на класс точности СИ.

**Динамические характеристики средств измерений.** Точность отражает близость к нулю случайных и систематических погрешностей СИ, правильность — систематических, сходимость — случайных погрешностей. Для СИ различают статическую погрешность как отклонение постоянного значения измеряемой величины на выходе СИ от истинного ее значения в установившемся состоянии и динамическую погрешность как разность между погрешностью СИ в динамическом режиме (в неустановившемся состоянии) и его статической погрешностью, соответствующей значению величины в данный момент времени.

Динамические характеристики СИ выбирают из числа таких параметров, как:

– вид функций связи между изменяющимися во времени входными и выходными сигналами (вид передаточной функции, переходной характеристики и т. п.);

– номинальное значение и наибольшее допускаемое отклонение от номинальных значений коэффициентов указанной функции связи;

– график (таблица) номинальных амплитудно- и фазочастотных характеристик и наибольшие допускаемые отклонения от них;

- время установления показаний;
- характеристика, позволяющая установить связь между входными и выходными сигналами (для измерительных преобразователей с существенно нелинейными характеристиками).

**Механические средства измерений. Механические приборы.** Механические приборы и инструменты преобладают в измерениях линейно-угловых величин. Это объясняется простотой их применения, портативностью, отсутствием необходимости в подведении извне энергии для специального питания или освещения, сравнительно высокой надежностью и долговечностью, невысокой стоимостью, а также разнообразной применимостью. Однако, за небольшим исключением, они обладают невысокой точностью и малой скоростью действия. Поэтому им предпочитают, например, оптические (когда нужна высокая точность измерений), пневматические и электрические (когда надо значительно снизить трудоемкость измерений и для автоматизации контроля) приборы.

Механические измерительные средства общего назначения подразделяются на три группы: приборы со встроенными отсчетными устройствами, приборы со съемными отсчетными устройствами и измерительные головки. *Приборы со встроенными отсчетными устройствами и измерительные головки* в зависимости от используемых в них передаточных механизмов делятся на следующие основные приборы:

- головки измерительные рычажно-зубчатые (индикаторы и микрометры) с ценой деления 0,001 и 0,002 мм, встроенные измерительные механизмы рычажных скоб и др.;
- зубчатые (индикаторы часового типа и др.);
- нутромеры, глубиномеры, приборы для измерения резьбы и зубчатых колес;
- головки пружинные (микрометры, микрометры и др.).

Кроме того, к механическим средствам измерений относятся следующие инструменты:

- бесшкальные инструменты (лекальные и поверочные линейки, синусные линейки, радиусные шаблоны, щупы, угольники поверочные, плиты поверочные, образцы шероховатости поверхности);
- штагенинструменты с индикаторным и цифровым отсчетом;
- микрометрические инструменты, основанные на применении винтовой пары.

**Меры.** М е р а — средство измерений, предназначенное для воспроизведения физической величины заданного размера. Например, плоскопараллельная мера длины, брусковые штриховые меры длины, меры веса и т. д.

**Калибры.** К а л и б р ы — это средства контроля, предназначенные для проверки годности размера детали (например, калибр предельный) или ее конфигурации (нормальный калибр).

**Оптические и оптико-механические приборы.** О п т и ч е с к и е п р и б о р ы, как правило, бесконтактные, имеют высокую точность, большие передаточные отношения и малые цены деления шкалы. С их помощью достигают наивысшей точности измерений. Однако эти приборы не отличаются простотой в эксплуатации, обычно требуют потребления энергии, а выполняемые с их помощью измерения требуют много времени. Их стоимость сравнительно высока, надежность и долговечность невелики.

Данный вид средств измерений основан на использовании законов геометрической оптики прямолинейного распространения света, независимого распространения световых лучей, отражения света от зеркальной поверхности, преломления света на границе двух прозрачных сред без учета явлений дифракции, интерференции и поляризации света. Действие оптико-механических приборов основано на использовании световой энергии. Эти приборы делятся на контактные и бесконтактные. У контактных приборов есть непосредственный контакт щупа с деталью, а у бесконтактных — нет. Приборы прямого действия показывают значение измеряемой величины на отсчетном устройстве. Рассмотрим некоторые виды оптических и оптико-механических средств измерения.

**Автоколлиматоры.** Эти приборы состоят из зрительной трубы и автоколлимационного устройства. Их применяют для измерения малых углов и угловых перемещений, наклона зеркально отражающих плоских поверхностей, а также для установки плоскостей параллельно и перпендикулярно друг к другу. Эти приборы можно использовать для контроля плоскопараллельности и клиновидности зеркал, сеток, светофильтров, центровки линз, при сборке и юстировке оптико-механических приборов.

Принципиальная схема автоколлиматора показана на рисунке 11.1. Пучок света от лампочки 1, установленной в фокусе конденсора 2, с помощью конденсора и светофильтра 3 освещает марку 4, расположенную в фокальной плоскости объектива 11. Марка представляет собой прозрачное перекрестие, нарезанное на темном поле пластинки.

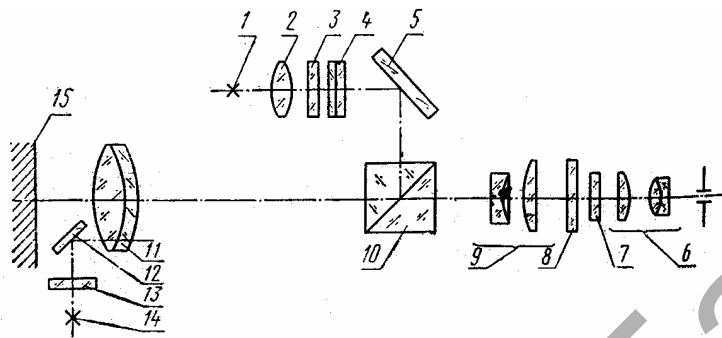


Рисунок 11.1 — Принципиальная оптическая схема автоколлиматора АК-0,5

Прошедший через перекрестие свет после отражения от зеркала 5 и полупрозрачной грани кубика 10 направляется на объектив 11 и выходит из него параллельным пучком. Отразившись от зеркала или плоской зеркально отражающей поверхности детали 15, установленной перпендикулярно к визирной оси, пучки света возвращаются в объектив 6 и в плоскости сеток 7 и 8 образуют автоколлимационное изображение марки 4. Это изображение марки 4 рассматривают окуляром 6. На неподвижной сетке 7 нанесена минутная шкала с десятью делениями, а сетка 8 жестко связана с положительной линзой оптического микрометра и вместе с ней может перемещаться в направлении, перпендикулярном к визирной оси. На сетке 8 нанесена секундная шкала с 60 делениями.

Если отражающая поверхность детали установлена строго перпендикулярно к визирной оси автоколлиматора, то изображение перекрестия марки совпадает с осью прибора, как и показано на рисунке 11.2. Если же поверхность детали отклонена от оси прибора, то автоколлимационное изображение марки смещается от осевого положения и угол наклона поверхности 15 (см. рис. 11.1) можно измерить оптическим микрометром и сетками 7 и 8. Система 12—14 служит для

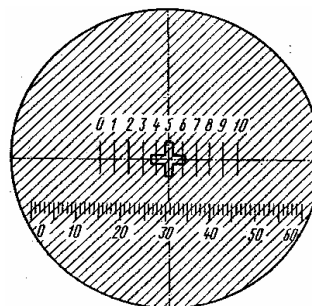


Рисунок 11.2 — Поле зрения автоколлиматора АК-0,5

подсветки шкал. Точность измерения на автоколлиматорах АК-0,25, АК-0,5, АК-1, АК-5, АК-30 составляет соответственно 0,25, 0,5, 1, 5 и 30 угловых секунд. Автоколлиматоры АФ-1 и АФ-2 измеряют с точностью до 0,1 секунды.

**Оптиметры.** Эти приборы предназначены для точных линейных измерений контактным методом непосредственно по шкале прибора и сравнением с плоскопараллельными концевыми мерами длины. Оптиметры бывают горизонтальные и вертикальные. На вертикальных оптиметрах можно измерять концевые меры длины, наружные диаметры калибров и других деталей, диаметры шариков и проволоки и толщину тонких листов. На горизонтальных, кроме измерения наружных диаметров, можно измерить внутренние диаметры, средний диаметр резьбовых калибров. Применение СИ с вертикальным направлением линии или плоскости измерения сейчас запрещено из-за влияния сил гравитации, сжимающих измеряемую деталь в вертикальном направлении и вносящим дополнительные погрешности в измерения (ГОСТ 8.050). Однако бедность не позволяет отказаться от большого количества этих приборов, и они повсеместно используются.

Принципиальная схема оптиметра показана на рисунке 11.3. Оптическая схема трубки оптиметра состоит из зеркала 7, объектива 6, призмы полного внутреннего отражения 5, сетки 2 и окуляра 1. В осветительную

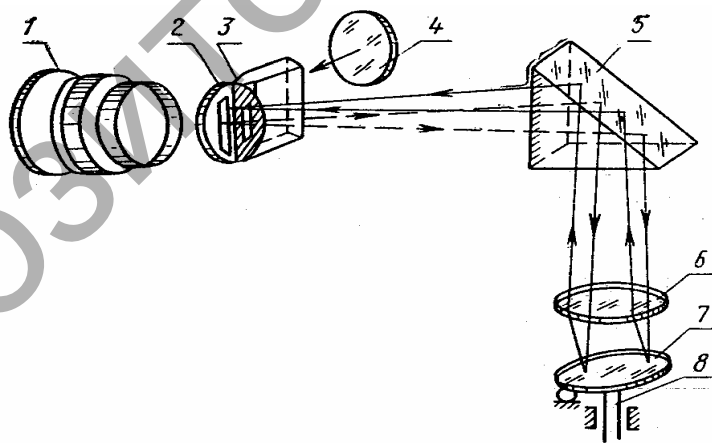


Рисунок 11.3 — Оптическая схема трубки оптиметра

систему входит зеркало 4 и призма 3. Лучи света от внешнего источника посредством зеркала 4 поступают в осветительную прямоугольную призму 3, направляющую лучи на сетку 2, освещая ее. Сетка 2 представляет собой стеклянную плоскопараллельную пластинку, на которой нанесены шкала и индекс. Шкала, состоящая из 200 делений, расположенных симметрично по обе стороны от нуля, нанесена на одной половине пластинки, а индекс на другой. Сетка установлена в фокальной плоскости объектива, поэтому пучок света, несущий изображение шкалы, выйдет из объектива параллельным пучком, отразится от плоского зеркала 7 и, снова пройдя объектив, даст автоколлимационное изображение шкалы в плоскости самой шкалы. Призма 3 закрывает шкалу, поэтому при наблюдении в окуляр 1 видны только неподвижный индекс и автоколлимационное изображение шкалы. Юстировка прибора выполнена таким образом, чтобы изображение шкалы проецировалось в поле зрения окуляра 1 рядом со шкалой в зоне сетки, не закрытой призмой 3. Отсчет производится по шкале относительно неподвижного индекса. Для удобства наблюдения окулярная часть оптиметра с помощью призмы 5 наклонена под углом  $90^\circ$  к направлению движения измерительного стержня 8. При осевом перемещении измерительного стержня трубки оптиметра зеркало 7 будет отклоняться, вследствие чего изображение шкалы в поле зрения окуляра будет перемещаться относительно неподвижного индекса. Точность измерения на оптиметрах ОВО-1 (ИКВ), ОВЭ-1 (ИКВ-3), ОГО-1 (ИКГ-3) — 0,001 мм, ОВЭ-02 (ИКП-3) — 0,0002 мм.

**Горизонтальные оптические длиномеры.** Схема такого прибора представлены на рисунке 11.4 (см. с. 194). В основу действия длиномеров положен принцип Аббе, по которому измеряемая длина является продолжением шкалы прибора, а также принципы автоколлимации и оптического рычага. С помощью этого прибора можно измерять как наружные, так и внутренние размеры изделий до 500 мм. Отсчет показаний снимают по экрану. В соответствии с принципиальной схемой горизонтального длиномера свет от лампы 1 призмами 2 и 31 делится на два пучка. Пучок, образованный системой, состоящей из конденсора 3, теплофильтра 4, фильтра 5, зеркал 15 и 6, призмы 8 и линзы 7 освещает штрихи миллиметровой шкалы 10. Изображение этой шкалы проецируется объективом 11 и призмой 18 в плоскость неподвижной шкалы десятых долей миллиметра 19. Совмещенные изображения штрихов шкал 10 и 19 проецируются

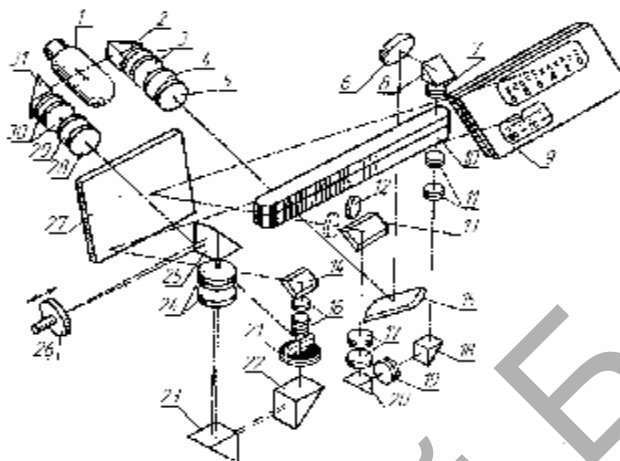


Рисунок 11.4 — Принципиальная оптическая схема горизонтального дальномера ДГЭ (ИКУ-2)

системой, состоящей из призмы 20, объектива 17 и зеркал 13 и 27 на экран 9. Второй пучок освещает сетку 21 системой, состоящей из призмы 31, конденсора 30, теплофильтра 29, фильтра 28. Сетка 21 расположена в фокальной плоскости объектива 24. На одной половине сетки нанесена микрометрическая шкала, на другой — индекс. Лучи от сетки 21 через призмы 22 и 23, объектив 24 и призму 25 параллельным пучком падают на зеркало 26. Отразившись от него через призму 25, объектив 24, призмы 23 и 22, они образуют изображение микрометрической шкалы в плоскости индекса, которое проецируется на экран 9 объективом 16 и зеркалами 14 и 27.

**Измерительные машины.** Эти оптико-механические приборы предназначены для измерения наружных и внутренних размеров изделий методом непосредственной оценки по шкалам, встроенным в машины, и методом сравнения с концевыми мерами длины или другими исходными мерами. Принципиальная оптическая схема измерительной машины приведена на рисунке 11.5. Пучок лучей от лампочки 1, пройдя конденсор 2 и светофильтр 3, направляется зеркалом 4, установленным под углом  $45^\circ$ , на одну из стеклянных пластин 11, размещенных в отверстиях метровой шкалы через каждые 100 мм и совмещенных с фокальной плоскостью объектива.

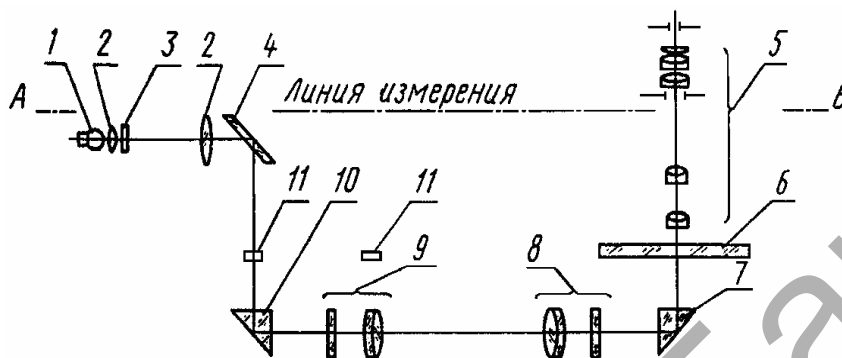


Рисунок 11.5 — Принципиальная оптическая схема измерительной машины ИЗМ

На нижней поверхности пластины нанесены двойной штрих-биссектор и цифра, показывающая число дециметров, соответствующее положению данной пластины. Лучи, прошедшие пластину, попадают на призму 10, направляющую их под прямым углом в объектив 9, связанный с пинольной бабкой. Из объектива 9 лучи выходят параллельным пучком, направляясь в объектив 8, находящийся на измерительной бабке. Затем призма 7 отклоняет пучок лучей вверх. Лучи собираются в плоскости миллиметровой шкалы 6, помещенной в фокальной плоскости объектива 8 и состоящей из покровного стекла и основной шкалы, на которой нанесены деления с интервалом 0,1 мм. Изображение двойного штриха и цифры на стеклянной пластине 11, так же как и миллиметровой шкалы 6, наблюдается в поле зрения отсчетного микроскопа 5. Лучи между объективами 9 и 8 идут параллельным пучком, поэтому обеспечивается положение, при котором изображение двойных штрихов и цифровые значения пластин 11 всех дециметровых интервалов независимо от расстояния между бабками всегда находятся в фокусе объектива 8. Измерительные машины ИЗМ-1, ИЗМ-2, ИЗМ-3 измеряют в пределах 0—1000, 0—2000 и 0—4000 мм соответственно.

Чаще всего для точных измерений длин и углов используют **инструментальные и универсальные измерительные микроскопы**. Их применяют не только в лабораториях, но и в цехах, выпускающих точные режущие инструменты, а также при изготовлении

точных деталей приборов и машин. Инструментальные микроскопы в соответствии с ГОСТ 8074 бывают следующих типов:

- ММИ — микроскоп малый инструментальный с пределом измерения до 75 мм;
- БМИ — большой микроскоп инструментальный с пределом измерения до 150 мм;
- БИМ — бинокулярный инструментальный микроскоп с пределом измерений в 150 мм.

Оптическая схема большого инструментального микроскопа, позволяющего наблюдать объект в окуляре или на экране, приведена на рисунке 11.6. Лучи света от лампочки 14 с помощью параболической конденсорной

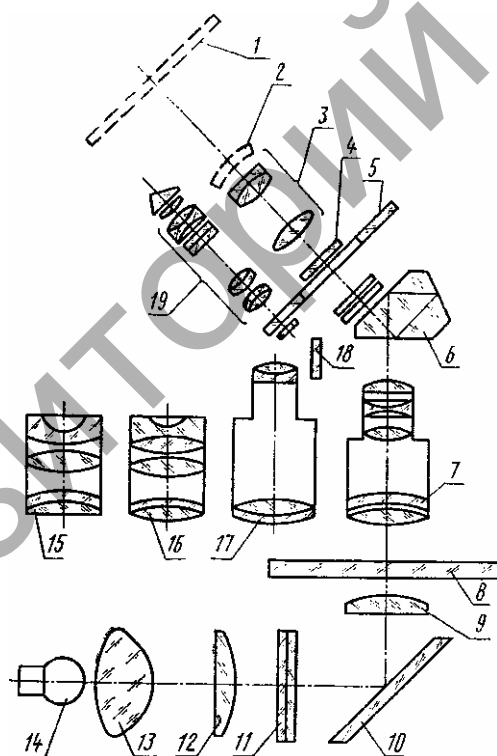


Рисунок 11.6 — Принципиальная оптическая схема инструментального микроскопа БМИ

линзы 13 и линзы 12 проходят светофильтр 11, отражаются от зеркала 10, проходят линзу 9 и освещают объект, находящийся на предметном стекле 8 или в центрах. Изображение контура объекта с помощью одного из сменных микрообъективов 15, 16, 17 или 7 и оборачивающей призмы 6 проецируется в фокальную плоскость окуляра 3 угломерной головки микроскопа, откуда через линзу 2 попадает на экран 1. Штриховая сетка 4 и лимб 5 головки жестко связаны между собой и могут вращаться на любой угол вокруг оптической оси окуляра. Сетка служит для наведения на изображения контура измеряемого изделия или штрихов измерительных ножей. Углы по лимбу отсчитывают по отсчетному микроскопу 19. Лимб подсвечивают зеркалом 18 при дневном свете или от специального осветителя, входящего в комплект прибора. Цена деления линейных измерений — 0,005 мм, угловых — 1 мин.

Универсальные измерительные микроскопы отличаются от инструментальных расширенными пределами измерения, более высокими точностями и универсальностью. Эти микроскопы выпускают трех видов:

- УИМ-200 — универсальный измерительный микроскоп с пределом измерений до 200 мм (окулярный);
- УИМ-200Э — универсальный измерительный микроскоп с пределом измерений до 200 мм (экранный);
- УИМ-500Э — универсальный измерительный микроскоп с пределом измерений до 500 мм (экранный).

Заводские обозначения этих микроскопов: УИМ-21, УИМ-23 и УИМ-24 соответственно.

В основу действия универсальных измерительных микроскопов положен оптический визирный метод. Длину и значения углов измеряют по точным стеклянным штриховым шкалам и лимбам проекционным (теневым) методом и методом осевого сечения (с помощью измерительных ножей). В процессе измерения изображение измеряемого изделия наблюдают в поле зрения окуляра, бинокуляра и экрана.

Оптическая схема универсального измерительного окулярного микроскопа УИМ-21 (рис. 11.7, см. с. 198) включает в себя четыре системы: визирную, угловую отсчетную и отсчетные системы продольного и поперечного хода. Они состоят из лампы накаливания 22, свет от которой через конденсор 21 (23 или 24),

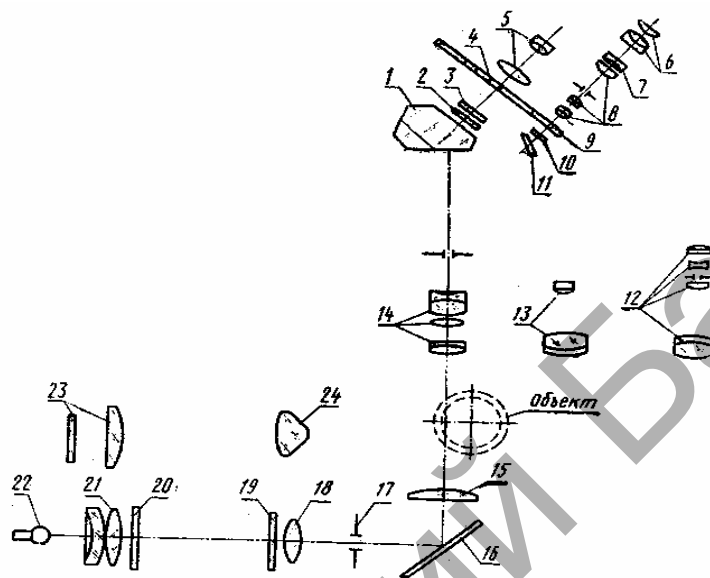


Рисунок 11.7 — Принципиальная оптическая схема универсального микроскопа УИМ-200

фильтр 20 и 19, линзу 18, диафрагму 17 поступает на зеркало 16, которое направляет его на измеряемый объект через линзу 15. Далее свет попадает в один из сменных объективов (14, 13, 12), проецирующих изображение объекта в окуляр 5. Между объективом и сеткой установлены оборачивающая призма 1, дающая прямое изображение измеряемого объекта; защитные стекла 2 и 3. Сетка жестко скреплена с угловым лимбом 9 градусной шкалы. Оптическая схема отсчетной системы градусной шкалы состоит из зеркала угломерного микроскопа 11, светофильтра 10, объектива угломерного микроскопа 8, минутной шкалы 7 и окуляра угломерного микроскопа 6.

Кроме названных оптико-механических приборов широко используются проекторы, предназначенные для контроля изделий со сложным контуром, которые трудно измерить обычными измерительными приборами (сложные шаблоны, платы для часовых механизмов, радиусные лекала и т. п.). Измерение на

проекторах производят методом сравнения проецируемого на экран увеличенного изображения измеряемого изделия с теоретическим профилем, вычерченным в таком же увеличенном масштабе.

Высокие требования к точности измерения вызвали необходимость применения СИ, основанных на принципе интерференции света. Эти СИ получили название **интерферометров**. Самыми распространенными являются контактные интерферометры.

Для измерения длины разных объектов, находящихся под воздействием высоких и низких давлений и температур, ионизирующего излучения, для точных измерений сложных деталей, для определения расстояния между осями отверстий используют **катетометры**, работающие бесконтактным методом (рис. 11.8).

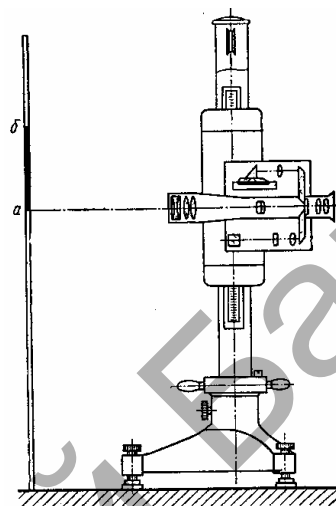


Рисунок 11.8 — Принципиальная схема катетометра

Для измерений радиусов кривизны выпуклых и вогнутых сферических поверхностей применяют **сферометры**, широко используемые в оптике (рис. 11.9).

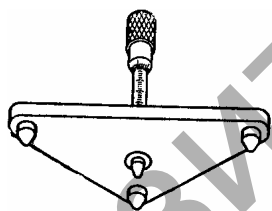


Рисунок 11.9 — Общий вид сферометра

**Пневматические приборы.** В последнее время для измерения линейных размеров широко используют пневматические средства измерений, особенно в таких отраслях промышленности, как авиационная, автомобильная, подшипниковая, связанных с массовым производством

точных изделий. Это объясняется важными преимуществами, выгодно отличающими пневматические средства измерения от рассмотренных ранее механических и оптико-механических. Их особенностью является то, что с помощью несложных по конструкции приборов можно проводить высокоточные измерения с погрешностью до долей микрометра.

В большинстве случаев измерения проводят бесконтактно, т. е. на деталь воздействует только струя сжатого воздуха, выходящего из сопла. Такие измерения имеют высокую точность и быстродействие, но требуют подведения сжатого воздуха и оправдывают себя в основном при массовых измерениях одинаковых объектов, поскольку их использование чаще всего нуждается в индивидуальной тарировке или градуировке шкалы. Измерительную и отсчетную части пневматических приборов, соединенные между собой трубопроводами, в отличие, например, от механических и оптических приборов, можно располагать на значительном расстоянии друг от друга, обеспечивая тем самым дистанционность измерений.

В пневматических приборах чувствительность можно регулировать в широких пределах без изменения конструкции прибора (замена сопел, изменение давления воздуха). Важным преимуществом пневматического способа измерения является возможность одновременного контроля нескольких размеров, а также получения их суммы или разности. К недостаткам данного способа можно отнести сравнительно малый диапазон измерения, что позволяет осуществлять контроль только методом сравнения с мерой; значительную инерционность и необходимость наличия источника питания сжатым воздухом.

Пневматические измерительные приборы основаны на принципе преобразования изменения размера в изменение давления или скорости потока сжатого воздуха. В связи с этим их делят на две группы: приборы манометрического типа и приборы ротаметрического типа. В приборах первой группы изменение размера вызывает изменение расхода воздуха, что приводит к изменению давления в приборе. Это давление измеряют механическим или жидкостным манометром, проградуированным в линейных единицах.

Приборами второй группы с помощью ротаметра измеряют непосредственно скорость потока воздуха. Чувствительным элементом ротаметра является поплавок, перемещающийся в конической трубке за счет струи восходящего потока воздуха. Перемещение поплавка является мерой скорости воздуха, зависящей от контролируемого размера. Шкалу ротаметра также градуируют в линейных единицах.

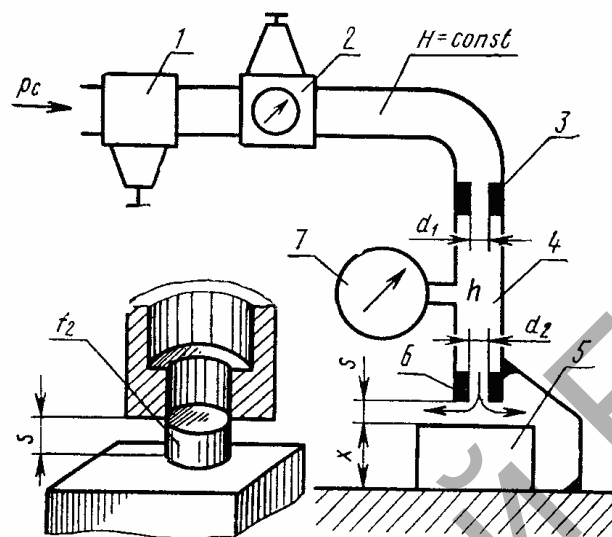


Рисунок 11.10 — Принцип действия пневматического прибора манометрического типа

Принцип работы **прибора манометрического типа** показан на рисунке 11.10. Сжатый воздух, поступающий от компрессора, проходит через фильтр 1, стабилизатор давления 2, через два сопла (входное 3 и измерительное 6) и уходит в атмосферу через зазор  $s$  между торцом измерительного сопла и поверхностью контролируемой детали 5. В измерительной камере 4 (пространстве между соплами) происходит падение давления  $h$ , зависящее от размеров проходных сечений сопел 3 и 6. Проходное сечение входного сопла при измерении не меняется и равно площади отверстия, через которое проходит воздух. Проходным сечением измерительного сопла является площадь цилиндрической поверхности воздушного цилиндра диаметра  $d_2$  и высотой  $s$ . В зависимости от размера  $x$  детали 5 будет меняться размер измерительного зазора  $s$ , а следовательно, и измерительное давление  $h$  в камере 4. Манометр 7 покажет измерительное давление, соответствующее размеру контролируемой детали.

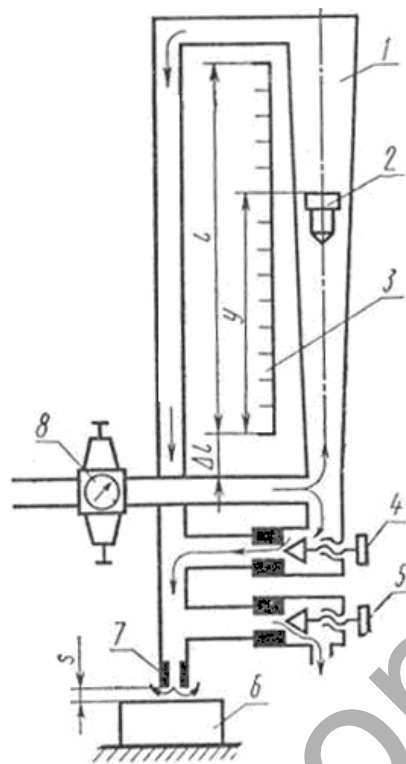


Рисунок 11.11 — Схема пневматического прибора с ротаметром

### **Ротаметрические приборы**

в отличие от манометрических, обладают высокой чувствительностью и малой инерционностью, так как в них отсутствует входное сопло. Принцип работы такого прибора заключается в следующем (рис. 11.11): сжатый воздух после фильтра и стабилизатора давления 8 поступает под постоянным рабочим давлением  $H$ , равным обычно 0,15 МПа, в коническую стеклянную трубку 1. Далее воздух протекает через кольцевой зазор между поплавком 2 и трубкой и, удерживая поплавок во взвешенном состоянии, истекает в атмосферу через зазор  $s$  между торцом измерительного сопла 7 и поверхностью измеряемой детали 6. Высота подъема поплавка  $y$  зависит от размера измерительного зазора  $s$ : чем больше зазор, тем больше

расход воздуха и скорость его протекания через трубку, тем выше поднимется поплавок. Таким образом, каждому значению измерительного зазора  $s$ , следовательно, размеру детали 6 будет соответствовать вполне определенное положение поплавка в отсчетной трубке. Значение  $y$  отсчитывают по совпадению верхней плоскости поплавка с соответствующими отметками шкалы 3 прибора.

**Электрические приборы.** Электрические приборы перспективны, особенно в автоматических устройствах и измерительных системах, благодаря быстрдействию, удобству управления, простоте передачи измерительной информации на расстояния в любые места, возможности осуществления больших усилений передаваемого сигнала и т. п., но по надежности работы они пока уступают механическим приборам.

В электрических приборах для линейных измерений применяют такие типы преобразователей, как *индуктивные, емкостные, электронные, фоторезисторные, потенциометрические, гальваномагнитные* и др. В практике линейных измерений, в цеховых и лабораторных условиях, широко распространены преобразователи первых трех типов (индуктивные, емкостные, электронные).

**Индуктивные преобразователи** основаны на использовании свойства катушки изменять реактивное сопротивление при изменении параметров, определяющих индуктивность. Приборы представляют собой дроссель с изменяющимся воздушным зазором (рис. 11.12, *а*) или изменяющейся площадью воздушного зазора (рис. 11.12, *б*). Выходной параметр определяют по изменению индуктивности обмотки, надетой на сердечник, при изменении зазора или площади воздушного зазора. Индуктивные преобразователи с переменным зазором имеют высокую чувствительность и реагируют

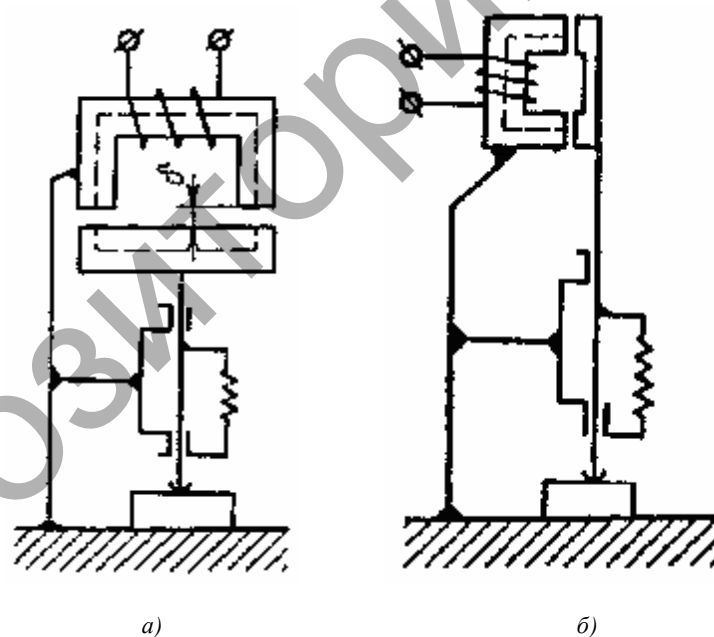


Рисунок 11.12 — Принципиальные электрические схемы индуктивных преобразователей

на изменение зазора на 0,1—0,5 мкм. У индуктивных преобразователей с переменной площадью диапазон измерений — до 15 мм, вместо 1 мм у преобразователей с переменным зазором, но чувствительность ниже. Пределы измерения таких устройств очень небольшие и составляют от 1 до 100 мкм при цене деления от 0,01 до 2 мкм.

Индуктивные преобразователи вместе с индуктивными приборами широко используются в современных приборах: профилографах, кругломерах, плоскомерах, координатно-измерительных машинах, контрольных автоматах и средствах активного контроля.

Принцип действия *емкостных преобразователей* основан на использовании в качестве преобразователя конденсатора переменной емкости. В технике линейных измерений наибольшее применение получили емкостные преобразователи с изменяющейся площадью обкладок или изменяющимся зазором (рис. 11.13). Сложность электронных схем и особые требования к защите измерительных цепей от посторонних «наводок» препятствуют применению емкостных измерительных приборов в машиностроении.

*Электронный преобразователь* (механотрон) представляет собой электронную лампу (рис. 11.14), отдельные электроды которой могут смещаться относительно других под воздействием

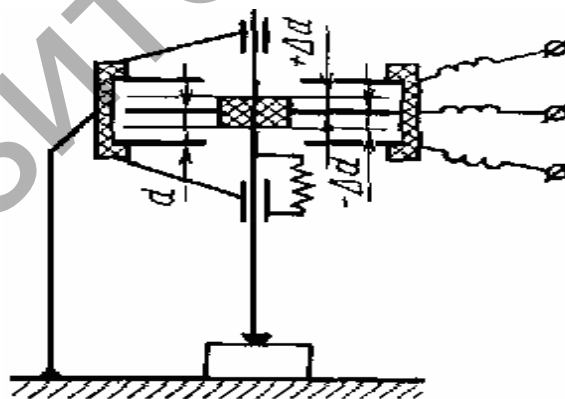


Рисунок 11.13 — Принципиальная электрическая схема емкостного преобразователя с переменным зазором

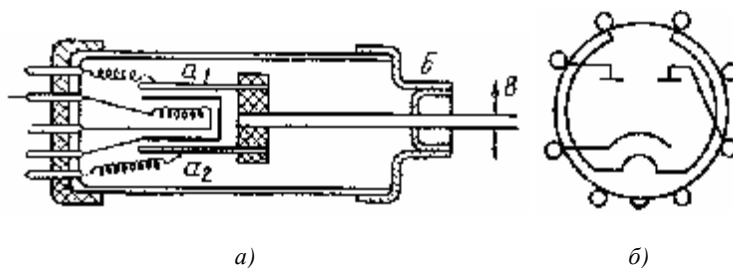


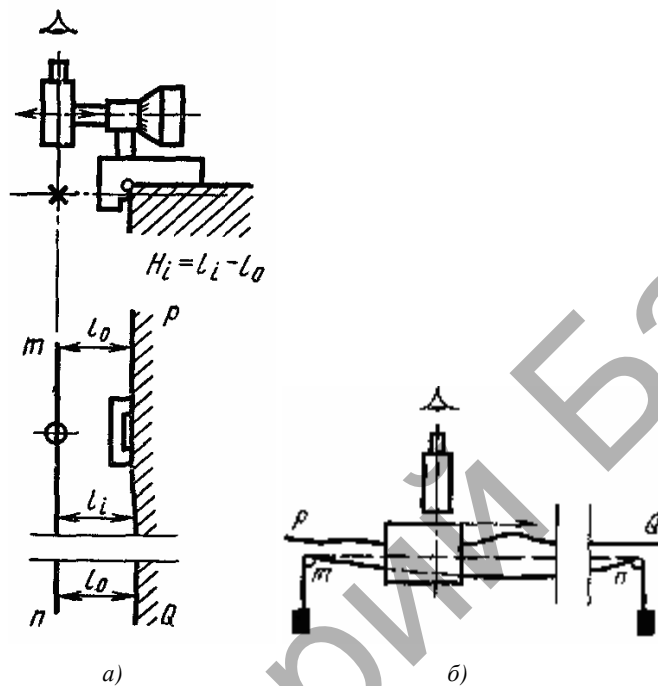
Рисунок 11.14 — Схема электронного преобразователя-механотрона

измеряемого изделия. Механотроны обладают высокой чувствительностью к малым перемещениям. Их можно использовать для создания простых цеховых приборов, применяемых для контроля шероховатости, некруглости, непрямолинейности и др.

**Приборы для контроля формы и микрогеометрии поверхностей. Профилометры, профилографы и кругломеры.** Контроль формы, как мы знаем, осуществляется с помощью прилегающих прямых и плоскостей. В зависимости от того, на каком физическом явлении основано создание этих исходных (теоретических идеальных) прямых и плоскостей, от которых определяются значения отклонений от прямолинейности и плоскостности, имеют место следующие принципы измерения: механические, гидростатические, оптико-механические и оптические.

Механические принципы измерения отклонений от прямолинейности и плоскостности реализуются с помощью *поверочных линеек и плит*. Поверочные линейки изготавливаются следующих типов: лекальные с двусторонним скосом (ЛД), лекальные трехгранные (ЛТ), лекальные четырехгранные (ЛЧ), поверочные линейки с широкой рабочей поверхностью прямоугольного сечения (ШП) и двугаврового сечения (ШД), поверочные линейки с широкой рабочей поверхностью — мостики (ШМ), поверочные линейки угловые трехгранные (УТ). Установлено два класса точности для лекальных линеек и три класса точности для поверочных линеек. Лекальные линейки с двусторонним скосом имеют длину от 80 до 500 мм.

*Поверочные и разметочные плиты* изготавливают из чугуна с шаброванными и нешаброванными (шлифованными и строганными) рабочими поверхностями и из гранита размерами от 250 × 250 до 1 000 × 1 600 мм.



а — проверка вертикальных поверхностей; б — проверка горизонтальных поверхностей

Рисунок 11.15 — Схема проверки отклонений от прямолинейности сличением с натянутой струной

Отклонение от прямолинейности можно определять с помощью *натянутой струны* (рис. 11.15), расположенной параллельно контролируемой поверхности с установкой одинаковых показаний отсчетного устройства в первой и последней точках. При контроле горизонтальных поверхностей точность из-за прогиба струны снижается.

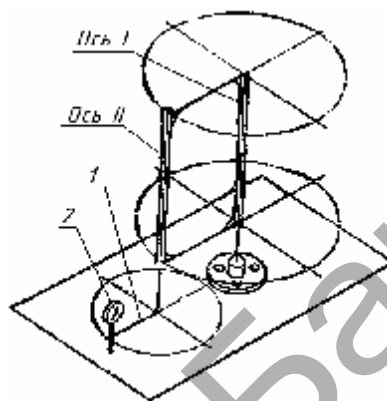
Шабронные плиты и линейки типа ШМ широко применяют для оценки отклонений от плоскостности поверхностей по методу «пятен на краску». Для этого исходную поверхность покрывают тонким слоем краски и соприкасают с проверяемой поверхностью. Размер исходной поверхности должен быть больше проверяемой. При соприкосновении краска переносится на более высокие участки поверхности, поэтому по

распределению окрашенных пятен можно судить о характере рельефа, без определения численных значений отклонений.

*Сферометры и карусельные плоскомеры* дают возможность определить числовые значения отклонений от плоскостности непосредственно по отсчетному устройству (рис. 11.9, см. с. 199, и 11.16).

Гидростатические принципы измерения отклонений от прямолинейности и плоскостности основаны на свойстве поверхности жидкости принимать горизонтальное положение. Гидростатические принципы объединяют метод измерения с помощью свободно налитой жидкости, с помощью сообщающихся сосудов, с помощью уровней. При измерении отклонений от прямолинейности резервуар с жидкостью устанавливают рядом с проверяемой деталью, на которую помещают стойку с микрометрической головкой, имеющей наконечник в виде иглы. Стойку последовательно перемещают в намеченные точки проверяемой поверхности и каждый раз иглу приводят в контакт с поверхностью жидкости и производят отсчет по микровинту. Момент контакта иглы с поверхностью жидкости может определяться на глаз или по загоранию лампочки, что предпочтительнее. Аналогично можно измерить отклонения от плоскостности. Точность данного метода невысока. Погрешность составляет не менее 0,1 мм.

Метод измерения с помощью *сообщающихся сосудов* значительно точнее, чем предыдущий. В его основу положено свойство жидкости устанавливаться в сообщающихся сосудах на одном уровне. Сосуды могут быть открытыми и закрытыми. В измерительную головку 3 (рис. 11.17, см. с. 208) вмонтирован микрометрический глубиномер 1. Нижние части измерительных головок соединены между собой с помощью шлангов 4. Верхние полости резервуаров, соединенные верхними шлангами 2, образуют общую воздушную полость,



- 1 — поворотный рычаг;
- 2 — измерительный прибор

Рисунок 11.16 — Схема карусельного плоскомера

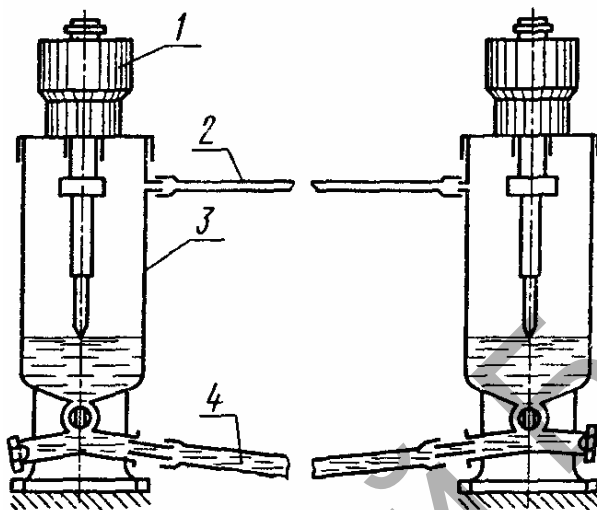


Рисунок 11.17 — Схема гидростатического закрытого уровня

в которой устанавливается одинаковое давление воздуха. При измерении одну головку устанавливают в одной точке, а вторую перемещают с точки на точку, снимая отсчеты по микровинту. Погрешность измерения не превышает  $\pm 0,01$  мм. Метод измерения с помощью уровней является наиболее точным из всех гидростатических методов измерения.

Для измерения углов наклона, отклонений от прямолинейности и плоскостности успешно используют *электронные уровни*, в которых кроме пузырька применяется маятник. Смещение пузырька или маятника в этих уровнях преобразуется в пропорциональный электрический сигнал, фиксируемый на измерительном приборе в угловых секундах.

Сущность *оптико-механических принципов* измерения непрямолинейности заключается в том, что профиль проверяемой поверхности сравнивают с лучом света (оптической осью), который распространяется прямолинейно и может быть принят за исходную прямую. При этом используются автоколлимационные, коллимационные и визирный методы. При проверке *отклонений от прямолинейности автоколлимационным и коллимационным методами* измеряют углы наклона последовательно расположенных участков,

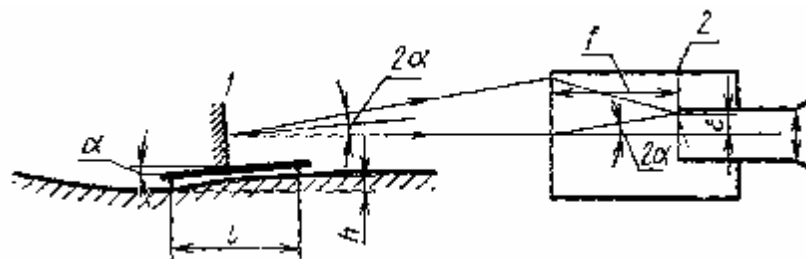


Рисунок 11.18 — Схема проверки отклонений от плоскостности с помощью автоколлиматора

равных шагу измерения, по отношению к исходной прямой, заданной оптической осью трубы (рис. 11.18). При наклоне зеркала 1 на угол  $\alpha$  отраженный луч возвращается в автоколлиматор 2 под углом  $2\alpha$ , что вызывает смещение изображения светящейся марки на отсчетной шкале, расположенной в фокальной плоскости окуляра автоколлиматора на величину  $\epsilon$ .

Сущность *метода визирования* с помощью зрительных труб заключается в измерении расстояний от проверяемой поверхности до оптической оси зрительной трубы, принятой за исходную прямую. Для измерений используют зрительную трубу и визирную марку.

Проверка отклонений формы цилиндрических поверхностей предполагает контроль как *элементарных*, так и *комплексных отклонений формы*. Причинами возникновения элементарных отклонений являются технологические погрешности, поэтому отклонения формы в большинстве случаев носят неопределенный характер. В основном рассматриваются три комплексных отклонения: от цилиндричности, от круглости и отклонения профиля продольного сечения.

Наиболее точными приборами для измерения отклонений формы являются формографы, за которыми укрепилось название *кругломеры*. В этих приборах используют метод «образцового вращения», т. е. базирование осуществляется по образцовой цилиндрической детали — шпинделю станка, который вращается настолько точно, что его ось все время остается в пределах цилиндра диаметром в несколько сотых микрона. Пренебрегая этим, можно считать, что ось вращения шпинделя остается в пространстве неподвижной, тогда траектория движения жестко связанного со шпинделем

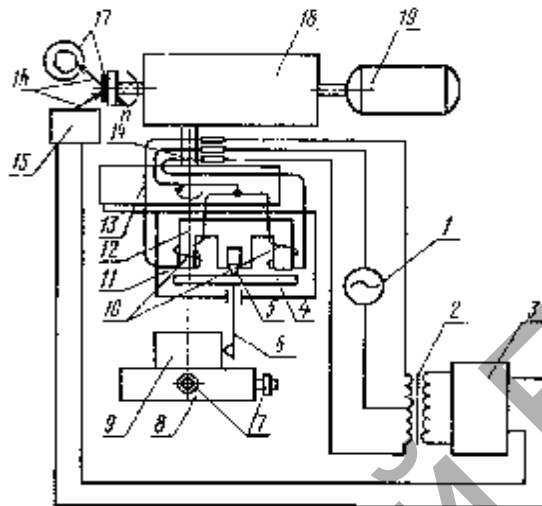


Рисунок 11.19 — Схема кругломера с вращающимся преобразователем

преобразователя будет окружностью настолько точной, что она может быть принята за образцовую. Чтобы сопоставить профиль детали с этой окружностью, надо до начала работы произвести центрирование оси детали с осью шпинделя. Проверяемую деталь 9 (рис. 11.19) устанавливают на стол 8, который может перемещаться для центрирования детали в горизонтальной плоскости по двум взаимно перпендикулярным направлениям с помощью микрометрических винтов 7.

Над деталью располагается прецизионный шпиндель 13 с закрепленным на нем преобразователем 11 со щупом 6. При вращении преобразователя вокруг детали колебания щупа, вызываемые отклонениями формы и волнистостью поверхности, вызывают колебания якоря 4 относительно опоры 5. Эти колебания меняют воздушный зазор между якорем и ш-образным сердечником 12, несущим две катушки 10, образующие с двумя половинами первичной обмотки дифференциального трансформатора 2 балансный мост, питаемый от генератора звуковой частоты 1. Обмотку катушки сердечника выводят к токосъемным кольцам 14, сигнал с которых снимают токосъемными щетками. Изменение зазора между якорем и ш-образным сердеч-

ником изменяет напряжение на выходе дифференциального трансформатора. Полученные изменения напряжения усиливаются электронным блоком 3. Сигнал с выхода этого блока подается на записывающий прибор 15. Диаграммный диск вращается синхронно со шпинделем. Круглограмма записывается за один оборот детали.

Профилометры и профилографы — широко распространенные контактные приборы для измерения шероховатости на основе использования профильного метода в системе *M*, т. е. в системе средней линии профиля. Профилографом называется прибор, регистрирующий координаты профиля поверхности. Записанная профилограмма несет максимальную информацию о профиле поверхности, а также является исходным документом для определения всех нормируемых по ГОСТ 2789 параметров. Профилометром называется контактный (щуповой) прибор, служащий для измерения шероховатости поверхности по системе *M*. В обоих этих приборах щупом служит алмазная игла с радиусом 2, 5 или 10 мкм, что ограничивает область их применения: невозможно измерение очень большой шероховатости, так как игла, застряв во впадине профиля, может сломаться, а при измерении малой шероховатости большой радиус не позволяет игле опуститься на дно впадины, в результате, значения шероховатости занижаются. Эти приборы выпускаются типа А — для измерения номинально прямолинейных поверхностей — и типа Б — для определения шероховатости одной или нескольких номинально непрямолинейных поверхностей. В качестве преобразователя механических колебаний щупа в электрические в этих приборах использован механотрон.

**Основные характеристики и область использования средств измерений.** Ввиду большой важности точных измерений к СИ предъявляется довольно много специфических требований, которые выражаются через основные параметры СИ. Рассмотрим некоторые из них. Д л и н а д е л е н и я ш к а л ы — расстояние между осями двух соседних отметок шкалы, измеренное вдоль воображаемой линии, проходящей через середины самых коротких отметок шкалы. Ц е н а д е л е н и я ш к а л ы — разность значений величины, соответствующих двум соседним отметкам шкалы. Д и а п а з о н п о к а з а н и й — область значений шкалы, ограниченная конечным и начальным значениями шкалы. Д и а п а з о н и з м е р е н и й — область значений измеряемой величины с нормированными допускаемыми погрешностями СИ. В л и я ю щ а я ф и з и ч е с к а я в е л и ч и н а — физическая

величина, не измеряемая данным средством, но оказывающая влияние на результаты измерений. Нормальные условия применения СИ — условия их применения, при которых влияющие величины имеют нормальные значения или находятся в пределах нормальной области значений. Чувствительность измерительного прибора — отношение изменения сигнала на выходе измерительного прибора к вызывающему его изменению измеряемой величины. Стабильность СИ — свойство, выражающее неизменность во времени его метрологических характеристик. Измерительное усилие — усилие, создаваемое в месте контакта измерительного наконечника с поверхностью контролируемого изделия и направленное по линии измерения. Кроме указанных возможны и другие особенности конструкции СИ, которые должны учитываться при их проектировании и эксплуатации.

Область применения СИ не ограничена, но есть определенные предпосылки, определяющие их использование в зависимости от типа производства. Универсальные СИ находят применение в единичном и мелкосерийном производствах. Специализированные — в серийном и крупносерийном, хотя могут использоваться и в массовом. Специальные СИ применяются исключительно в крупносерийном и массовом производствах.

**Типовые схемы измерений геометрических параметров деталей.** В конце 30-х годов профессор А. П. Соколовский высказал идею типизации технологических процессов, первым этапом которой является классификация деталей машин. Изначально было 15 классов (валы, втулки, диски, эксцентрики, крестовины, рычаги, плиты, шпонки, стойки, угольники, бабки, зубчатые колеса, фасонные кулачки, ходовые винты и червяки, крепежные детали) с разбивкой на подклассы. В принципе это и определяет типовые схемы измерений геометрических параметров. Существуют и другие виды классификации деталей на меньшее количество классов. В конечном итоге задача сводится к рациональному выбору СИ. Эта работа проводится совместно конструкторской, технологической и метрологической службами предприятия в пределах выполняемых служебных обязанностей, а также в зависимости от организационно-технических форм контроля, масштабов производства, конструктивных особенностей контролируемой детали, точности изготовления детали.

**Автоматизированные средства измерений и измерительные системы.** С развитием высокопроизводительных методов обработки, автоматизации и комплексной механизации технологических процессов при контроле размерных параметров предъявляются повышенные требования к точности, активности, достоверности и быстрдействию. Цель методов и средств автоматического и механизированного контроля — обеспечить заданный уровень качества продукции. Различают методы и средства последующего (последоперационного) контроля и методы активного (технологического) контроля. На пути развития автоматизации контроля прослеживается несколько этапов. Электроконтактные приборы со световой или звуковой сигнализацией можно отнести к устройствам начального уровня автоматизации. К более совершенным относятся механизированные и автоматизированные измерительные устройства типа контрольно-измерительных приспособлений, дальнейшее развитие которых направлено на создание наборов независимых агрегатных узлов, служащих для сборки приспособлений и обеспечивающих контроль разных размерных параметров деталей. К следующему уровню автоматизации принадлежат контрольные и контрольно-сортировочные полуавтоматы и автоматы.

В автоматических измерительных средствах широко используются электронные, электрические, пневмоэлектрические, фотоэлектрические и телевизионные устройства, часто в сочетании с вычислительной техникой. Например, при телевизионно-вычислительном автоматическом контроле деталь в течение одной секунды может быть проконтролирована в 100 сечениях. Перспективным является использование микропроцессорных устройств в системах автоматического контроля. Наиболее перспективным средством последующего контроля являются контрольно-сортировочные автоматы. При всем разнообразии главными элементами автоматических систем контроля являются первичные измерительные преобразователи (датчики): механические, пневматические, электроконтактные, пневмоэлектрические, индуктивные, фотоэлектрические и др. В механических измерительных устройствах в том или ином виде используются жесткие калибры, например, клиновидные из двух линеек, расположенных под небольшим углом друг к другу, между которыми прокатываются детали типа шариков. Детали проваливаются в промежуток

между линейками и попадают в соответствующий бункер, когда их размеры окажутся равными промежутку между линейками. Погрешность сортировки клиновидным калибром не превышает 1 мкм. Применяются также калибры типа скоб или пробок. В качестве примера рассмотрим электроконтактный автомат для рассортировки деталей типа валов на три группы: «брак +», «брак -» и «годные».

Измерительное устройство *автомата* (рис. 11.20) состоит из электроконтактного двухпредельного датчика 2, под измерительный наконечник которого толкателем (на рисунке не показан) подводится контролируемая деталь 1, а затем кулачком (не показан) замыкаются контакты выключателя В. Подвижный контакт датчика подключен к средней точке вторичной обмотки трансформатора блока питания БП. Неподвижные контакты датчика подключены к электронным ключам К1 и К2, выходные токи которых питают обмотки электромагнитов 6 и 10, удерживающих

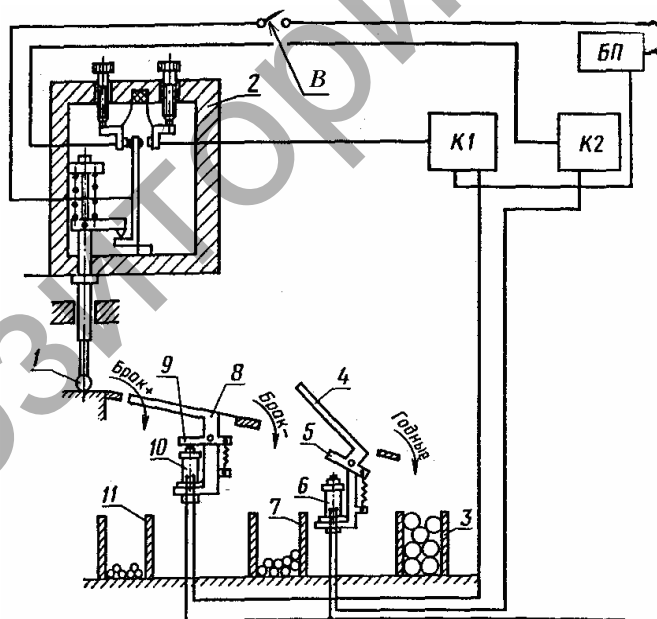


Рисунок 11.20 — Схема контрольного автомата для сортировки деталей по размеру на три группы

«оппадающие якоря» 5 и 9 заслонок 4 и 8, прикрывающих лоток, по которому скатываются в бункеры 11 (брак +) и 7(брак –) детали после контроля. Замыкание подвижного контакта на один из неподвижных происходит, когда размер контролируемого изделия выходит за допускаемые границы. Если размер изделия находится в допускаемых границах, то замыкания не происходит, заслонки не открываются и изделие попадает в бункер 3 (годные). При замыкании подвижного контакта датчика 2 на какой-нибудь из неподвижных контактов на вход соответствующего ключа подается запирающее напряжение.

Наибольший интерес представляют средства активного контроля, с помощью которых параметры деталей контролируют непосредственно в процессе обработки. Средства активного контроля вместе с остальными устройствами образуют измерительные системы. Применение активного контроля может уменьшить процент брака в несколько раз при росте производительности труда на 20—30%. Вместе с этим он может несколько снизить надежность функционирования оборудования. Вероятность безотказной работы системы равна произведению вероятностей безотказной работы всех ее последовательно соединенных элементов. Устройства контроля повышают уровень эксплуатационной надежности технологической системы.

В устройствах активного контроля находят применение все перечисленные виды датчиков. Например, при круглом шлифовании используются приборы активного контроля четырех типов: командные, сигнальные, показывающие и сигнально-показывающие приборы. Кроме того, по точности они делятся на три класса с величиной нестабильности срабатывания окончательной команды 0,5, 1 и 2 мкм и погрешностью настройки  $\pm 0,5$ ,  $\pm 1$  и  $\pm 2$  мкм. Большинство устройств для контроля размеров в процессе обработки являются контактными: одно- (рис. 11.21, а, б, в, см. с. 216), двух- (рис., 11.21 г, д, см. с. 216) и трехконтактными (рис. 11.21, е, см. с. 216), а также с контактом поверхности (рис. 11.21, ж, см. с. 216).

**Перспективы развития средств измерений и измерительных систем.** В современном приборостроении наметились определенные тенденции, из которых главными являются:

– переход от единичных приборов к измерительным системам, в том числе к самонастраивающимся и адаптивным системам;

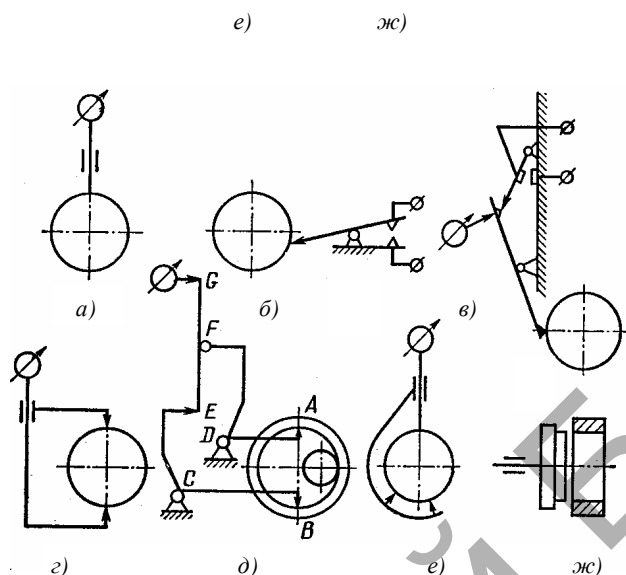


Рисунок 11.21 — Схемы контактных устройств приборов активного контроля

- развитие измерительных подсистем в робототехнических системах, в том числе совершенствование систем активного контроля;
- применение микропроцессоров в измерительных системах и устройствах для переработки измерительной информации, ее передачи, коррекции воздействий неинформативных факторов и исключения систематических погрешностей, для линеаризации шкал и т. д., в простейшем случае — для осуществления цифрового отсчета;
- управления процессом измерений с помощью числового программного обеспечения;
- внедрение образцовых поверочных средств для решения важнейшей задачи метрологического обеспечения — достижения требуемой точности измерений;
- достижение высоких экономических показателей.

#### **Государственная система обеспечения единства измерений.**

Передача единиц величин от эталона к рабочим средствам измерений осуществляется по ступенькам образцовых мер и измерительных приборов: от государственных эталонов к рабочим эталонам, потом к образцовым СИ 1-го разряда, 2-го разряда, 3-го разряда, 4-го разряда и, наконец, к рабочим СИ. Точность указанных мер понижается от

ступеньки к ступеньке в 2—4 раза. Средства измерений в соответствии с поверочной схемой периодически, по графику, подвергаются проверке, которая заключается в определении метрологическим органом погрешностей СИ и установления их пригодности к применению. Сеть метрологических органов (государственные контрольные лаборатории, ведомственные и заводские отделы и лаборатории) называется метрологической службой. Их деятельность направлена на обеспечение единства измерений, т. е. такого состояния измерений, при котором их результаты выражены в узаконенных единицах и погрешности измерений известны с заданной вероятностью. Комплекс регламентированных стандартами взаимно увязанных правил и положений, требований и норм, определяющих организацию и методику проведения работ по оценке и обеспечению точности измерений, называется Государственной системой обеспечения единства измерений (ГСОЕИ).

**Погрешность измерения.** Погрешность измерения представляет собой отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины, которое имеет место в действительности, и которое, если бы было известно, идеальным образом отражало бы в качественном и количественном отношениях соответствующее свойство объекта. Погрешность измерения (абсолютная) выражается в единицах измеряемой величины:

$$\Delta X = X_{\text{изм}} - X, \quad (11.2)$$

где  $X_{\text{изм}}$  — значение, полученное при измерении (результат);

$X$  — истинное значение измеряемой величины.

Для суждения об истинном значении размера надо не только получить результат измерений, но и иметь данные о величине погрешности измерения. Истинное значение точно определить нельзя — нет СИ, не имеющих погрешностей. Согласно принципу неопределенности Бора и Гейзенберга физически невозможно построить измерительный прибор неограниченно высокой точности, не нарушая существенно движения электронов. На практике вместо действительного значения измеряемой величины применяют ее значение, полученное при измерении той же величины с точностью в несколько раз более высокой. Единство измерений необходимо для достижения

взаимозаменяемости при беспригоночной сборке, которая физически зависит от истинных размеров соединяемых деталей, а не от тех, которые могут быть им приписаны по результатам неточных измерений. Значит, в машиностроении поддержание единства измерений имеет первостепенное значение.

**Составляющие погрешности измерения: погрешность средств измерений, погрешность метода измерения, погрешность условий измерения, погрешность оператора.** В результате воздействия большого числа различных факторов, возникающих в процессе изготовления, хранения и эксплуатации СИ, номинальные значения мер и показания измерительных приборов всегда отличаются от истинных значений воспроизводимых или измеряемых величин. Эти отклонения являются погрешностями СИ. **Погрешность измерительного прибора** — алгебраическая разность между показанием прибора и действительным значением измеряемой величины. **Погрешность метода измерений** — составляющая погрешности измерения, возникающая вследствие несовершенства метода измерений. **Погрешность условий измерения** вызывается условиями измерения, отличными от нормальных, она требует введения соответствующих поправок, учитывающих это отличие. **Погрешность оператора** вызывается низкой квалификацией оператора.

**Систематические и случайные составляющие погрешности измерения.** **Систематическая погрешность измерения** — составляющая погрешности измерения, остающаяся постоянной или закономерно изменяющейся при повторных измерениях одной и той же величины. **Случайная погрешность измерения** — составляющая погрешности измерения, изменяющаяся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины, например, погрешность вследствие вариации показаний измерительного прибора, погрешность округления при отсчитывании показаний измерительного прибора.

**Методы исключения систематических погрешностей.** Для исключения систематических погрешностей используют следующие методы:

1. *Метод введения поправок*, основанный на изучении погрешностей и введении соответствующих поправок (предварительная поверка и аттестация мер и измерительных приборов или использование данных о погрешности из аттестатов, учет погрешностей шкал, наборов мер и температурных условий).

2. *Метод сравнения с образцом*, заключающийся в том, что одним и тем же средством измерений в одних и тех же условиях измеряется и объект, и заранее аттестованный образец. Образец при этом должен иметь ту же геометрическую форму, размер и другие физические качества, что и объект.

3. *Метод компенсации погрешности по знаку* — постановка наблюдений таким образом, чтобы погрешность вошла в результат измерения один раз с одним знаком, в другой раз — с противоположным знаком. Характерным примером является применение так называемой контровки, т. е. постановки измерительного прибора и измеряемого (поверяемого) объекта в два противоположных относительно друг друга положения. Например, при измерении отклонения объекта (плита, станина) от горизонтального положения измерительный прибор (уровень) ставят на объект в два положения, т. е. с поворотом на  $180^\circ$ . При этом исключается систематическая погрешность уровня, так как полусумма показаний уровня дает действительное отклонение объекта (без систематической погрешности уровня), а полуразность показаний — значение систематической погрешности уровня. Аналогичный прием применяется при проверке линеек, угольников и т. д.

4. *Метод симметричных наблюдений при прогрессивных погрешностях*, заключающийся в повторении наблюдений в обратном порядке. Этот прием позволяет убедиться, не произошло ли в процессе измерения изменений в самих измерительных приборах или во внешних условиях, которые могут оказать влияние на показания.

5. *Метод наблюдения четное число раз через полупериоды*, позволяющий исключить периодическую погрешность. Для этого берется среднее из двух отсчетов, произведенных через интервал, равный полупериоду величины, определяющей значение периодической погрешности. Например, для исключения погрешности от эксцентриситета шкалы кругового лимба угломерные приборы снабжают парой нониусов, расположенных в диаметрально противоположных точках лимба. Так устроены современные теодолиты и аналогичные им приборы.

**Грубые погрешности.** Грубыми погрешностями называют погрешности измерения, существенно превышающие ожидаемые при данных условиях.

**Методы выявления и оценки погрешностей.** Оценкой погрешности по данным опыта в статистике являются приближенное определение математического ожидания  $MX = a$  систематической составляющей погрешности и широта рассеяния случайной величины, которую принято измерять числом укладывающихся в ней средних квадратичных отклонений  $\sigma_x$ . Теоретически статистическая оценка параметров опирается на теорему о близости вероятностных характеристик к статистическим. Выявление погрешностей основано на применении статистических методов анализа большого количества данных.

**Статистические методы оценки случайных величин и параметров распределений погрешностей.** Случайная составляющая погрешности измерения оценивается аппроксимацией функции распределения и средним квадратическим отклонением.

ГОСТ 8.011 регламентирует следующие стандартные аппроксимации функций распределения: нормальную, треугольную, трапециевидную, равномерную, антимодальную и Релея (Максвелла). В практике линейных и угловых измерений наиболее применим закон нормального распределения; при использовании шкальных приборов — равномерное распределение и в меньшей степени треугольное, которое возникает при суммировании двух независимых случайных величин, распределенных по равномерному закону. Функция Релея охватывает распределение величин эксцентриситета (несоосности) и биения, непараллельности, конусности и др. Если не представляется возможность предположить более или менее уверенно функцию распределения случайных погрешностей, возникших в рассматриваемых измерениях, то надо провести увеличенное количество отдельных единичных измерений и их обработку с целью выявления закономерностей распределения показаний.

**Обработка результатов многократных измерений.** В условиях заводских лабораторий встречается необходимость проведения достаточно точных измерений, ввиду чего надо использовать современные методы обработки данных измерений. Так как любое измерение сопровождается погрешностями, для

исключения грубых погрешностей и повышения точности результата измерения нужно проводить не одно, а серию измерений. Желательно, чтобы отдельных единичных измерений было не менее трех. Разница между значениями, полученными при измерении объекта в разных местах (сечениях, направлениях), может характеризовать отклонения формы, а не точность измерения, поэтому повторные единичные измерения надо производить в одном и том же месте, стремясь сохранить условия измерения постоянными. В таком случае единичные измерения можно считать равноточными. За действительное значение измеряемой величины приближенно принимается среднее арифметическое из полученных при измерении отдельных единичных измерений. Это выборочное среднее называют результатом измерений. Если известно, что систематическая погрешность не изменялась в процессе измерений, то при вычислении результата можно найти среднее арифметическое измеряемой величины, а потом исключить из него систематическую погрешность. Можно вычитать систематическую погрешность из результатов каждого измерения, а затем находить среднее арифметическое.

Для исключения из ряда измерений грубых погрешностей отбирают единичные измерения с наиболее отклоняющимся от остальных значений в большую и меньшую стороны, и определение среднего значения измеряемой величины производят без них.

**Оценка поля рассеяния параметров при изготовлении и измерении.** На основе этой оценки решается вопрос о стабильности технологического процесса (ТП).

Статистическая составляющая погрешности — постоянная  $a = MX$  или переменная  $a(t) = MX(t)$  — теоретически может рассматриваться как математическое ожидание. Наилучшей оценкой постоянного математического ожидания является среднее арифметическое значение

$$\bar{x} = 1/n \sum_{i=1}^n x_i, \quad (11.3)$$

где  $x_i$  — полученные из опыта значения рассматриваемой случайной величины, т. е.  $a \approx \bar{x}$ ;  $i = 1, 2, 3 \dots n$ .

Наилучшей оценкой дисперсии  $\sigma^2$  является уточненная эмпирическая дисперсия

$$\bar{s}^2 = \left( \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2 / n \right) / (n-1) = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 / (n-1), \quad (11.4)$$

т. е.  $\sigma^2 \approx S^2$ . При  $n > 30$  сумму квадратов отклонений в этой формуле обычно делят на  $n$ , не вычитая единицу.

Оценкой среднего квадратического отклонения является эмпирическое среднее квадратическое отклонение

$$s = \sqrt{\left( \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2 / n \right) / n}, \quad (11.5)$$

исправленное с помощью коэффициента  $M_k$ , т. е.

$$\tilde{s} = M_k s, \quad (11.6)$$

где  $M_k = 1,253, 1,064, 1,028$  и  $1,005$  при  $n = 2, 5, 10$  и  $50$  соответственно.

При малом числе наблюдений проще пользоваться уточненным средним квадратическим отклонением

$$\tilde{s} = \sqrt{\left( \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2 / n \right) / (n-1)}. \quad (11.7)$$

При оценке показателей точности отбирают мгновенные выборки объемом  $n = 5 \dots 20$ . При изготовлении это детали, полученные в определенной последовательности их обработки на одном станке. Общую выборку составляют 10 и более мгновенных выборок за межнастроечный период (ГОСТ 27.201).

Например, при изготовлении отверстия во втулке  $\varnothing 60^{+0,019}$  после настройки на заданное среднее отклонение  $x_{\text{н}} = +9,5$  мкм (предпола-

гается нормальный закон распределения и  $a(t) = \text{const}$ ) отобраны и измерены прибором с ценой деления 2 мкм пять деталей, причем их действительные отклонения (плюс) оказались: 8, 12, 10, 6 и 12. Определяем среднее значение  $x_0 = 1/5 (8 + 12 + 10 + 6 + 12) = +9,6$ , откуда находим погрешность настройки  $\Delta_{\text{н}} = +9,6 - (+9,5) = +0,1$  мкм. Рассчитываем среднее квадратическое отклонение:

$$s = \sqrt{1/5 (8 + 12 + 10 + 6 + 12) - 48^2/5} = 2,33 \text{ мкм},$$

$$\tilde{s} = 1,064 \cdot 2,33 = 2,48 \text{ мкм},$$

$$\bar{s} = \sqrt{1/5 (8 + 12 + 10 + 6 + 12) - 48^2/(5-1)} = 2,61 \text{ мкм}.$$

Для оценки ширины поля рассеивания величину  $\sigma$  оценивают по общей выборке. Но если предположить, что за межналадоочный период  $\sigma = \text{const}$ , то получим  $\omega_0 = 6 \cdot 2,61 = 15,66 \approx 16$  мкм. При допуске диаметра отверстия  $\delta = 19$  мкм  $> \omega_0 = 16$  мкм и при погрешностях настройки порядка десятых долей микрометра можно считать, что имеется возможность изготавливать втулку на данном станке без технически неизбежного брака.

**Рациональное соотношение практического поля рассеивания размеров и поля допусков ( $IT \approx 6\sigma$ ).** При нормальном законе распределения, характерном для линейных и угловых измерений, можно указать на широко применяемый в инженерной практике интервал, ограниченный двумя округленными отрицательным и положительным отклонениями от центра распределения, равными по абсолютной величине  $3\sigma$ — утроенному среднему квадратическому отклонению. Ширина интервала  $6\sigma$ , при котором вероятность попадания в него погрешности составляет  $P = 0,0973$  и количество брака не превысит 0,27%. Границы  $\pm 3\sigma$  широко используют в практике как границы практически предельных отклонений случайных составляющих погрешностей изготовления и измерения деталей в машиностроении и приборостроении, где величина допуска  $IT$  принимается меньшей или равной  $6\sigma$ .

**Статистические методы контроля и регулирования качества продукции.** В процессе производства можно управлять

качеством машин, их составных частей и деталей статистическими методами и обеспечивать заданное значение коэффициента технологического запаса точности с помощью контрольных карт. Такое управление качеством эффективно только в серийном и массовом производствах с хорошо отлаженным и стабильным технологическим процессом, при котором не смещается центр настройки. Внедрению этих методов должны предшествовать статистический анализ точности ТП, выявление соответствия положения кривой распределения полю допуска контролируемого параметра и отладка ТП для обеспечения его стабильности во времени. Применяют несколько методов управления: метод средних арифметических, метод размахов, метод медиан, метод средних квадратических отклонений и др. Статистические методы управления качеством продукции регламентированы ГОСТ 15895 и ГОСТ 15893.

**Необходимая точность измерений.** Основным принципом выбора СИ в машиностроении является их точность, которая должна быть достаточно высокой по сравнению с заданной точностью обработки поверхности, а трудоемкость измерений и их стоимость — как можно более низкими, обеспечивающими наиболее высокие производительность труда и экономичность. Низкая точность измерений приводит к тому, что часть годной продукции бракуют, а часть брака попадает в годные изделия.

**Допустимые погрешности измерений линейных размеров.** Предельную погрешность изготовления или измерения определяют с помощью *поля рассеивания погрешности*, которым называют интервал наименьшей при данной форме распределения длины, вероятность попадания в который результата изготовления или измерения отличается от единицы на достаточно малую, заранее выбранную величину  $q$ . Ширину этого интервала определяют соотношением

$$\omega = X_{\text{нб. пр}} - X_{\text{нм. пр}}, \quad (11.8)$$

причем

$$P(X_{\text{нб. пр}} < X < X_{\text{нм. пр}}) = 1 - q. \quad (11.9)$$

При симметричной форме распределения половину ширины этого интервала принимают за предельную погрешность

$$\pm \Delta_{\text{lim}} = \pm 1/2 \omega. \quad (11.10)$$

Считается приемлемой для машиностроения величина  $q$ , равная вероятности выхода за границы интервала  $\pm 3\sigma$  по обе стороны от центра нормального распределения. При этом вероятность  $P(X_{\text{нб. пр}} < X < X_{\text{нм. пр}}) = 0,9973$ , откуда  $q = 0,0027$  (для деталей ракет «Сатурн» космического корабля «Аполлон» американцы установили  $P = 0,99999$ , а  $q = 0,00001$ ).

**Требования к методике выполнения измерений.** Под методом измерений понимается совокупность приемов использования принципов и средств измерений. При любых измерениях, как уже говорилось, неизбежны погрешности, и основным требованием к любой методике выполнения измерений является минимизация погрешностей. При выполнении измерений несколькими методиками лучшей будет та, при использовании которой обеспечивается меньшая погрешность измерений.

В качестве примера рассмотрим простейшие методики выполнения измерений предельными калибрами для валов и относящихся к ним контрольных калибров-пробок. Методика выполнения измерений, кроме используемых СИ, учитывает все составляющие, которые могут повлиять на результат.

1. Калибр-кольцо гладкий проходной или калибр-скоба гладкий проходной должен проходить по валу под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, но не менее 1 Н. Контроль цилиндрического вала калибром-скобой следует производить в двух-трех плоскостях (разворот скобы или контролируемого изделия на 60—90°).

2. Калибр-скоба гладкий непроходной или калибр-кольцо гладкий непроходной не должен проходить по валу под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, но не менее 1 Н. Калибр-скоба может, в крайнем случае, «закусывать» (входить) поверхность контролируемого вала, при этом степень вхождения не оговаривается, так как калибр-скоба может «закусывать» как в начале, так и в конце измерительной плоскости.

3. Калибр-кольцо может «закусывать» контролируемый вал на половину длины рабочей части калибра с каждой стороны или в сумме с двух сторон. Калибра не должен качаться. Для валов длиной, равной или меньшей длины рабочей части калибра, величина «закусывания» не должна быть более 1,5 мм с одной стороны или в сумме с двух сторон, считая от фасок. Для валов длиной менее 1,5 мм

величина «закусывания» калибра-кольца не оговаривается. Применение калибра-кольца гладкого непроходного следует ограничивать технически обоснованными случаями из-за того, что такой калибр не гарантирует проверки погрешностей формы поверхности (ГОСТ 25346 п. 1.6) и не обеспечивает контакта рабочей поверхности калибра с изделием, близкого к точечному.

4. В спорных случаях решающим является контроль: для изделия — изношенным калибром-кольцом гладким проходным или калибром-скобой непроходной.

Правила использования калибров для отверстий:

1. Калибр-пробка гладкий проходной должен свободно проходить через отверстие под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, но не менее 1 Н. Рабочая длина проходного калибра-пробки для отверстий от 6-го до 9-го квалитетов должна быть равной или большей длины (глубины) контролируемого отверстия.

2. Калибр-пробка гладкий непроходной, как правило, не должен входить в отверстие под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, но не менее 1 Н.

В крайнем случае допускается «закусывание» калибра-пробки гладкого непроходного в контролируемом отверстии без качки калибра на величину не более половины длины рабочей части калибра-пробки с одной стороны или в сумме с двух сторон. Для отверстий глубиной не менее длины рабочей части калибра глубина «закусывания» — не более 1,5 мм, считая от фаски. Для отверстий в материале толщиной менее 1,5 мм глубина «закусывания» не оговаривается. Непроходной калибр-пробка под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, но не менее 1 Н, должен «зависнуть» в контролируемом отверстии.

**Точность, представительность и экономичность измерений.**

**Точность измерений** — качество измерений, отражающее близость их результатов к истинному значению измеряемой величины. Представительность измерений заключается в легкой их доступности для восприятия и интерпретации. Технология измерений, как и любая другая технология, многовариантна в плане выбора средств, методов измерений и т. д. С точки зрения экономичности выполнить измерения очень точно — это значит платить лишние деньги. Методика измерений и выбранные СИ должны быть максимально простыми и дешевыми,

но в то же время должны обеспечивать измерение с необходимой точностью. Этот вариант будет наиболее экономичным.

**Выбор методики выполнения измерений.** Выбор МВИ из нескольких конкурентоспособных вариантов должен основываться на экономическом обосновании имеющихся СИ. Других критериев нет.

**Применение ЭВМ для статистической обработки результатов измерений и выбора методики выполнения измерений.**

При использовании статистических методов контроля и в случае большого количества данных использование ПЭВМ, обеспеченных соответствующими программами обработки полученных данных, позволит в течение секунд получить точный результат, освободив от рутины расчетов с помощью калькулятора, существенно способствует повышению точности анализа технологического процесса и возможности принятия правильных решений. Экономический расчет при выборе методик выполнения измерений, осуществляемый с помощью компьютера, также снизит затраты на производство, повысив конкурентоспособность продукции.

## Нормативные ссылки

### Технические нормативные правовые акты

В настоящем пособии использованы ссылки на следующие технические нормативные правовые акты в области технического нормирования и стандартизации (далее — ТНПА).

ГОСТ 2.307-68 Нанесение размеров и предельных отклонений.

ГОСТ 2.308-79 Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 2.309-73 Единая система конструкторской документации. Обозначение шероховатостей поверхностей.

ГОСТ 2.402-68 Единая система конструкторской документации. Условное обозначение зубчатых колес, реек, червяков и звездочек цепных передач.

ГОСТ 2.403-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.

ГОСТ 2.404-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей зубчатых реек.

ГОСТ 2.405-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.

ГОСТ 2.406-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес.

ГОСТ 2.407-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей червяков и колес червячных глобоидных передач.

ГОСТ 8.009-84 Государственная система обеспечения единства измерений. Нормируемые метрологические характеристики средств измерений.

ГОСТ 8.050-73 Государственная система обеспечения единства измерений. Нормальные условия выполнения линейных и угловых измерений.

ГОСТ 8.401-80 Государственная система обеспечения единства измерений. Классы точности средств измерений. Общие требования.

ГОСТ 27.002-89 Надежность в технике. Технологические системы. Методы оценки надежности по параметрам качества изготавливаемой продукции.

ГОСТ 520-2002 Подшипники качения. Общие технические условия.

ГОСТ 801-78 Сталь подшипниковая. Технические условия.

ГОСТ 1050-88 Прокат сортовой калиброванный со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия.

ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.

ГОСТ 1435-99 Прутки, полосы и мотки из инструментальной нелегированной стали. Общие технические условия.

ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.

ГОСТ 2015-84 Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования.

ГОСТ 2216-84 Калибры резьбовые. Технические условия.

ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры, характеристики и обозначения.

ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические. Технические условия.

ГОСТ 3129-70 Штифты конические. Технические условия.

ГОСТ 3325-85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.

ГОСТ 3478-79 Подшипники качения. Основные размеры.

ГОСТ 4608-81 Резьба метрическая с натягом. Допуски.

ГОСТ 5950-2000 Прутки и полосы из инструментальной легированной стали. Общие технические условия.

ГОСТ 6033-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины.

ГОСТ 6636-69 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры.

ГОСТ 8032-84 Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел.

ГОСТ 8074-82 Микроскопы инструментальные. Типы, основные параметры и размеры. Технические требования.

ГОСТ 8593-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов.

ГОСТ 8724-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.

ГОСТ 8908-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов.

ГОСТ 9150-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль.

ГОСТ 9249-59 Нормальная температура.

ГОСТ 9464-79 Штифты конические с внутренней резьбой незакаленные. Технические условия.

ГОСТ 9465-79 Штифты конические с резьбовой цапфой незакаленные. Технические условия.

ГОСТ 10773-93 Штифты цилиндрические насеченные с коническими насечками. Технические условия.

ГОСТ 10774-80 Штифты цилиндрические заклепочные. Технические условия.

ГОСТ 12207-79 Штифты цилиндрические с внутренней резьбой. Технические условия.

ГОСТ 12850-93 Штифты цилиндрические насеченные с насечками на всей длине и направляющим кольцом. Технические условия.

ГОСТ 14140-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей.

ГОСТ 15467-79 Управление качеством продукции. Термины и определения.  
ГОСТ 16093-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая.  
Допуски. Посадки с зазором.  
ГОСТ 16263-70 Государственная система обеспечения единства измерений.  
Метрология. Термины и определения.  
ГОСТ 16530-83 Передатки зубчатые. Общие термины, определения и обозначения.  
ГОСТ 19119-80 Штифты конические разводные. Технические условия.  
ГОСТ 23360-78 Шпонки призматические. Размеры, допуски и посадки.  
ГОСТ 24071-97 Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки.  
Шпоночные пазы.  
ГОСТ 24296-93 Штифты цилиндрические закаленные. Технические условия.  
ГОСТ 24642-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.  
ГОСТ 24643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.  
ГОСТ 24810-81 Подшипники качения. Зазоры. Размеры.  
ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая.  
Переходные посадки.  
ГОСТ 24851-81 Калибры гладкие для цилиндрических отверстий и валов. Виды.  
ГОСТ 24853-81 Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.  
ГОСТ 24939-81 Калибры для цилиндрических резьб. Виды.  
ГОСТ 24955-81 Подшипники качения. Термины и определения.  
ГОСТ 25142-82 Шероховатость поверхности. Термины и определения.  
ГОСТ 25256-82 Подшипники качения. Допуски. Термины и определения.  
ГОСТ 25307-82 Основные нормы взаимозаменяемости. Система допусков и посадок для конических соединений.  
ГОСТ 25346-82 Основные нормы взаимозаменяемости. Государственная система обеспечения единства измерений. Общие положения. Ряды допусков и основных отклонений.  
ГОСТ 25347-82 Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки.  
ГОСТ 25349-88 Основные нормы взаимозаменяемости. Государственная система обеспечения единства измерений. Поля допусков деталей из пластмасс.  
ГОСТ 26862-86 Штифты. Общие технические условия.  
ГОСТ 27284-87 Калибры. Термины и определения.  
ГОСТ 30893-1-2002 Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками.  
СТБ 1014-95 Изделия машиностроения. Детали. Общие технические условия.

*Примечание.* При пользовании настоящим учебным пособием целесообразно проверить действие ТНПА по каталогу, составленному по состоянию на 1 января текущего года и по соответствующим информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочные ТНПА заменены (изменены), то при пользовании настоящим пособием следует руководствоваться замененными (измененными) ТНПА. Если ссылочные ТНПА отменены без замены, то положение, в котором дана ссылка на них, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

### Список использованных источников

1. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / В. И. Анурьев. — 5-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1979. — Т. 1. — 728 с. : ил. ; Т. 2. — 559 с. : ил. ; Т. 3. — 557 с. : ил.
2. *Болдин, Л. А.* Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении : учеб. пособие для вузов / Л. А. Болдин. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1984. — 272 с. : ил.
3. Детали машин в примерах и задачах : учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик [и др.] ; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. — 2-е изд. — Минск : Выш. шк., 1981. — 432 с. : ил.
4. *Дунаев, П. Ф.* Допуски и посадки. Обоснование выбора : учеб. пособие для студентов машиностроит. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, Л. П. Варламова. — М. : Высш. шк., 1984. — 112 с. : ил.
5. *Дунаев, П. Ф.* Расчет допусков размеров / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Машиностроение, 1981. — 189 с. : ил.
6. *Дунин-Барковский, И. В.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учебник / И. В. Дунин-Барковский. — М. : Изд-во стандартов, 1987. — 352 с. : ил.
7. *Дунин-Барковский, И. В.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учеб. для вузов / И. В. Дунин-Барковский. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1976. — 352 с. : ил.
8. *Козловский, Н. С.* Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения : учеб. для учащихся техникумов / Н. С. Козловский, А. Н. Виноградов. — М. : Машиностроение, 1979. — 224 с. : ил.
9. *Козловский, Н. С.* Сборник примеров и задач по курсу «Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения» : учеб. пособие для учащихся техникумов / Н. С. Козловский, В. М. Ключников. — М. : Машиностроение, 1983. — 304 с. : ил.
10. *Лесохин, А. Ф.* Допуски и технические измерения : учеб. пособие для машиностроительных техникумов / А. Ф. Лесохин. — 2-е изд., перераб. — М. : МАШГИЗ, 1951. — 456 с. : ил.
11. Линейные и угловые измерения / Г. Д. Бурдун [и др.]. — М. : Изд-во стандартов, 1977. — 510 с. : ил.
12. Общетехнический справочник / Е. А. Скороходов [и др.] ; под общ. ред. Е. А. Скорохова. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1989. — 512 с. : ил.
13. *Покровский, Б. С.* Механосборочные работы и их контроль : учеб. пособие для ПТУ. — М. : Высш. шк., 1989. — 271 с. : ил.

14. *Королев, В. А.* Справочник инструментальщика / В. А. Королев, П. М. Зотов, Л. С. Марголин. — Минск : Беларусь, 1976. — 416 с. : ил.
15. Справочник по производственному контролю в машиностроении / под ред. д-ра техн. наук, проф. А. К. Кутая. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л. : Машиностроение, 1974. — 676 с. : ил.
16. Справочник технолога-машиностроителя : в 2 т. / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1986. — Т. 1. — 656 с. : ил.; Т. 2. — 496 с. : ил.
17. Точность и производственный контроль в машиностроении : справочник / И. И. Балонкина [и др.] ; под общ. ред. А. К. Кутая, Б. М. Сорочкина. — Л. : Машиностроение, 1983. — 368 с. : ил.
18. *Цитович, Б. В.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : лаб. практикум / Б. В. Цитович, В. Л. Соломахо, Л. Д. Ковалев. — Минск : Выш. шк., 1987 — 134 с. : ил.
19. *Шабалин, С. А.* Измерения для всех / С. А. Шабалин. — М. : Изд-во стандартов, 1991. — 560 с. : ил.
20. *Якушев, А. И.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учеб. для втузов / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. — 6-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1987. — 352 с. : ил.
21. *Якушев, А. И.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев. — Изд. 3-е, перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1974. — 472 с. : ил.

*Учебное издание*

**Сергелъ Николай Николаевич**

**НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ  
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

**Учебное пособие  
для студентов машиностроительных вузов**

Корректор: *О. И. Юшук*  
Компьютерная верстка *Ю. В. Хохол*

Редактор: *Е. Г. Хохол*

Подписано в печать 20.02.2008.  
Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Отпечатано на ризографе. Усл. печ. л. 13,71. Уч.-изд. л. 13,00.  
Заказ 55. Тираж экз.

ЛИ 02330/0133468 от 09.02.2005

Издатель и полиграфическое исполнение:  
учреждение образования  
«Барановичский государственный университет»  
225404 г. Барановичи, ул. Войкова, 21

## РЕДАКЦИОННО- ИЗДАТЕЛЬСКИЙ

- ✓ Учебные пособия
- ✓ Учебно-методические комплексы
- ✓ Методические рекомендации
- ✓ Курсы лекций
- ✓ Монографии



Репозиторий Баргу

Репозиторий Баргу