



И.С.СЕРЫЙ

**ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ,
СТАНДАРТИЗАЦИЯ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ
ИЗМЕРЕНИЯ**

И.С.СЕРЫЙ

62.1

C-332

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебника для студентов высших сельскохозяйственных учебных заведений по специальностям 1509 — «Механизация сельского хозяйства», 1514 — «Механизация гидромелиоративных работ» и 1516 «Сельское хозяйство»

Библиотека
Сам СХИ
И.В.



МОСКВА «КОЛОС» 1981

к

ББК 40.72

С33

УДК 631.3:006(075.8)

Рецензенты — зав. кафедрой «Технология сельскохозяйственного машиностроения» Белорусского института механизации сельского хозяйства кандидат технических наук *Марченко С. А.*, доцент кафедры кандидат технических наук *Хорошун Л. К.*; доцент кафедры «Ремонт машин» Всесоюзного сельскохозяйственного института заочного образования кандидат технических наук *Черниговцев Н. Н.*

Серый И. С.

С 33 Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Колос, 1981. — 351 с., ил. — (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений).

Учебник написан в соответствии с программой одноименного курса и предназначен для студентов вузов по специальностям «Механизация сельского хозяйства», «Механизация гидромеханических работ», «Сельское хозяйство». Изложены общие принципы стандартизации, рассмотрены вопросы метрологии, даны конструкции приборов и методы измерения, обеспечивающие взаимозаменяемость деталей в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении.

С $\frac{40201-164}{035(01)-81}$ 58-81. 3802040000

ББК 40.72

631.3

© Издательство «Колос», 1981

ВВЕДЕНИЕ

Повышение качества продукции — одно из главных условий неуклонного подъема экономики страны и благосостояния советского народа. Успешное решение проблемы повышения качества продукции определяется рядом технических, организационных, экономических и социальных факторов. Сегодня, когда для производства одной машины необходима кооперация между сотнями предприятий различных отраслей промышленности, вопросы качества продукции требуют для своего решения комплексного системного подхода, дальнейшего развития и совершенствования системы стандартизации.

Возрастает роль и международной стандартизации, особенно в рамках стран — членов Совета Экономической Взаимопомощи. Основное назначение стандартов СЭВ — нормативно-техническое обеспечение мероприятий по научно-техническому и торгово-экономическому сотрудничеству, дальнейшему развитию социалистической экономической интеграции.

Необходимость расширения масштабов работ по международной социалистической стандартизации вызывается, в частности, увеличением поставок специализированной машиностроительной продукции. Специализация производства как в пределах одной страны, так и в пределах региона требует проведения опережающих работ по стандартизации в области взаимозаменяемости деталей, сборочных единиц и агрегатов и, в частности, применения и совершенствования единой системы стандартов на допуски и посадки для стран — членов СЭВ.

Разработанная система допусков и посадок включает около 60 стандартов СЭВ, в том числе на допуски и посадки гладких соединений, допуски резьб и зубчатых передач, допуски шпоночных и шлицевых соединений. Поскольку в машиностроении эти соединения преоблада-

ют, указанные стандарты явятся базой для разработки других стандартов в области взаимозаменяемости.

В свою очередь, взаимозаменяемость требует определенного уровня измерительной техники, являющейся также объектом стандартизации. Поэтому подготовка современного инженера включает освоение широкого круга вопросов, связанных со стандартизацией, взаимозаменяемостью и техническими измерениями.

Курс «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» является логическим завершением цикла общетехнических курсов теории механизмов и машин, технологии металлов, сопротивления материалов, деталей машин. Если другие курсы цикла являются теоретической основой проектирования машин и механизмов, использования типовых деталей машин, расчетов их на прочность и жесткость, то данный курс рассматривает вопросы обеспечения точности геометрических параметров, как необходимого условия взаимозаменяемости и таких важнейших показателей качества, как надежность и долговечность. Полученные при изучении курса знания закрепляются в ходе изучения специальных дисциплин, в процессе курсового и дипломного проектирования.

Учебное пособие написано в соответствии с программой курса «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» для специальностей 1509 — механизация сельского хозяйства, 1514 — механизация гидромелиоративных работ и 1516 — сельское хозяйство. В пособии изложены общие принципы стандартизации, рассмотрены вопросы взаимозаменяемости в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении, а также основные вопросы метрологии, описаны конструкции приборов и методы измерений, обеспечивающие взаимозаменяемость. В каждом из разделов отражены специфические вопросы взаимозаменяемости в условиях эксплуатации и ремонта автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин. Приведенные в приложениях справочные данные позволят студентам (в особенности студентам-заочникам) выполнить курсовую работу в полном объеме.

Материал книги изложен в соответствии с действующими ГОСТ и стандартами СЭВ.

Глава 1

СУЩНОСТЬ И ГОСУДАРСТВЕННАЯ СИСТЕМА СТАНДАРТИЗАЦИИ

На современном этапе развития науки и техники стандартизация глубоко проникла во все области жизни как на производстве, так и в быту. И каждый человек интуитивно представляет себе, что это такое. Однако стандартизация охватывает настолько широкий круг вопросов и областей деятельности, что дать краткое научное определение ее не представляется возможным.

Международной организацией по стандартизации (ИСО) принято следующее определение: «Стандартизация — установление и применение правил с целью упорядочения деятельности в определенной области на пользу и при участии всех заинтересованных сторон и, в частности, для достижения всеобщей оптимальной экономии при соблюдении условий эксплуатации (использования) и требований безопасности. Стандартизация основывается на объединенных достижениях науки, техники и практического опыта и определяет основу не только настоящего, но и будущего развития и должна осуществляться неразрывно с прогрессом».

§ 1. Возникновение и развитие стандартизации

Потребность в «установлении и применении правил» появилась вместе с возникновением человеческого общества. Письменность, летосчисление, системы счета, денежные единицы, единицы мер и весов — это первые шаги стандартизации.

Вместе с развитием производства развивалась стандартизация, способствовавшая, в свою очередь, более быстрому росту производительных сил.

Использование обработанных камней строго определенных (стандартных) размеров позволило сооружать в Древнем Египте пирамиды, имеющие правильную гео-

метрическую форму. Камни массой в несколько тонн были настолько точно обработаны и так плотно прилегали друг к другу, что между ними и сейчас нельзя просунуть иголку.

Стандартизованы были также детали катапульт. При этом размеры всех деталей зависели от одного главного параметра — длины стрелы, метаемой катапультой.

Применение 85 млн. стандартных кирпичей на строительстве Вавилонской башни высотой 90 м указывает на то, что существовали определенные правила при формовке и обжиге этих кирпичей.

В эпоху Возрождения развитие широких экономических связей вызывало большую потребность в морских торговых судах и боевых кораблях для их защиты. В Венеции постройка их была организована в одном потоке. Унифицированные, т. е. одинаковые и для торговых судов и для боевых кораблей, корпуса спускались на воду и вводились в узкий канал, по обеим сторонам которого размещались рабочие, материалы, снаряжение. По мере продвижения по каналу корпус оснащался унифицированным оборудованием, а боевые корабли — и вооружением. В конце канала на судно грузили пресную воду, продовольствие, команда поднимала флаг и судно уходило в море. Затем этот опыт был забыт, и снова к нему вернулись только в середине XX века.

В России стандартизация впервые была введена в кораблестроении, где с 1701 года указами Петра I и сената были определены образцы галер, брандеров, якорей, предметов корабельного снаряжения и вооружения. Это способствовало более быстрому развитию соответствующих отечественных производств и позволило в короткий срок создать русский флот.

Развитие железнодорожного транспорта в России в конце XIX и начале XX веков вызвало необходимость стандартизации ширины колеи, цветов окраски вагонов, высоты сцепных устройств, диаметров колес, различных материалов и изделий, используемых при строительстве и эксплуатации железных дорог.

Однако дореволюционная Россия своих национальных стандартов не имела. Иностранные фирмы, которым принадлежало множество предприятий, и иностранные специалисты не были заинтересованы в создании русских стандартов. Кроме того, в России не было единства мер, крайне необходимого для развития стандартизации.

В России одновременно действовали три системы мер: аршинная, дюймовая и метрическая.

Поэтому важнейшей предпосылкой создания советской системы стандартизации явился декрет Совета Народных Комиссаров от 14 сентября 1918 года, подписанный В. И. Лениным, о введении в нашей стране метрической системы мер и весов.

Организационно советская стандартизация оформилась 15 сентября 1925 года, когда был создан Комитет стандартизации при Совете Труда и Обороне. Первым председателем Комитета стандартизации стал В. В. Куйбышев, который рассматривал стандартизацию как важнейшее средство рационализации и реконструкции народного хозяйства. Он подчеркивал, что нам необходимы не вообще стандарты, а стандарты творческие, способные изменить характер производства. Эта задача является актуальной и в настоящее время.

Руководит всеми работами в области стандартизации в СССР высший орган, который с 1978 года носит название Государственный комитет СССР по стандартам (Госстандарт СССР). Он использует сеть научно-исследовательских институтов по стандартизации и метрологии и привлекает к этой работе отраслевые научно-исследовательские институты, промышленные предприятия и высшие учебные заведения.

С целью объединения работ по стандартизации на всех уровнях управления народным хозяйством в СССР разработана и действует Государственная система стандартизации (ГСС), которая представляет собой комплекс взаимоувязанных правил и положений, определяющих цели и задачи стандартизации, категории и виды стандартов, порядок их разработки, утверждения и внедрения, а также контроля за их внедрением и соблюдением. Государственная система стандартизации оформлена в виде комплекса стандартов (ГОСТ 1.0—68, ГОСТ 1.5—68, ГОСТ 1.9—67, ГОСТ 1.11—75, ГОСТ 1.13—75, ГОСТ 1.19—75, ГОСТ 1.20—69, ГОСТ 1.21—75).

Стандарт — нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным органом. Стандарт — это результат конкретной работы по стандартизации.

§ 2. Основные цели и задачи стандартизации.

Категории и виды стандартов.

Объекты стандартизации

Основные цели и задачи стандартизации в СССР находятся в полном соответствии с целями и задачами, решаемыми советским народом под руководством КПСС, по созданию материально-технической базы коммунизма.

Основными целями стандартизации (ГОСТ 1.0—68) являются: ускорение технического прогресса, повышение эффективности общественного производства и производительности труда, в том числе инженерного и управленческого, улучшение качества продукции и обеспечение его оптимального уровня. Эти цели можно выделить как главные, наиболее общие. Важной целью стандартизации является увязка требований к продукции с потребностями обороны страны. Достижение этих целей требует, в свою очередь, постоянного совершенствования организации управления народным хозяйством и установления рациональной номенклатуры выпускаемой продукции, развития специализации в области проектирования и производства продукции, рационального использования производственных фондов и экономики материальных и трудовых ресурсов.

В условиях борьбы за осуществление широкой Программы мира стандартизация должна способствовать развитию международного экономического, технического, культурного сотрудничества, созданию условий для широкого развития экспорта товаров высокого качества, отвечающих требованиям мирового рынка.

Целью стандартизации является также обеспечение охраны здоровья населения и безопасности труда работающих.

Из этого перечня основных целей стандартизации следует, что от ее развития в значительной степени зависит успешное решение задач, стоящих перед всем народным хозяйством страны.

В практической работе по стандартизации приходится решать большое число более конкретных задач, способствующих успешному достижению поставленных целей. Так, борьба за повышение эффективности производства в различных отраслях народного хозяйства требует решения в масштабах всей страны таких задач, как разработка норм, требований и методов в области проек-

тирования и производства продукции с целью обеспечения ее оптимального качества и исключения нерационального многообразия видов, марок и типоразмеров.

Чтобы добиться повышения производительности инженерного и управленческого труда, необходимы: установление единых систем документации, в том числе унифицированных систем документации, используемых в автоматизированных системах управления, систем классификации и кодирования технико-экономической информации, разработка стандартов на виды носителей информации, форм и систем организации производства и технических средств научной организации труда, установление единых терминов и обозначений в важнейших областях науки и техники, а также в отраслях народного хозяйства.

Обеспечение охраны здоровья населения и безопасности труда работающих требует установления системы стандартов безопасности труда, систем стандартов в области охраны природы и улучшения использования природных ресурсов.

Улучшение качества продукции и обеспечение его оптимального уровня, в свою очередь, требуют решения ряда задач: определения единой системы показателей качества продукции, методов и средств контроля и испытаний, обеспечения единства и достоверности измерений в стране, разработки методов и средств измерений высшей точности.

Все эти задачи в зависимости от их содержания могут решаться в масштабах всей страны, отдельной союзной республики, ряда отраслей народного хозяйства, отдельной отрасли и даже отдельных производственных объединений или предприятий. Поэтому в Советском Союзе установлены следующие категории стандартов:

- государственные стандарты Союза ССР — ГОСТ;
- отраслевые стандарты — ОСТ;
- республиканские стандарты — РСТ;
- стандарты предприятий (объединений) — СТП.

Государственные стандарты утверждаются постановлениями Госстандарта СССР или Госстроя СССР в порядке, установленном Госстандартом СССР. Утвержденным государственным стандартам присваиваются обозначения, состоящие из индекса (ГОСТ), регистрацион-

ного номера и двух последних цифр года утверждения или пересмотра (например, ГОСТ 2789—73). Отраслевые стандарты утверждаются министерством (ведомством), и им присваиваются обозначения, состоящие из индекса (ОСТ), условного цифрового обозначения министерства (ведомства), регистрационного номера и двух последних цифр года утверждения или пересмотра (например, ОСТ 25789—78). Республиканские стандарты утверждаются постановлениями Советов Министров союзных республик или по их поручениям госпланами союзных республик. Утвержденным республиканским стандартам присваиваются обозначения, состоящие из индекса (РСТ), сокращенного названия республики, регистрационного номера и двух последних цифр года утверждения или пересмотра (например, РСТ РСФСР 150—78). Стандарты предприятий утверждаются руководством предприятия, и им присваиваются обозначения, состоящие из индекса (СТП), регистрационного номера и двух последних цифр года утверждения или пересмотра (например, СТП 251—78).

Стандарты в Советском Союзе являются обязательными в пределах установленной сферы их действия, области и условий применения.

Государственные стандарты обязательны к применению во всех отраслях народного хозяйства и на всей территории СССР.

Отраслевые стандарты обязательны для всех организаций и предприятий данной отрасли (например, тракторное и сельскохозяйственное машиностроение, автомобильная промышленность), а также для предприятий и организаций других отраслей, применяющих (потребляющих) продукцию этой отрасли. Они устанавливаются на продукцию, не относящуюся к объектам государственной стандартизации, на технологические процессы, оснастку и нормы отраслевого применения.

Республиканские стандарты обязательны для всех предприятий и организаций республиканского и местного подчинения данной союзной республики независимо от их ведомственной подчиненности. Они устанавливаются на продукцию, выпускаемую предприятиями союзно-республиканского и местного подчинения, за исключением продукции, относящейся к объектам государственной и отраслевой стандартизации.

Стандарты предприятий (объединений) устанавлива-

ются на нормы, правила, требования, методы, составные части изделий и другие объекты данного предприятия. Поэтому они обязательны только для определенного предприятия или объединения. На продукцию, поставляемую на другие предприятия по кооперации, СТП не утверждаются, так как в этом случае необходимо применение стандартов более высоких категорий.

Как видно, область применения и сфера действия стандартов в значительной степени зависят от объекта стандартизации.

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

Государственные стандарты устанавливают преимущественно на объекты межотраслевого применения, необходимые для обеспечения единства и взаимосвязи различных областей науки и техники, производства и культуры, а также на требования к продукции массового и крупносерийного производства широкого и межотраслевого применения. В частности, объектами государственной стандартизации являются:

общетехнические и организационно-методические правила и нормы (предпочтительные числа, допуски и посадки, параметры резьб, шпоночных и шлицевых соединений, нормы точности зубчатых передач, ряды номинальных частот и напряжений электрического тока и т. д.);

общие требования, показатели, нормы качества продукции, методы их контроля;

основные эксплуатационные свойства и технические характеристики групп однородной продукции межотраслевого применения (ряды основных параметров насосов, нормы точности металлорежущих станков);

межотраслевые требования и нормы техники безопасности и производственной санитарии;

научно-технические термины, определения и обозначения;

единицы физических величин;

методы и средства проверки средств измерений;

системы конструкторской, технологической, эксплуатационной и ремонтной документации; документации в области организации и управления производством; важнейшие виды продукции.

Объектами отраслевой стандартизации могут быть: машины, оборудование, приборы, аппараты и другие изделия серийного и мелкосерийного производства; отдельные виды продукции ограниченного применения;

детали и сборочные единицы, технологическая оснастка и инструмент, технологические нормы и типовые технологические процессы внутриотраслевого применения.

Отраслевые стандарты могут также устанавливать ограничения государственных стандартов (по номенклатуре, типоразмерам и т. п.). При этом конкретные типоразмеры изделий, например, включенные в отраслевые стандарты, должны соответствовать ограничиваемому государственному стандарту.

Объектами республиканской стандартизации могут быть:

правила и нормы, специфичные для отраслей народного хозяйства союзной республики;

сырье, материалы, топливо и полезные ископаемые внутриреспубликанского производства и применения;

нормы и требования на отдельные работы и услуги по обслуживанию населения и организаций;

национальные и марочные изделия, выпускаемые предприятиями республиканского и местного подчинения.

Объектами стандартизации на предприятии могут быть, например:

детали и сборочные единицы, являющиеся составными частями изготавливаемых изделий;

нормы и правила в области организации и управления производством, а также управления качеством продукции;

технологическая оснастка и инструмент;

технологические нормы, требования и типовые технологические схемы;

поверочные схемы предприятия.

Стандарты предприятий могут также устанавливать ограничения государственных, отраслевых или республиканских стандартов по применяемой номенклатуре дета-

лей, сборочных единиц, материалам и требованиям с учетом особенностей данного предприятия. При этом ссылки в документации следует давать на соответствующие ограничиваемые стандарты.

На продукцию в зависимости от назначения установлены следующие виды стандартов:

- технических условий;
- общих технических требований;
- параметров и размеров;
- типов, основных параметров и размеров;
- конструкции и размеров;
- марок;
- сортамента;
- правил приемки;
- методов контроля (испытаний, анализа, измерений);
- правил маркировки, упаковки, транспортирования и хранения;
- правил эксплуатации и ремонта;
- типовых технологических процессов.

Общетехнические и организационно-методические стандарты на виды не подразделяются.

§ 3. Порядок разработки, утверждения и внедрения стандартов

Работы по стандартизации ведутся в СССР на основе перспективных (долгосрочных — на 10...15 лет, пятилетних) и годовых планов, которые являются составной частью государственных планов и увязываются с планами проведения соответствующих научно-исследовательских, опытно-конструкторских и экспериментальных работ. Планирование обеспечивает координацию деятельности всех организаций, занимающихся вопросами стандартизации, и позволяет добиться максимальной эффективности и комплексности в работах по стандартизации.

С целью организационно-методического единообразия при разработке стандартов всех категорий установлены шесть стадий разработки стандарта:

1-я стадия — организация разработки стандарта и составление технического задания;

2-я стадия — разработка проекта стандарта (первой редакции) и рассылка его на отзыв;

3-я стадия — обработка отзывов, разработка окончательной (второй и последующих) редакции проекта стандарта;

4-я стадия — подготовка, согласование и представление проекта стандарта на утверждение;

5-я стадия — рассмотрение проекта стандарта, его утверждение и регистрация;

6-я стадия — издание стандарта.

При утверждении стандарта устанавливается срок его введения, т. е. дата, с которой наступает его действие.

Внедрение стандартов осуществляется на основе планов основных мероприятий по их внедрению, в которых предусматривается материально-техническая и организационная подготовка предприятий, обеспечивающая своевременное внедрение стандартов. Планы составляются министерствами и ведомствами по государственным и отраслевым стандартам, госпланами союзных республик — по республиканским стандартам. Внедрение стандартов предприятий производится на основе организационно-технических мероприятий, разрабатываемых непосредственно предприятием.

Стандарт считается внедренным, если установленные им нормы, показатели, требования применяются в соответствии с областью его распространения. Стандарт на поставляемую продукцию считается внедренным, если выпускаемая продукция соответствует всем требованиям данного стандарта.

Государственный надзор за внедрением и соблюдением стандартов и технических условий осуществляют Госстандарт СССР и его органы на государственных и кооперативных промышленных и сельскохозяйственных предприятиях, в проектных и конструкторских организациях, на транспорте и в торговле, в учреждениях здравоохранения и связи, на базах и складах сбытовых организаций. Государственный надзор за соблюдением стандартов и технических условий проводится на стадиях проектирования, испытаний, производства, хранения, транспортирования, применения и ремонта продукции.

Ведомственный контроль осуществляется министерствами (ведомствами) за качеством продукции, внедрением и соблюдением стандартов и технических условий, а также за состоянием и применением средств измерений на предприятиях, в научно-исследовательских институтах, конструкторских и других организациях.

Госстандарт СССР закрепляет государственные, отраслевые и республиканские стандарты за соответствующими министерствами СССР, советами министров и гос-

планами союзных республик, а те, в свою очередь, закрепляют их за головными, базовыми и другими организациями по стандартизации или предприятиями. Эти организации и предприятия должны систематически, как правило, не реже одного раза в пять лет, проверять закрепленные за ними стандарты для определения их научно-технического уровня и при необходимости разрабатывать предложения по обновлению в них устаревших показателей, норм, характеристик, требований, терминов, определений, обозначений.

Предложения о пересмотре стандартов должны быть обоснованы и содержать требования, необходимые для дальнейшего развития народного хозяйства и укрепления обороны страны. Изменения в стандарт может вносить только организация, утвердившая данный стандарт. Каждому изменению, вносимому в стандарт после его утверждения, организация, утвердившая изменение, присваивает порядковый номер и указывает срок введения. Изменения действуют до пересмотра или отмены стандарта, в который они были внесены, если не был установлен ограниченный срок их действия.

§ 4. Система органов и служб стандартизации

В систему органов и служб стандартизации СССР входят:

общесоюзные органы стандартизации и их службы; службы стандартизации в отраслях народного хозяйства;

службы стандартизации в союзных республиках.

Обязанности и права органов и служб стандартизации определяются положениями, разработанными на основе типовых положений, утвержденных Госстандартом СССР.

Госстандарт СССР является общесоюзным органом государственного управления, осуществляющим руководство стандартизацией и метрологией в стране. Он несет ответственность за состояние и дальнейшее развитие стандартизации и метрологии и за проведение единой технической политики в области стандартизации и метрологии, направленной на ускорение научно-технического прогресса в народном хозяйстве, совершенствование производства и управления, улучшение качества продукции и укрепление обороноспособности страны. Система

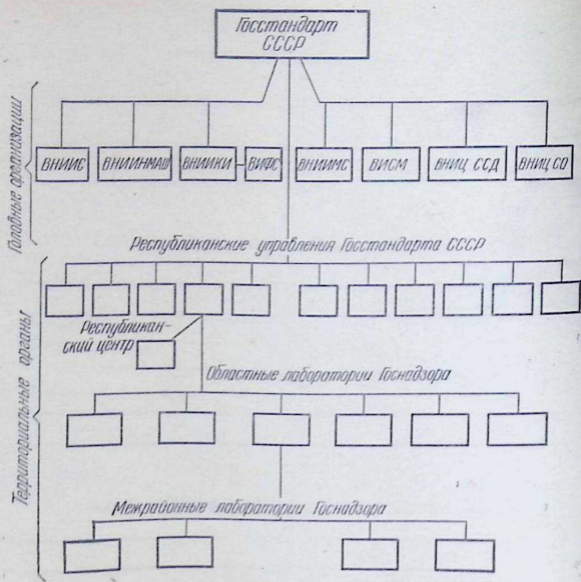


Рис. 1. Схема органов и служб Госстандарта СССР.

Госстандарта СССР объединяет научно-исследовательские институты, их филиалы, конструкторские бюро и опытно-экспериментальные базы. В число головных организаций Госстандарта СССР в области стандартизации входят следующие:

- Всесоюзный научно-исследовательский институт стандартизации (ВНИИС);
- Всесоюзный научно-исследовательский институт по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ);
- Всесоюзный научно-исследовательский институт технической информации, классификации и кодирования (ВНИИКИ) и при нем Всесоюзный информационный фонд стандартов и технических условий (ВИФС);

Всесоюзный научно-исследовательский институт метрологической службы (ВНИИМС);

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

Всесоюзный научно-исследовательский центр стандартных и справочных данных (ВНИЦ ССД);

Всесоюзный научно-исследовательский центр стандартных образцов (ВНИЦ СО).

Кроме того, в систему входят территориальные органы Госстандарта СССР: республиканские управления, республиканские центры метрологии и стандартизации, областные (краевые, автономных республик, межобластные) лаборатории государственного надзора за стандартами и измерительной техникой, которые осуществляют руководство непосредственно подчиненными им межрайонными лабораториями государственного надзора за стандартами и измерительной техникой.

На рисунке 1 приведена схема органов и служб Госстандарта СССР.

§ 5. Международная стандартизация

Расширяющаяся международная торговля, научно-техническое сотрудничество, укрепление экономических и культурных связей настоятельно требуют установления единых норм, правил, требований, т. е. развития международной стандартизации.

Национальные стандарты, отличающиеся друг от друга, являются барьером, затрудняющим торговлю, обмен научно-технической документацией, мешают развитию международной специализации и кооперирования производства. С целью укрепления связей между национальными организациями по стандартизации и расширению сотрудничества создан ряд международных организаций.

Первая международная организация по стандартизации была создана в 1926 году и получила название «Международная федерация национальных ассоциаций по стандартизации» (ИСА). Ее членами были 20 организаций. ИСА положила начало международному сотрудничеству в области стандартизации. Ею были разработаны и рекомендованы 32 международных стандарта.

В связи со второй мировой войной ИСА прекратила свою деятельность.

В 1946 году была создана Международная организация по стандартизации (ИСО), в которую первоначально вошли представители 25 стран. Согласно уставу ИСО, цель данной организации — содействовать благоприятному развитию стандартизации во всем мире, для того чтобы облегчить международный обмен товарами и развивать взаимное сотрудничество в области интеллектуальной, научной, технической и экономической деятельности. Исходя из этой цели, ИСО разрабатывает рекомендации, а с 1973 года — международные стандарты, которые являются основой для разработки национальных и региональных стандартов и способствуют расширению и укреплению международных экономических связей.

ИСО, как международная неправительственная организация, пользуется консультативным статусом Организации Объединенных Наций. Официальными языками ИСО признаны русский, английский и французский.

Высшим органом ИСО является Генеральная ассамблея — общее собрание представителей всех национальных организаций по стандартизации стран — членов ИСО, которая собирается, как правило, не реже одного раза в три года. Резолюции принимаются большинством голосов.

Основная функция ИСО — разработка международных стандартов — выполняется специально созданными техническими комитетами (ИСО/ТК) и подкомитетами (ИСО/ТК/ПК), каждый из которых специализируется по своему профилю. Всего создано свыше 150 технических комитетов, в том числе ТК-3 «Допуски и посадки», ТК-22 «Автомобили», ТК-22Т «Сельскохозяйственные тракторы», ТК-23 «Сельскохозяйственные машины», ТК-44 «Сварка» и т. д.

Членами ИСО состоят более 70 стран. Советский Союз представлен в ИСО Госстандартом СССР и начиная с 1946 года является самым активным участником в работе организации. Его представители постоянно избираются в состав Совета ИСО и участвуют в работе многих технических комитетов.

Участие Советского Союза в работе ИСО играет значительную роль в повышении качества советских стандартов, дает возможность получать обширную информа-

цию о достижениях зарубежной науки и техники, использовать принятые рекомендации и стандарты ИСО при разработке отечественных государственных стандартов, дает возможность популяризировать за границей советские стандарты и добиваться включения в стандарты ИСО требований, предъявляемых к продукции, стандартизированной в СССР.

В 1963 году к ИСО в качестве ее электротехнического отдела присоединилась Международная электротехническая комиссия (МЭК), занимающаяся вопросами координации стандартов в области электротехники, радиотехники и электроники.

В области метрологии действуют несколько международных организаций: Международная организация мер и весов (МОМВ) с исполнительным органом — Международным комитетом мер и весов (МКМВ), Международное бюро мер и весов (МБМВ), Международная организация законодательной метрологии (МОЗМ). Советский Союз через Госстандарт СССР активно сотрудничает со всеми этими организациями, а МОЗМ создана по инициативе СССР.

Кроме перечисленных, существует еще целый ряд международных и региональных организаций по стандартизации, в том числе стран — членов Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ).

§ 6. Стандартизация, проводимая СЭВ

Учрежденный в 1949 году Совет Экономической Взаимопомощи имеет своей целью углубление и совершенствование сотрудничества, планомерное развитие народного хозяйства стран-членов, осуществление программы социалистической экономической интеграции. Совет организует всестороннее сотрудничество стран-членов в направлении наиболее рационального использования их природных ресурсов и ускорения развития производительных сил, содействует совершенствованию международного социалистического разделения труда путем координации планов развития народного хозяйства, специализации и кооперирования производства.

Членами СЭВ являются НРБ, ВНР, ГДР, Республика Куба, МНР, ПНР, СРВ, СРР, СССР и ЧССР. СЭВ сотрудничает с СФРЮ, Финляндией, Мексикой, Лаосом,

Анголой, Эфиопией, Афганистаном, Мозамбиком, НДРГ и др. и с 60 международными организациями; имеет статус наблюдателя в ООН.

Новый этап сотрудничества стран — членов СЭВ ознаменовался принятием в 1971 году Комплексной программы дальнейшего углубления и совершенствования сотрудничества и развития социалистической экономической интеграции, которая представляет собой магистральный путь совершенствования международного социалистического разделения труда, мощное средство интенсификации общественного производства каждой страны — члена СЭВ и всего содружества стран.

В 1970-х годах подписаны соглашения о совместном планировании производства металлорежущих станков с программным управлением и о создании материально-технической базы контейнерной транспортной системы, а также другие многосторонние соглашения о специализации и кооперировании в области производства машин, оборудования, сборочных единиц и агрегатов. Эти соглашения охватывают несколько тысяч наименований продукции.

Работы по стандартизации должны предшествовать работам по практическому осуществлению специализации и кооперирования. Поэтому уже в 1962 году было принято решение о создании Постоянной комиссии СЭВ по стандартизации и Института СЭВ по стандартизации.

Постоянная комиссия СЭВ по стандартизации разрабатывает мероприятия и рекомендации по унификации национальных стандартов и нормативной документации, устанавливает общетехнические нормы, показатели качества и методы испытаний продукции, а также нормы, обеспечивающие взаимозаменяемость деталей, сборочных единиц и агрегатов. Комиссия координирует работы по стандартизации, проводимые другими постоянными комиссиями СЭВ и Институтом СЭВ по стандартизации, осуществляет методическое руководство работой Института.

Основная задача Института СЭВ по стандартизации — проведение общих исследований и разработка предложений по унификации действующих национальных стандартов и по созданию новых международных стандартов. Институт изучает и определяет экономическую эффективность внедрения стандартов, разрабаты-

вает общие принципы и новые методы работы по стандартизации, информирует об исследованиях, проводимых в Институте, и о важнейших работах по стандартизации, выполняемых в странах — членах СЭВ.

Кроме этих органов, создан Отдел стандартизации Секретариата СЭВ.

С 1972 года, кроме рекомендаций, выпускаются стандарты, обязательные к применению в странах — членах СЭВ. При разработке рекомендаций и стандартов СЭВ учитываются рекомендации ИСО и других международных организаций по стандартизации.

§ 7. Классификация и кодирование

Рост и развитие общественного производства в условиях планового социалистического народного хозяйства требуют сбора и переработки громадных потоков информации для учета и оперативного управления. Справиться с такой задачей возможно только путем использования ЭВМ в автоматизированных системах управления (АСУ). В настоящее время создается общегосударственная автоматизированная система сбора и обработки информации.

Но функционирование ее возможно лишь при наличии во всех отраслях народного хозяйства и всех республиках единого языка, удобного для ввода информации в ЭВМ, хранения и выдачи ее из ЭВМ. Такой «машинный» язык — язык цифровых кодов — сейчас создается. Итогом этой работы явится Государственная система классификации и кодирования, включающая комплекс взаимосвязанных общесоюзных классификаторов промышленной и сельскохозяйственной продукции, конструкторской документации и технологический классификатор.

В каждом общесоюзном классификаторе (ОК) две части — наименование объекта и соответствующий наименованию код. Словарное наименование обычно служит для обмена информацией между людьми и для перевода с естественного языка на язык ОК. Цифровые коды ОК, как более экономичная по сравнению с наименованием форма записи, используются при обмене информацией на уровне документов, а также на уровне каналов связи при обработке информации на ЭВМ. При выдаче информации цифровые коды в необходимых случаях заменяются словарными наименованиями.

При создании общесоюзного классификатора продукции принят принцип последовательной конкретизации

классификационных группировок. Высшей классификационной группировкой является класс, в который включается продукция, характеризующаяся комплексом однородных признаков. Все множество продукции подразделено на 100 классов, каждый класс на 10 подклассов, каждый подкласс на 10 групп, каждая группа на 10 подгрупп и каждая подгруппа на 10 видов.

В качестве примера в таблице 1 приведены коды некоторых классов и их подклассов. Свободные номера оставлены, чтобы обеспечить возможность дальнейшего расширения классификатора.

В настоящее время на основе этих пяти высших классификационных группировок разрабатываются коды конкретных наименований продукции всеми министерствами и ведомствами, ответственными за отдельные группы изделий.

Помимо ОКП, в СССР разработан и продолжает разрабатываться ряд общесоюзных классификаторов и систем обозначений:

СОАТО — система обозначений объектов административно-территориального деления СССР и населенных пунктов;

ОКОНХ — общесоюзный классификатор отраслей народного хозяйства;

ОКПО — общесоюзный классификатор предприятий и организаций;

ОКТЭП — общесоюзный классификатор технико-экономических показателей и целый ряд других классификаторов.

Для кодирования признаков объекта удобно блочное построение классификаторов, при котором используются несколько общесоюзных классификаторов. В таблице 2 приведен пример из общесоюзного классификатора предприятий и организаций.

Кодовые обозначения признаков расшифровываются следующим образом:

1603 — Министерство пищевой промышленности союзной республики;

3121 — Латвийская ССР, Лиепая;

3124 — Латвийская ССР, Резекне;

18111 — сахарная промышленность;

18113 — хлебопекарная промышленность.

Блочное построение классификаторов удобно при их автоматизированном ведении. Набор признаков объекта

Таблица 1. Коды некоторых классов и подклассов продукции машиностроения

Наименование класса и его код		Наименование подкласса и его код						
45	Продукция отраслей автотракторного и сельскохозяйственного машиностроения	автомобили	тракторы	мотоциклы и велосипеды	двигатели, топливная аппаратура, электрооборудование автомобилей, тракторов и сельскохозяйственных машин	машины сельскохозяйственные	прицепы и полуприцепы автомобильные	оборудование гаражное
		451 000	452 000	453 000	455 000	456 000	457 000	459 000
47	Продукция станкостроения	станки металлорежущие для обработки верхностей тел вращения	станки металлорежущие для обработки верхностей тел вращения	машины кузнечно-прессовые	линии автоматические для машиностроения и металлообработки	оборудование для производства абразивного инструмента	оборудование деревообрабатывающее	оборудование гальваническое
		471 000	472 000	473 000	474 000*	475 000	476 000	477 000

Таблица 2. Пример блочного классификатора признаков объекта

Идентификационный код	Наименование объекта на естественном языке	Коды признаков		
		министерство	территория	отрасль, подотрасль, вид производства
0170325	Сахарный завод (Лиепая)	1603	3121	18111
0170327	Хлебокомбинат (Резекне)	1603	3124	18113

позволяет решать поисковые задачи, возникающие в процессе ведения классификаторов. Благодаря разделению функций идентификации и кодирования признаков объекта упрощается как включение объектов в классификатор, так и их исключение.

С 1973 года начата разработка общего классификатора промышленной и сельскохозяйственной продукции стран — членов СЭВ (ОКП СЭВ), согласованы методические основы построения ОКП СЭВ и создана классификационная часть на уровне пяти знаков. Классификационная часть на уровне шести знаков составит уже более 60 тысяч позиций.

Классификация и кодирование являются первоначальным, но абсолютно необходимым элементом в проведении работ по стандартизации.

§ 8. Система предпочтительных чисел и параметрические ряды

Каждый вид продукции характеризуется параметрами, количественно выраженными конкретными числами. Например: автомобиль грузоподъемностью 8 т, электродвигатель мощностью 100 кВт, вал диаметром 50 мм. Значения параметров определяются или путем расчетов или назначаются из конструктивных соображений. При этом числовые характеристики параметров могут принимать самые разнообразные значения.

Без ограничения применяемых числовых характеристик унификация и стандартизация параметров были бы невозможны. Кроме того, опыт стандартизации показал, что последовательности чисел, характеризующих параметры стандартизуемых объектов, не должны быть случайными, а должны представлять собой ряды, образо-

ванные по математическим законам. Это позволит увязать между собой как геометрические размеры, так и параметры, характеризующие мощность, производительность, грузоподъемность, прочность.

Задача эта решается установлением рядов предпочтительных чисел при выборе числовых значений параметров в расчетах, проектировании, составлении различных технических документов. Система предпочтительных чисел является теоретической базой и основой стандартизации.

Применение предпочтительных чисел позволяет унифицировать размеры и параметры продукции в масштабах всего народного хозяйства страны и в международном масштабе. О важности взаимосвязи параметров отдельных видов продукции свидетельствует пример организации странами — членами СЭВ контейнерных перевозок водным, железнодорожным и автомобильным транспортом, при которых увязаны параметры контейнеров, судов, железнодорожных платформ, автомобильных кузовов, подъемно-транспортных устройств в местах перегрузок контейнеров.

Ряды предпочтительных чисел должны отвечать следующим требованиям: быть бесконечными как в сторону малых, так и в сторону больших размеров, включать единицу и все десятикратные значения любого члена, быть простыми и легко запоминаемыми.

В начальный период стандартизации получили распространение ряды, выраженные арифметическими прогрессиями. Арифметическая прогрессия характеризуется тем, что разность любых двух соседних чисел ряда всегда постоянна. Так, например, у арифметических прогрессий

$$1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6 \dots$$

$$25 + 30 + 35 + 40 + 45 + 50 \dots$$

Разность составляет соответственно 1 и 5.

Применение арифметической прогрессии не требует округления чисел.

На основе арифметической прогрессии были установлены ряды диаметров подшипников качения.

Существенным недостатком арифметической прогрессии является ее относительная неравномерность. При постоянной абсолютной разности относительная разность

между членами арифметического ряда 1, 2, 3, ..., 10 для чисел 1 и 2 составляет 200%, а для чисел 9 и 10 — всего 11%.

В связи с этим позднее стали применять ступенчато-арифметические ряды, например, ряды стандартных резьб:

$$\begin{aligned} &1 - 1,1 - 1,2 - 1,4 - 1,6 - 1,8 - 2,0 - 2,2 - \dots \\ &\dots - 2,5 - 3,0 - 3,5 - 4,0 - 4,5 - 5,0 - \dots \\ &\dots - 145 - 150 - 155 - 160 - 165 - \dots, \end{aligned}$$

у которых разности возрастают с увеличением абсолютного размера и соответственно равны 0,1; 0,2; 0,5; 5.

Тем не менее применение арифметической прогрессии в большинстве случаев нецелесообразно и поэтому находит ограниченное распространение.

В большей степени удовлетворяют требованиям стандартизации геометрические прогрессии, у которых относительная разность между любыми смежными числами ряда является постоянной. Геометрическая прогрессия характеризуется тем, что отношение двух смежных членов всегда постоянно и равно знаменателю прогрессии:

$$\begin{aligned} &1 + 2 + 4 + 8 + 16 + 32 + \dots \\ &1 + 1,25 + 1,6 + 2,0 + 2,5 + 3,15 + 4 + \dots \\ &1 + 10 + 100 + 1000 + 10\,000 + \dots \end{aligned}$$

В приведенных рядах знаменатели соответственно равны 2; 1,25; 10.

Геометрические прогрессии обладают рядом ценных свойств, которые дают основание использовать их для построения рядов предпочтительных чисел.

В геометрической прогрессии, имеющей в числе членов единицу, каждый ее член (N_i) определяется из выражения

$$N_i = \varphi^i,$$

где i — порядковый номер члена; φ — знаменатель прогрессии.

Для приведенного выше первого ряда

$$N_4 = 2^4 = 16.$$

Необходимо иметь в виду, что порядковый номер единицы во всех рядах равен 0:

$$N_0 = 2^0 = 1.$$

Отношение двух смежных членов геометрической прогрессии всегда постоянно и равно знаменателю прогрессии:

$$\frac{N_{i+1}}{N_i} = \varphi; \quad \frac{2}{1} = \frac{4}{2} = \frac{8}{4} = \frac{16}{8} = \frac{32}{16} = 2.$$

Произведение или частное от деления каждых двух членов геометрической прогрессии всегда является ее членами:

$$N_n \cdot N_m = N_{n+m}; \quad 2 \cdot 4 = 8; \quad 4 \cdot 8 = 32.$$

$$\frac{N_n}{N_m} = N_{n-m}; \quad \frac{16}{2} = 8; \quad \frac{32}{8} = 4.$$

Целая положительная или отрицательная степень любого члена геометрической прогрессии всегда является членом этой прогрессии:

$$N_m^n = N_{n \cdot m}; \quad 2^4 = 16; \quad 4^3 = 64; \quad \sqrt{4} = 2; \quad \sqrt[3]{64} = 4.$$

Эти свойства геометрической прогрессии позволяют, выбрав линейные размеры из данного ряда, получать площади, объемы, моменты сопротивлений, моменты инерций, связанные единой закономерностью, так как они являются степенными функциями линейных размеров.

Впервые свойства геометрической прогрессии были использованы в 1877...1879 гг. офицером французского инженерного корпуса Ш. Ренаром при разработке системы характеристик хлопчатобумажных канатов, которые изготавливались бы заранее независимо от места применения. За основу был принят канат, 1 м которого имел массу a кг. Знаменатель прогрессии был выбран с таким расчетом, чтобы каждый пятый член ряда давал десятикратное увеличение, т. е.

$$a\varphi^5 = 10a, \text{ откуда } \varphi = \sqrt[5]{10}.$$

Числовой ряд выглядел следующим образом:

$$a; \quad a\sqrt[5]{10}; \quad a(\sqrt[5]{10})^2; \quad a(\sqrt[5]{10})^3; \quad a(\sqrt[5]{10})^4; \quad a(\sqrt[5]{10})^5.$$

После вычисления:

a ; 1,5849 a ; 2,5119 a ; 3,9811 a ; 6,3096 a ; 10 a .

После округления:

1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10.

Из этого ряда, условно обозначенного как ряд $R5$, были впоследствии образованы ряды $R10$, $R20$, $R40$, имеющие соответственно знаменатели:

$$\sqrt[10]{10}; \quad \sqrt[20]{10}; \quad \sqrt[40]{10}.$$

Международная организация по стандартизации ИСО приняла рекомендации ИСО-РЗ «Предпочтительные числа» и ИСО-Р17 «Руководство по применению предпочтительных чисел и рядов предпочтительных чисел». СССР активно участвовал в разработке этих рекомендаций, и действующие в стране стандарты на предпочтительные числа основаны на этих рекомендациях. ГОСТ 8032—56 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел» является основой для установления параметров во всех отраслях народного хозяйства, служит базой для увязки между собой всех видов продукции.

В нем предусмотрены четыре основных ряда предпочтительных чисел ($R5$, $R10$, $R20$, $R40$) и дополнительный ряд ($R80$), применение которого допускается в отдельных, технически и экономически обоснованных случаях. Эти ряды имеют знаменатели:

$$\text{ряд } R5 - \sqrt[5]{10} = 1,5849 \approx 1,6;$$

$$\text{ряд } R10 - \sqrt[10]{10} = 1,2589 \approx 1,25;$$

$$\text{ряд } R20 - \sqrt[20]{10} = 1,1220 \approx 1,12;$$

$$\text{ряд } R40 - \sqrt[40]{10} = 1,0593 \approx 1,06;$$

$$\text{ряд } R80 - \sqrt[80]{10} = 1,0292 \approx 1,03.$$

Числа, входящие в ряды, округлены, причем относительная разность их с расчетными находится в пределах от +1,26% до -1,01%.

Основные ряды предпочтительных чисел приведены в таблице 3.

При установлении параметров следует предпочитать ряд $R5$ ряду $R10$, ряд $R10$ ряду $R20$, ряд $R20$ ряду $R40$. Начиная с ряда $R10$, среди предпочтительных чи-

Таблица 3. Основные ряды предпочтительных чисел

Основные ряды				Номер предпочтительного числа <i>i</i>	
<i>R5</i>	<i>R10</i>	<i>R20</i>	<i>R40</i>		
1,00	1,00	1,00	1,00	0	
				1,06	1
			1,12	2	
			1,18	3	
	1,25		1,25	1,25	4
				1,32	5
			1,40	1,40	6
			1,50	7	
1,60	1,60	1,60	1,60	8	
				1,70	9
			1,80	10	
			1,90	11	
	2,00		2,00	2,00	12
				2,12	13
			2,24	2,24	14
			2,36	15	
2,50	2,50	2,50	2,50	16	
				2,65	17
			2,80	18	
			3,00	19	
	3,15		3,15	3,15	20
				3,35	21
			3,55	3,55	22
			3,75	23	
4,00	4,00	4,00	4,00	24	
				4,25	25
			4,50	26	
			4,75	27	
	5,00		5,00	5,00	28
				5,30	29
			5,60	5,60	30
			6,00	31	
6,30	6,30	6,30	6,30	32	
				6,70	33
			7,10	34	
			7,50	35	
	8,00		8,00	8,00	36
				8,50	37
			9,00	9,00	38
			9,50	39	
10,00	10,00	10,00	10,00	40	

сел имеется число 3,15, равное приблизительно π . Поэтому при выборе диаметра из ряда предпочтительных чисел длины окружности и площади кругов будут также являться предпочтительными числами.

Не всегда имеется необходимость использовать все числа того или иного ряда. Стандартом допускается применять производные ряды, получаемые из основных или дополнительного путем отбора каждого второго, третьего, четвертого или n -го члена ряда.

Частота ряда в каждом конкретном случае должна быть обоснована технически и экономически. Сужение ряда ведет к увеличению серийности, а следовательно, к снижению трудоемкости и себестоимости, но может вызывать излишние затраты при эксплуатации.

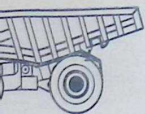
При выборе единичного числового значения следует взять один из членов основного ряда, желательно с наибольшим знаменателем.

Иногда в технически обоснованных случаях вместо отдельных предпочтительных чисел допускается использовать округленные предпочтительные числа, приведенные в таблице 4.

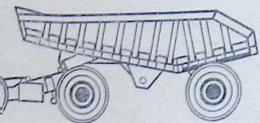
Таблица 4. Округленные числа, применяемые в технически обоснованных случаях

Предпочтительное число	Округленное число	Предпочтительное число	Округленное число	Предпочтительное число	Округленное число
1,06	1,05	2,12	2,1	3,75	3,8
1,12	1,1	2,24	2,2; 2,25	4,25	4,2
1,18	1,15; 1,2	2,36	2,35; 2,4	4,75	4,8
1,25	1,2	2,65	2,6	5,6	5,5
1,32	1,3	3,15	3; 3,2	6,3	6
1,6	1,5	3,35	3,4	6,7	6,5
		3,55	3,5; 3	7,1	7

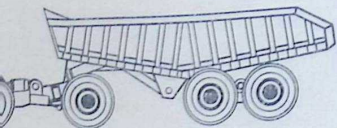
В качестве примера использования округленных чисел на рисунке 2 показан параметрический ряд унифицированных грузовых автомобилей на базе БелАЗ-549 с округленными значениями главного параметра — грузоподъемности. Установленная грузоподъемность 65,110 и 200 т соответствует ряду округленных чисел (вместо чисел 67, 112 и 224, относящихся к основному ряду предпочтительных чисел).



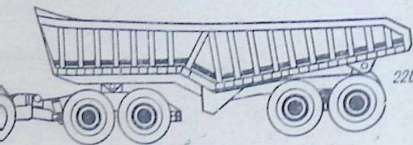
65 m



110 m



160 m



220 m

раметрический ряд унифицированных грузовых ав-
на базе БелАЗ-549 с округленными значениями
ельных чисел.

ственно по рядам предпочтительных чисел
ют параметры и числовые характеристики
не являющиеся линейными размерами.
для отдельных предпочтительных чисел двух
(например, для 1,18 округления 1,15 и 1,2)
одить при конструировании к неувязкам в ли-
мерах конструкции. Поэтому имеется необ-
более конкретно установить ряды рекомендуе-
ых размеров, что и сделано в ГОСТ 6636—69
е линейные размеры». Стандарт содержит
линейных размеров $Ra5$, $Ra10$, $Ra20$, $Ra40$,
одят округленные числа из рядов $R5$, $R10$,
дпочтительных чисел. Таким образом, ГОСТ

Таблица 5. Нормальные линейные размеры от 1 до 500 мм

Ряды																		
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40							
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100							
			1,05				10,5				105							
			1,1				11				110							
	1,2	1,2	1,15				12				12	11,5	125	125	120			
			1,2									12			125			
			1,3									13			130			
1,6	1,6	1,6	1,4	16	16	16	14	160	160	160	140							
			1,5				15				150							
			1,6				16				160							
	2,0	2,0	1,7				20				20	17	200	200	170			
			1,8									18			180			
			1,9									19			190			
2,5	2,5	2,5	2,0	25	25	25	20	250	250	250	200							
			2,1				32				32	21	320	320	210			
			2,2									22			220			
	2,4	24	240															
	4,0	3,0	3,0				2,6				40	40	40	26	400	400	400	260
							2,8							36				36
3,0				30	300													
3,2		32	320															
6,0		3,5	3,5	3,4	60	60	60	34	600	600				600				340
				3,6				80										80
	3,8			38							380							
	4,0	40	400															
	8,0	5,0	5,0	4,2				80			80	80	42		800	800	800	420
				4,5									90					90
4,8				48	480													
5,0		50	500															
9,0		6,0	6,0	5,2	90	90	90		52	900			900	900				520
				5,5					95									95
	6,0			60				600										
	6,3	63	630															
	9,5	7,0	7,0	6,5				90	90		90	65			900	900	900	650
				7,5								95						95
8,0				80	800													
8,5		85	850															
9,5		8,0	8,0	9,0	90	90	90			90		900	900	900				900
				9,5						95								950

6636—69 является ограничительным стандартом, разработанным на основе ГОСТ 8032—56 и устанавливающим нормальные линейные размеры от 0,001 до 20 000 мм. В таблице 5 приведены нормальные линейные размеры от 1 до 500 мм.

ГОСТ 6636—69 «Нормальные линейные размеры» предусматривает возможность применения производных рядов, а также рядов, которые в различных диапазонах ряда имеют неодинаковые знаменатели прогрессии. ГОСТ не распространяется на производные размеры, зависящие от принятых исходных размеров и параметров в том числе на технические межоперационные размеры.

§ 9. Унификация и агрегатирование

К числу важнейших методов стандартизации относятся унификация и агрегатирование, нашедшие широкое применение в машиностроении.

Унификация — метод использования единообразия конструкции одинаковых по своему функциональному назначению деталей, сборочных единиц, агрегатов, применяемых в различных машинах, с целью сокращения их типов, видов и размеров.

Агрегатирование — метод компоновки машин, оборудования и приборов из унифицированных агрегатов* в различных сочетаниях и количествах в зависимости от назначения машины.

Например, при создании семейства тракторов одного класса, но различных по назначению, можно использовать ряд агрегатов (двигатель, муфта сцепления, коробка передач, задний мост) для всех или нескольких модификаций.

Использование унификации и агрегатирования как методов конструирования позволяет в 2...4 раза сократить сроки проектирования и освоения производства новой техники, на 25...30% снизить себестоимость ее изготовления. Поэтому перед промышленностью поставлены большие задачи по повышению уровня унификации. Однако надо помнить, что речь идет не о максимальном, а об оптимальном уровне унификации.

* Агрегат — укрупненный унифицированный узел машины, самостоятельно выполняющий отдельные функции (двигатель, редуктор, гидронасос и т. п.).

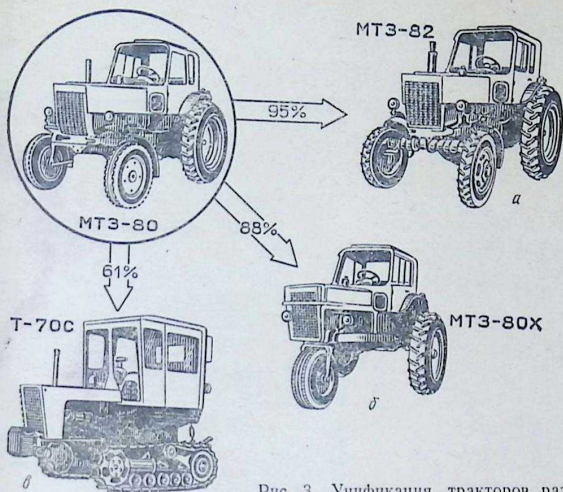


Рис. 3. Унификация тракторов различного назначения:

MT3-80 — базовая модель; а — универсально-пропашной трактор повышенной проходимости; б — хлопководческий трактор; в — свекловодческий трактор; 95%, 88%, 61% — степень унификации тракторов внутри семейства.

При определении характеристики унификации в качестве основной единицы принята деталь. Все детали, составляющие машину, делятся на унифицированные и оригинальные.

Унифицированной считается деталь, которая под одним и тем же обозначением применяется в двух и более различных машинах.

Оригинальной считается деталь, примененная в одной конкретной машине.

Унифицированные детали делятся на унифицированные стандартные, т. е. установленные стандартами и имеющие зафиксированные стандартами обозначения, и унифицированные заимствованные, т. е. ранее спроектированные и примененные как оригинальные для одной машины, а затем использованные на другой.

Кроме того, в любой современной машине имеются покупные детали, т. е. детали, не изготавливаемые на

86 Таблица 6. Данные об унификации тракторов различного назначения на базе МТЗ-80

Наименование основных составных частей трактора	Модели тракторов													
	МТЗ-80	МТЗ-82	МТЗ-80Х	МТЗ-80Х2	МТЗ-ПТХ	МТЗ-82Н	МТЗ-82К	МТЗ-82Р	Т-80П	Т-70А	Т-70С	Т-70В	Т-70Л	Т-70Д
Двигатель	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Радиатор водяной	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Радиатор масляный	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Сцепление	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Коробка передач	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Раздаточная коробка	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Карданные валы	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Передний мост	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Полурама	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Рулевое управление	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Тормоза	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Электрооборудование	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Приборы	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Оперение	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++

Обозначения в таблице: + одинаковые составные части, повторяющиеся в различных моделях; ● оригинальные, неповторяющиеся составные части.

данном предприятии, а получаемые в готовом виде как комплектующие составные части машины. Они также относятся или к стандартным, или к заимствованным, или к оригинальным.

Степень унификации — это выраженное в процентах отношение суммы унифицированных элементов машины к сумме всех элементов машины, которое находится по формуле

$$Y = \frac{\Sigma n_c + \Sigma n_z}{\Sigma n_c + \Sigma n_z + \Sigma n_o} 100, \quad (1)$$

где Y — степень унификации в %; Σn_c и Σn_z — сумма наименований унифицированных стандартных и заимствованных деталей; Σn_o — сумма наименований оригинальных деталей.

Кроме этого, в отдельных случаях применяются другие показатели степени унификации: по числу деталей, шт.; по массе деталей, кг; по себестоимости деталей, руб.; по трудоемкости изготовления деталей, ч.

На рисунке 3 приведен пример унификации тракторов различного назначения на базе трактора МТЗ-80, а в таблице 6 показано, за счет многократного применения каких унифицированных агрегатов и сборочных единиц достигнута такая степень унификации.

§ 10. Опережающая и комплексная стандартизация. Единые межотраслевые системы стандартов

Стандартизация основывается на использовании достижений науки, техники и практического опыта и осуществляется в неразрывной связи с научно-техническим прогрессом. Именно поэтому важной является принципиально новая ее форма — опережающая стандартизация.

Опережающая стандартизация осуществляется на основе прогнозов развития и изменения во времени параметров и показателей качества объектов стандартизации. Опережающие стандарты устанавливают перспективные параметры, более высокие показатели качества изделий и сроки освоения их промышленностью. При этом по срокам освоения может быть установлено несколько ступеней возрастающих требований к показателям качества с тем, чтобы эти показатели были оптимальными в планируемом интервале времени.

Объектами опережающей стандартизации могут быть изделия с новыми очень высокими эксплуатационными показателями, но не выпускаемые пока еще промышленностью. Опережающая стандартизация может базироваться на уже освоенных в других отраслях или в других странах образцах.

Комплексная стандартизация — это целенаправленное и планомерное установление и применение системы взаимосвязанных требований к объекту в целях оптимального решения конкретной проблемы. Важнейший принцип комплексной стандартизации — системность и взаимная увязка стандартов.

Действующие ГОСТ предъявляют к готовым изделиям весьма высокие требования. Но, чтобы их выдержать, необходимо повышать требования к сырью и материалам, от которых зависит качество конечной продукции. Положение осложняется еще тем, что на промежуточных стадиях производства показатели разных стандартов иногда плохо стыкуются между собой.

Принципиальной, отличительной особенностью работы по стандартизации в последние годы явилась организация ее по комплексно-программному методу. Создавались не разрозненные ГОСТ, а комплексы стандартов, разрабатываемые по комплексным программам, в которых все требования, начиная с сырья и кончая готовой продукцией, были взаимно увязаны и согласованы между собой.

Так, ВНИИНМАШ Госстандарта СССР совместно с Минским тракторостроительным производственным объединением разработали программу комплексной стандартизации «Тракторы сельскохозяйственные класса 1,4—2». По этой программе в 1975 году введен в действие ГОСТ 19677—74 «Тракторы. Общие технические требования», которым предусматривалось уменьшить удельную материалоемкость и соответственно повысить энергонасыщенность тракторов на 25..50%, довести моторесурс тракторов до 6 тыс. ч, а уровень унификации каждой базовой модели — не менее чем до 40%, снизить трудоемкость технического обслуживания.

В дальнейшем предполагается внести в этот стандарт изменения, направленные на повышение моторесурса тракторов с 6000 до 8000 ч, рост уровня унификации базовых моделей до 50%, дальнейшее увеличение энергонасыщенности тракторов.

В выполнении этой программы участвуют многие министерства и ведомства, которым установлены конкретные задания по обеспечению необходимого качества отдельных марок стали и чугуна, бронзы, стальных труб, топлива, масел и лакокрасочных изделий, электрооборудования и приборов, отдельных агрегатов и узлов, методов их испытаний и контроля.

В качестве примера можно привести также комплексную стандартизацию зубчатых и червячных передач.

Комплексная стандартизация помогает решать вопросы сокращения сроков разработки и освоения производства новой техники, ускорения организации специализированных производств, снижения затрат на выпуск продукции, повышения эффективности производства и улучшения качества продукции. С этой целью созданы и создаются единые межотраслевые системы стандартов, которыми приходится повседневно пользоваться в инженерной деятельности. К ним в первую очередь относятся Единые системы конструкторской и технологической документации.

Единая система конструкторской документации (ЕСКД) предусматривает единые правила выполнения и оформления всей конструкторской документации и имеет целью уменьшение количества и объема применяемой документации, ускорение способов ее изготовления и размножения, ведение рациональной системы ее учета и хранения. В ЕСКД входят 150 стандартов.

Всей ЕСКД присвоена первая цифра 2, после которой указывается порядковый номер группы стандартов и порядковый номер стандарта в группе.

Содержание стандартов в каждой из девяти групп следующее.

2.1. Основные положения системы (виды изделий, виды и комплектность конструкторских документов, стадии разработки, требования к чертежам, текстовым документам и т. д.) — ГОСТ 2.101—68...2.115—71.

2.2. Классификация, кодирование и обозначение конструкторской документации — ГОСТ 2.201—68.

2.3. Общие правила выполнения чертежей — ГОСТ 2.301—68...2.317—69.

2.4. Правила выполнения чертежей различных типовых деталей: пружин, зубчатых колес, звездочек, шлицевых соединений, трубопроводов, а также электромонтажных чертежей и др. — ГОСТ 2.401—68...2.418—68.

2.5. Учет, хранение и обращение документации изданий — ГОСТ 2.501—68...2.503—68.

2.6. Эксплуатационная и ремонтная документация (в эту же группу включены требования к учебно-техническим плакатам) — ГОСТ 2.601—68...2.605—68.

2.7. Правила выполнения схем: электрических, киноматематических, гидравлических и пневматических; условные графические обозначения в схемах — ГОСТ 2.701—68...2.787—71.

2.8. Правила выполнения строительной документации.

2.9. Специальные требования и прочие стандарты (стандарты на изделия, предназначенные на экспорт и т. п.).

Внедрение стандартов ЕСКД упрощает проектно-конструкторские работы, облегчает чтение чертежей, создает возможность применения ЭВМ для проектирования обработки технической документации. Из 150 стандартов, входящих в ЕСКД, 70 полностью отвечают требованиям автоматизации проектирования, 80 нуждаются в изменениях и дополнениях. 15 стандартов необходимо разработать дополнительно.

Единая система технологической документации (ЕСТД) устанавливает взаимосвязанные правила и положения по разработке, оформлению и обращению технологической документации, применяемой для изготовления и ремонта машин и приборов, и распространяется на все виды технологических документов.

Обозначение стандартов ЕСТД состоит из цифры присвоенной классу стандартов на технологическую документацию; цифры 1 (после точки), обозначающей подкласс стандартов для изделий машиностроения и приборостроения; цифры, обозначающей группу стандартов двузначного числа, определяющего порядковый номер стандарта в данной группе; двух последних чисел (последние), указывающих год регистрации стандарта. Например, ГОСТ 3.1103—74 расшифровывается так:

ГОСТ — категория нормативно-технического документа (государственный стандарт);

3 — класс (стандарты на технологическую документацию);

1 — подкласс (стандарты ЕСТД для изделий машиностроения и приборостроения);

1 — классификационная группа (основополагающие стандарты);

03 — порядковый номер стандарта в группе;

74 — год регистрации стандарта.

Классификационные группы стандартов ЕСТД приведены в таблице 7.

Таблица 7. Распределение стандартов ЕСТД по классификационным группам

Шифр группы	Наименование группы стандартов
0	Общие положения
1	Основополагающие стандарты
2	Классификация и обозначения технологических документов
3	Учет применяемости изделий и технологической оснастки
4	Основное производство. Правила оформления технологических документов, специализированные по видам работ
5	Основное производство. Правила оформления технологических документов на испытания и контроль
6	Вспомогательное производство. Правила оформления технологических документов
7, 8	—
9	Нормативное хозяйство

Группы 7 и 8 предназначены для стандартов, которые будут разработаны впоследствии.

Внедрение стандартов ЕСТД дает возможность уменьшить объем и сократить сроки обработки технологической информации, улучшить качество разработки технологической документации, повысить производительность труда технологов.

§ 11. Термины и определения, относящиеся к качеству продукции

Результатом производственной деятельности человека является создание материальных ценностей, предназначенных для удовлетворения определенных потребностей. Эти материальные ценности носят название **продукция**. Продукция может быть изделиями или продуктами.

Изделия — результат работы производственного предприятия, характеризуемый дискретной величиной, исчисляемой в штуках, экземплярах и других счетных единицах. К изделиям относятся машины и приборы, а также их элементы (детали, агрегаты), швейные изделия и обувь, торты и ювелирные изделия и т. п.

Продукты — результат работы производственного предприятия, характеризуемый непрерывной величиной, исчисляемой в килограммах, литрах, метрах, квадратных или кубических метрах и т. п. Это металлы, лес, нефтепродукты, краски, ткани, овощи, зерно.

По способу использования продукция может быть разделена на два класса: первый — потребляемая продукция, второй — эксплуатируемая продукция.

Потребляемая продукция при использовании расходуется сама: топливо сгорает, материалы перерабатываются в изделие, продукты питания употребляются в пищу.

Эксплуатируемая продукция расходует свой ресурс, а масса продукции практически не уменьшается. К этому классу относятся все машины, приборы, оборудование. Физическая сущность и закономерности процесса расходования ресурса изучаются наукой о надежности машин.

В указанных классах продукция подразделяется на пять групп:

- 1) сырье и природные топлива: полезные ископаемые, нефть, газ, уголь, строительные материалы;

2) материалы и продукты: искусственные топлива, пластмассы, прокат, ткани, пищевые продукты, не вошедшие в первую группу;

3) расходные изделия: дозированные продукты в упаковке, консервы, жидкое топливо и смазочные материалы в бочках, кабель в бобинах и др.;

4) неремонтируемые изделия: электровакуумные и полупроводниковые элементы приборов, клиновые ремни, крепежные изделия и др.;

5) ремонтируемые изделия: машины, механизмы, приборы и оборудование длительного использования, в том числе тракторы, автомобили, сельскохозяйственные и гидромелиоративные машины, оборудование животноводческих ферм.

Каждый вид продукции обладает рядом специфических свойств, позволяющих отличить его от любого другого.

Свойство продукции — объективная особенность продукции, проявляющаяся при ее создании и использовании. Качественная или количественная характеристика свойств продукции есть **признак продукции**.

Качественные признаки характеризуют цвет, форму, способ крепления деталей (сварка, клепка, свинчивание), способ настройки или регулировки (ручной, полуавтоматический, автоматический).

Количественный признак, или параметр продукции, дает численную характеристику отдельных свойств. Например, химический состав материала, угол заточки резца, грузоподъемность автомобиля.

Не все свойства продукции имеют одинаковую значимость: одни являются важнейшими, другие второстепенными, а третьи могут не иметь никакого значения и никак не отражаться на эффективности использования данной продукции. Например, для грузового автомобиля важнейшими являются такие его свойства, как грузоподъемность, удельный расход топлива, пробег до капитального ремонта. А такие свойства, как электрическая проводимость, растворимость в азотной кислоте, не имеют значения, не отражают способности автомобиля выполнять его основные функции и поэтому не входят в состав качества изделия.

В результате анализа нескольких десятков определений, употребляемых в нашей стране и за рубежом, ГОСТ 15467—70 установил следующую формулировку:

качество продукции — это совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением.

Из этой формулировки следует, что, во-первых, не все свойства изделия входят в понятие «качество»; во-вторых, качество продукции определяется потребностью общества в данном виде продукции, и если по каким-либо причинам потребность в этом виде продукции полностью исчезла, то и качество ее будет равно нулю; в-третьих, удовлетворение потребности должно происходить в точном соответствии с назначением данного вида продукции.

§ 12. Техничко-экономические показатели качества

Объективную оценку качества продукции можно дать, охарактеризовав ее свойства количественно. Область практической и научной деятельности, которая занимается разработкой теоретических основ и методов количественной оценки качества изделий, называется квалиметрией.

Показатели качества продукции — количественная характеристика свойств продукции, рассматриваемая применительно к определенным условиям ее создания, эксплуатации или потребления. Другими словами, показателями качества продукции являются те параметры, которые характеризуют ее качество.

Единичный показатель качества продукции отражает одно свойство (производительность, грузоподъемность, энергоемкость, ресурс и др.).

Комплексный показатель качества продукции характеризует несколько ее свойств. Таким показателем является, например, коэффициент готовности изделия, характеризующий одновременно его безотказность и ремонтнопригодность и определяемый по формуле

$$K_r = \frac{T}{T + T_v}, \quad (2)$$

где T — наработка на отказ; T_v — среднее время восстановления.

К комплексным относят и интегральные показатели качества, получившие широкое распространение в прак-

тике машиностроения. Они отражают соотношение суммарного полезного эффекта, полученного от эксплуатации изделия, и суммарных затрат на его создание и эксплуатацию. Например, для транспортных средств интегральным показателем качества может служить величина, характеризующая удельные затраты на 1 т·км пробега:

$$K_{\text{п}} = \frac{C + \text{Э}}{T}, \quad (3)$$

где $K_{\text{п}}$ — комплексный показатель качества, руб/(т·км); C — себестоимость изготовления одной машины, руб.; Э — эксплуатационные затраты до капитального ремонта, руб.; T — пробег за тот же срок, т·км.

К комплексным относятся также **обобщенные показатели качества**, которые представляют собой сумму единичных показателей, имеющих одну размерность, либо выражаются в относительных безразмерных единицах или в баллах с учетом коэффициента значимости каждого показателя.

Показатели качества могут быть определены при помощи объективных методов (измерительный, регистрационный, расчетный) и субъективных методов (органолептический, социологический, экспертный).

Измерительный метод — определение показателей качества продукции с помощью технических измерительных средств: весов, спидометров, расходомеров и т. д.

Регистрационный метод — определение показателей качества продукции на основе обнаружения и подсчета целочисленного количества событий или объектов. Он может использоваться без применения технических средств (например, регистрация количества отказов машины), а также с применением усиливающих средств или технических регистрационных средств (например, регистрация числа включений и выключений какого-либо устройства).

Расчетный метод основан на вычислениях с использованием значений параметров, найденных другими методами (например, расход топлива на 1 км пробега, коэффициент полезного действия, производительность машины).

Органолептический метод — определение показателей качества продукции (в баллах) на основе ана-

лиза восприятий органов чувств человека — зрения, слуха, обоняния, осязания и вкуса без применения технических измерительных или регистрационных средств. Эти методом определяются, например, эстетические показатели, оказывающие воздействие на потребителя, вкусовые качества фруктов и т. д.

Социологический метод основан на сборе учета мнений фактических или возможных потребителей продукции. Этим методом определяются в основном показатели качества товаров народного потребления.

Экспертный метод — определение показателей качества продукции на основе решения, принимаемого группой специалистов-экспертов. Этот метод часто применяется для определения комплексных показателей качества.

По возможности следует пользоваться объективными методами определения показателей качества продукции и отдавать этим показателям предпочтение по сравнению с показателями, полученными субъективными методами.

Все технико-экономические показатели качества классифицируются по следующим группам: показатели назначения, показатели надежности, показатели технологичности, эргономические показатели, эстетические показатели, показатели стандартизации и унификации, патентно-правовые показатели.

Показатели назначения — одна из важнейших групп показателей качества, характеризующих назначение, область применения, производительность, транспортабельность, конструктивные и другие специфические особенности изделия.

В машиностроении наиболее часто используются такие показатели назначения, как универсальность машины, производительность, материалоемкость, энергоёмкость.

Показатели надежности для продукции машиностроения являются одной из важнейших групп. Надежность — свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования. Надежность — сложное свойство изделия, определяемое четырьмя составляющими свойствами: безотказностью, долговечностью, ремонтпри-

годностью и сохраняемостью. Каждое из этих четырех свойств оценивается единичными показателями, несколько комплексных показателей выделено в особую группу.

Показатели технологичности характеризуют степень соответствия машины и ее элементов оптимальным условиям современного производства, рациональность использования конструкционных материалов, приспособленность продукции к применению прогрессивных технологических методов производства, возможность максимального использования централизованного производства и рациональной организации ремонта и обслуживания. Важнейшими технологическими показателями качества продукции являются коэффициент сборности изделия, коэффициент использования рациональных материалов, удельная трудоемкость производства, удельная материалоемкость.

Эргономические показатели качества позволяют оценивать степень приспособленности машины к взаимодействию с человеком-оператором с точки зрения оптимальных условий для эффективного управления машиной, соблюдения необходимых норм гигиены и техники безопасности для оператора и окружающих людей. Термины и определения, относящиеся к эргономическим показателям качества, классифицированы по четырем подгруппам: гигиенические, антропометрические, физиологические и психофизиологические, психологические. В связи с увеличением интенсивности работы машин, усложнением их конструкции, повышением важности выполняемых ими функций эргономические показатели качества в настоящее время приобретают особое значение.

Эстетические показатели качества характеризуют внешний вид продукции, ее соответствие современному стилю, гармоничность сочетания отдельных элементов машины между собой, а также всей машины с окружающей средой, соответствие форм машины ее назначению, колористическое (цветовое) оформление, а также качество и совершенство отделки внешних поверхностей и других элементов.

Показатели стандартизации и унификации характеризуют степень использования или применения в данном изделии стандартизованных и унифицированных деталей, агрегатов, блоков и других составных элементов. Методика определения этих показателей подробно рассмотрена в главе 2.

Патентно-правовые показатели включают два безразмерных показателя: патентоспособности и патентной чистоты. Патентоспособным изделие является в том случае, если оно содержит технические решения, которые могут быть признаны изобретением в одной или нескольких странах. Изделие обладает патентной чистотой в том случае, если оно не содержит технических решений, подпадающих под действие патентов, исключительного права на изобретения, промышленные образцы, а также свидетельства на товарные знаки, которые зарегистрированы в данной стране. Один и тот же технический объект обладает патентной чистотой в отношении одних стран и не обладает таковой в отношении других стран, где действуют покрывающие его патенты.

§ 13. Оценка уровня качества продукции

Систематическое проведение мероприятий по оценке уровня качества является одним из основных элементов системы управления качеством продукции.

Уровень качества продукции — относительная характеристика качества продукции, основанная на сравнительной совокупности показателей ее качества с соответствующей совокупности базовых показателей.

Базовый показатель — показатель качества, продукция, принятый за исходную при сравнительных оценках качества. За базовые принимаются показатели продукции, выделенные в качестве эталона. Эталоном могут служить лучшие отечественные или зарубежные образцы, продукция, достигшая изменения качества в процессе производства, а также намеряемые к производству. Три основные базовые показатели принимаются для анализа качества за базовые показатели. Уровень качества за базовые показатели принимается в зависимости от характера изменения качества продукции в процессе производства. Дифференциальный метод оценки уровня качества продукции может быть комплексным и дифференциальным.

Дифференциальный метод оценки уровня качества продукции рассматривается в раздельном сопоставлении единичных показателей качества рассматриваемого изделия с базовыми показателями. Этот метод не позволяет получить однозначное численное значение качества продукции, однако благодаря дифференциальному методу оценки уровня качества продукции он нашел широкое применение.

дом определяются относительные показатели качества по одной из следующих формул:

$$q_i = \frac{P_i}{P_{16}}; \quad q_i = \frac{P_{16}}{P_i}, \quad (4)$$

где P_i — единичный показатель рассматриваемого изделия; P_{16} — единичный базовый показатель.

Первую формулу применяют для тех показателей, увеличение которых свидетельствует об улучшении качества изделия (производительность, мощность, ресурс), вторую — для показателей, уменьшение которых свидетельствует об улучшении качества изделий (себестоимость, материалоемкость, энергоемкость).

Если уровень качества рассматриваемого изделия превышает уровень эталона или соответствует ему, то все относительные показатели будут больше единицы или равны ей. Если же часть из них окажется меньше единицы, то заключение об уровне качества изделия дифференциальным методом сделать нельзя, и надо использовать комплексный метод.

Комплексный метод оценки уровня качества предусматривает применение обобщенных показателей качества. Этот метод дает возможность получить однозначную численную оценку уровня качества продукции.

Если единичные показатели качества рассматриваемой продукции выражаются в баллах P_i и им присвоены некоторые коэффициенты весомости K_i , то обобщенный показатель качества определяется по формуле

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i K_i, \quad (5)$$

где n — число рассматриваемых единичных показателей.

Уровень качества при комплексном методе оценки равен отношению вычисленного обобщенного показателя к установленному заранее базовому обобщенному показателю.

Смешанный метод оценки уровня качества применяется в тех случаях, когда обобщенный показатель качества, используемый при комплексном методе, недостаточно полно учитывает все существенные свойства продукции, например эргономические, эстетические и патентно-правовые.

Уровень качества продукции оценивают смешанным методом следующим образом:

объединяют в группы единичные показатели качества и для каждой группы определяют соответствующий комплексный показатель (наиболее важные показатели качества допускается не объединять в группы и использовать как единичные);

полученные комплексные показатели качества группам и выделенные единичные показатели рассматривают с применением дифференциального метода оценки.

В том случае, когда оценивается качество разнородной продукции, что часто бывает необходимым при сравнении деятельности различных предприятий, применяют индексы качества.

Индекс качества продукции — комплексный показатель качества разнородной продукции, равный средневзвешенному значению относительных показателей качества различных видов продукции за рассматриваемый период.

При определении индексов качества продукции учитываются ее качество и цены, причем уровни качества продукции каждого вида берутся изменяющимися, а цены для базового и рассматриваемого периодов принимаются неизменной.

Если качество каждого из рассматриваемых видов продукции может быть достаточно полно охарактеризовано одним каким-либо главным показателем, то индекс качества продукции может быть определен по формуле

$$I_k = \frac{\sum_{i=1}^s n_i q_i t_i}{\sum_{i=1}^s n_i t_i}, \quad (6)$$

где n_i — количество видов продукции; q_i — относительный показатель качества i -го вида продукции; t_i — цена на продукцию i -го вида, руб.

Результате аттестации качества вся продукция (отрасли) была разнесена по трем категориям качества и каждой категории качества был

присвоен определенный оценочный балл, то индекс качества продукции определяется по формуле

$$I_k = \frac{b_{\text{ср}}}{b_6}, \quad (7)$$

где $b_{\text{ср}}$ — средний балл оцениваемой продукции; b_6 — средний балл продукции, принятый за базу для сравнения.

В свою очередь, средний балл оцениваемой продукции вычисляется по формуле

$$b_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^s C_i b_i}{\sum_{i=1}^s C_i}, \quad (8)$$

где C_i — сумма, на которую за рассматриваемый период было выпущено разнородной продукции i -й категории качества; b_i — балл i -й категории качества; s — число категорий качества.

Если оцениваемая продукция имеет сортность, то уровень ее качества может быть выражен коэффициентом сортности, определяемым по формуле

$$K_c = \frac{\sum_{i=1}^s \sum_{k=1}^n C_{ik} q_{ik}}{\sum_{i=1}^s \left[C_{i1} \sum_{k=1}^n q_{ik} \right]}, \quad (9)$$

где n — число сортов продукции; C_{ik} — стоимость продукции i -го вида k -го сорта; q_{ik} — объем выпуска продукции i -го вида k -го сорта; C_{i1} — стоимость продукции i -го вида высшего сорта.

Иногда удобнее вместо определения уровня качества устанавливать долю дефектной продукции в общем потоке. Для этого вычисляют индекс дефектной продукции — комплексный показатель качества разнородной продукции, равный средневзвешенному значению относительных коэффициентов дефектности различ-

ных видов продукции за рассматриваемый период и определяемый по формуле

$$I_d = \frac{\sum_{i=1}^s C_i Q_i}{\sum_{i=1}^s C_i}, \quad (10)$$

где C_i — сумма, на которую выпущена продукция i -го вида в рассматриваемый период; Q_i — относительные показатели дефектности i -го вида продукции, определяемые по формуле

$$Q_i = \frac{D_i}{D_{i6}}, \quad (11)$$

где D_i — показатель дефектности рассматриваемой продукции; D_{i6} — показатель дефектности базовой продукции.

Показатель дефектности D_i , в свою очередь, определяется как средневзвешенное количество дефектов, приходящееся на единицу продукции и определяемое по формуле

$$D = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^d m_j r_j, \quad (12)$$

где n — число единиц продукции в выборке; r_j — число дефектов j -го вида, обнаруженных в выборке; m_j — коэффициент весомости j -го вида дефекта, выраженный или отвлеченным числом или стоимостью устранения дефекта в рублях; d — число всех видов дефектов, встречающихся в рассматриваемой продукции.

При улучшении качества продукции $I_d < 1$, при ухудшении $I_d > 1$.

§ 14. Контроль качества продукции

Системы управления качеством продукции и системы управления технологическими процессами включают организацию контроля как единственно возможный источник обратной информации, необходимой для стабилизации процесса.

Контроль качества продукции — это проверка соответствия показателей качества продукции установленным требованиям. В процессе контроля качества продукция может подвергаться визуальному осмотру, измерениям по различным параметрам или испытаниям.

Контроль технологического процесса — это проверка соответствия характеристик, режимов и других показателей технологического процесса установленным требованиям.

Регулирование технологического процесса — это контроль качества изделия в процессе производства, по результатам которого вносятся необходимые коррективы в технологический процесс.

В машиностроении применяют следующие основные виды контроля.

Входной контроль — контроль потребителем сырья, материалов, комплектующих изделий и готовой продукции, поступающих к нему от других предприятий или с участков производства.

Операционный контроль — проверка изготавливаемой продукции и ее отдельных деталей в процессе производства после завершения каждой (или нескольких) производственной операции.

Активный контроль продукции осуществляется в процессе изготовления продукции измерительными приборами, встроенными в технологическое оборудование, и используется для управления процессом изготовления. Активный контроль является высшей формой операционного контроля.

Приемочный контроль — контроль готовой продукции, по которой завершены все предусмотренные технологические операции. По результатам этого контроля принимается решение о пригодности продукции к поставке или использованию.

В зависимости от объема контролируемой продукции входной, операционный и приемочный контроль может быть сплошным или выборочным.

Сплошной контроль — проверка каждой единицы продукции, фактически исключающая возможность попадания к потребителю дефектной продукции. Но в некоторых случаях применение сплошного контроля оказывается экономически нерациональным (при очень больших программах выпуска продукции) или невозможным (если проверка связана с разрушением продукции).

В этих случаях применяют выборочный контроль, при котором решение о качестве контролируемой продукции принимается по результатам проверки одной или нескольких выборок из партии. Анализ результатов выборочного контроля проводится с применением методов математической статистики, поэтому такой контроль называется статистическим.

Статистический контроль заключается в том, что, основываясь на ограниченном количестве контрольных проверок, судят с требуемой степенью точности о качестве всей партии изделий или состоянии технологического процесса.

Для того чтобы принять решение о качестве партии, состоящей из N изделий, по альтернативному признаку (годные, дефектные), необходимо установить долю q дефектных изделий M в этой партии:

$$q = \frac{M}{N}. \quad (13)$$

Из общего количества N изделий выбирают некоторое число n единиц продукции и подвергают их контролю. В результате обнаруживается m дефектных изделий. Задача сводится к тому, чтобы, зная значения величин n и m , сделать заключение о доле дефектных изделий q во всей партии.

При организации статистического приемочного контроля между заказчиком и изготовителем должна быть договоренность (договор о поставке) о предельно допустимом содержании дефектных изделий в поставляемой партии, которое называется «браковочный уровень качества». Исходя из этого, поставщик выбирает план контроля — совокупность данных о виде контроля, объеме контролируемой партии продукции, объеме выборок, контрольных нормативах и решающих правилах.

§ 15. Государственная система аттестации промышленной продукции

Важной составной частью государственной системы управления качеством является согласованная Госпланом СССР, Государственным комитетом СССР по науке и технике, Государственным комитетом СССР по ценам, ЦСУ СССР и утвержденная Госстандартом СССР в 1971 году Единая система аттестации качества продукции

(ЕСАКП). ЕСАКП явилась обобщением накопленного опыта по вопросам аттестации и объединила действовавшие в промышленности системы государственной, отраслевой и заводской аттестации.

Аттестации качества подлежит вся продукция, определяющая профиль министерства, объединения, предприятия, а также постоянно выпускаемая продукция. Например, на Московском автомобильном заводе им. И. А. Лихачева проводится аттестация грузовых автомобилей (продукция, определяющая профиль завода) и домашних холодильников (постоянно выпускаемая продукция). Аттестации подлежат также уникальные изделия, имеющие важное значение в народном хозяйстве.

Аттестации не подлежат:

продукция, не подвергающаяся перед использованием предварительной промышленной переработке, рассортировке, обогащению и другой обработке;

книги, произведения искусства, медикаменты.

Продукция, выпускаемая предприятиями, аттестуется по трем категориям качества: высшей, первой и второй. Вновь разрабатываемые изделия — по высшей и первой.

К высшей категории относится продукция, соответствующая по своим технико-экономическим показателям высшим достижениям отечественной и зарубежной науки и техники или превосходящая их. Этой продукции в установленном порядке присваивается государственный Знак качества (рис. 4).

К первой категории относится продукция, технико-экономические показатели которой отвечают требованиям действующих стандартов и технических условий. Срок действия высшей и первой категорий устанавливается на один — три года. По истечении этого срока продукция подвергается повторной аттестации.

Ко второй категории относится продукция, которая не соответствует по своим технико-экономическим показателям современным требованиям, морально устарела и подлежит модернизации или снятию с производства; стандарты и технические условия на эту продукцию нуждаются в пересмотре.



Рис. 4. Государственный Знак качества.

Аттестация призвана не просто отмечать наилучшие изделия, она предусматривает как обязательное условие поощрение и стимулирование труда коллективов, выпускающих эти изделия. Для аттестованной продукции устанавливается надбавка к оптовым ценам. С оптовых цен на продукцию второй категории должны устанавливаться скидки, фонды материального поощрения предприятий, выпускающих такую продукцию, должны снижаться.

Государственная аттестация — это процесс аттестации продукции по высшей категории качества с присвоением продукции государственного Знака качества. Аттестация проводится государственной аттестационной комиссией. В ее состав должны входить представители министерств и ведомств, являющихся ведущими в производстве и потреблении данной продукции, представители Госстандарта СССР, Министерства торговли СССР (при аттестации товаров народного потребления), Министерства внешней торговли СССР (при аттестации экспортной продукции), ведущих научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, в том числе головных и базовых организаций по стандартизации. Членами государственной аттестационной комиссии не могут быть представители предприятий — изготовителей продукции.

Первый в Советском Союзе Знак качества был присвоен асинхронным трехфазным электродвигателям А-210 московского завода имени Владимира Ильича.

§ 16. Единая система государственного управления качеством продукции

В десятой пятилетке (1976...1980 гг.), названной пятилеткой эффективности и качества, вопросы улучшения качества продукции были выдвинуты как всенародная программа, так как успешное решение этой проблемы по существу определяет эффективность развития социалистической экономики. Накоплен богатый опыт разработки эффективных форм и методов организации работы по улучшению качества продукции, который позволяет создать **Единую систему государственного управления качеством продукции (ЕСГУКП)**. Главная цель системы состоит в обеспечении постоянных высоких темпов повышения качества всех видов выпускаемой продукции, а

основным звеном системы является производственное объединение или промышленное предприятие.

В основу создания Единой системы государственного управления качеством продукции заложены следующие принципы.

Первый принцип заключается в том, что система государственного управления качеством продукции органически входит в систему управления народным хозяйством как ее составная часть на всех уровнях — межотраслевом, отраслевом, объединений и предприятий. В структуру системы включаются все подразделения, участвующие в планировании, разработке, изготовлении, хранении, транспортировании и эксплуатации продукции.

Вторым принципом системы является обеспечение единства всех основных функций управления. Это — планирование, разработка, постановка новой продукции на производство, технологическая подготовка, метрологическое обеспечение и контроль качества продукции. Все эти функции направляются на создание и освоение новых видов продукции; увеличение удельного веса выпуска продукции высшей категории качества в общем объеме производства; планомерное улучшение показателей качества выпускаемой продукции; повышение конкурентоспособности продукции на внешнем рынке; своевременное снятие, замену или модернизацию устаревшей продукции.

Третий принцип системы заключается в том, что управление качеством продукции должно осуществляться на всех стадиях ее жизненного цикла, т. е. при проектировании, изготовлении, обращении и эксплуатации.

В последние годы коренным образом изменилась и резко повысилась роль разработчиков новой продукции. Например, на львовских предприятиях высокие показатели качества закладываются прежде всего в процессе проектирования новых видов продукции, что обеспечивает уже на этой стадии их соответствие требованиям высшей категории качества.

Создан комплекс государственных и отраслевых стандартов, определяющий порядок постановки новых изделий на производство, с целью закрыть доступ в серийное производство изделиям низкого научно-технического уровня и качества. Создается сеть государственных испытательных центров, которые должны стать эффективным инструментом системы.

Все эти меры должны обеспечить передачу в серийное производство изделий высокого технического уровня и качества, максимально доработанных в конструктивном и технологическом отношениях.

Важнейшим условием реализации ЕСГУКП является внедрение Единой системы технологической подготовки производства, предусматривающей широкое применение типовых технологических процессов, стандартной оснастки, оборудования и унифицированных средств механизации, автоматизации и контроля.

Четвертый принцип, занимающий центральное место в ЕСГУКП, — это принцип комплексности. Комплексность управления качеством выражается в единстве технических, организационных, экономических и социальных мероприятий, т. е. в полном использовании всех факторов и условий для улучшения качества продукции.

Это требует осуществления программ комплексной стандартизации важнейших видов продукции, которые предусматривают разработку и внедрение взаимосвязанных стандартов на сырье, материалы, комплектующие изделия, оборудование, процессы подготовки производства, методы контроля, исходя из заданного уровня качества конечного продукта.

Необходимо решить сложную научную и практическую задачу — обеспечить сбалансированность качества продукции, ее составных элементов на всех стадиях процессов проектирования и изготовления подобному тому, как это осуществляется при разработке материальных балансов общественного производства. Это по существу определяет принципиально новый подход к стандартизации, открывающий путь к комплексному решению вопросов улучшения качества продукции.

В 1976...1980 гг. Госстандартом СССР совместно с министерствами реализовано около 150 программ комплексной стандартизации в различных отраслях народного хозяйства.

Таким образом, Единая система государственного управления качеством продукции представляет собой совокупность мероприятий, методов и средств, направленных на установление, обеспечение и поддержание необходимого уровня качества продукции при ее разработке, изготовлении и эксплуатации.

Глава 4

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Все мероприятия, включаемые в годовые и перспективные планы стандартизации, должны быть экономически обоснованы. Практика внедрения стандартизации в производство подтверждает ее высокую экономическую эффективность. По данным ряда организаций, 1 рубль затрат, вложенных в стандартизацию, дает около 10 рублей экономии. Однако в планы стандартизации следует включать только такие мероприятия, которые с наибольшим экономическим эффектом по сравнению с другими вариантами решают определенную проблему.

Методы определения экономической эффективности стандартизации установлены ГОСТ 20779—75. Основным принципом определения экономической эффективности стандартизации, ее влияния на экономику народного хозяйства является системный подход, предусматривающий анализ и изучение результатов осуществления всех мероприятий по стандартизации на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации (потребления). Это позволяет оценивать народнохозяйственную эффективность стандартизации.

§ 17. Составляющие экономической эффективности стандартизации

Экономический эффект стандартизации — это выраженная в денежной или натуральной форме экономия живого и овеществленного труда в общественном производстве в результате внедрения стандарта с учетом необходимых для этого затрат.

На стадии проектирования экономический эффект стандартизации достигается сокращением объема проектных работ, трудоемкости, стоимости и сроков проектирования на основе:

улучшения организации проектно-конструкторских работ;

многократного использования стандартной технической документации;

применения стандартных условных графических изображений;

использования стандартных методов расчета;

уменьшения объема копировальных работ;

уменьшения объема документации, хранящейся в технических архивах;

сокращения расходов на последующую переработку проектов в полном соответствии со стандартами;

сокращения времени на согласование и утверждение вновь выпускаемой технической документации.

При этом учитываются изменения как текущих затрат проектных организаций, так и капитальных.

На стадии производства экономический эффект рассчитывается с учетом повышения серийности (массовости) выпускаемой продукции и состоит из экономии, полученной в результате:

уменьшения материалоемкости;

снижения трудоемкости процессов;

увеличения применения составных частей, приобретаемых на предприятиях специализированного производства;

унификации;

уменьшения фондоемкости;

снижения удельных затрат электроэнергии и топлива

уменьшения доли условно-постоянных расходов, приходящихся на единицу продукции, в результате ее выпуска.

На стадии эксплуатации (потребления) экономический эффект складывается из снижения затрат потребителя в результате:

повышения технического уровня и качества продукции;

замены одним стандартным изделием (единицей продукции) нескольких;

увеличения срока службы изделия;

повышения надежности изделия;

уменьшения удельной энергоемкости, потребления топлива, воды и вспомогательных материалов;

уменьшения численности обслуживающего персонала и снижения его квалификации;

снижения стоимости ремонтных работ;
снижения потребности в запасных частях и контрольно-наладочной аппаратуре.

Для комплектующих изделий следует определять влияние стандартизации, повышающей их качество, на экономику эксплуатации изделий, в которые они входят.

При неизменном качестве продукции все расчеты экономического эффекта следует вести только на стадиях проектирования и изготовления.

§ 18. Методика выбора оптимального ряда

Внедрение стандартизации, унификации позволяет сократить число типоразмеров изделий, увеличить серийность (годовой выпуск) этих изделий. Повышение серийности производства в 2...3 раза, легко достигаемое при стандартизации, дает возможность снизить трудоемкость изготовления на 15...20%. Дальнейшее повышение серийности производства в 5...8 раз снижает трудоемкость на 30...35%. Так, после создания в тракторной промышленности специализированных заводов для выпуска деталей и агрегатов тракторов и в результате увеличения выпуска в 6...50 раз трудоемкость снизилась на 27...46%.

Однако сокращение числа типоразмеров изделий вызывает увеличение затрат на эксплуатацию, так как приходится использовать ближайший (большой) стандартный размер изделия, которое при этом имеет большую массу, затрачивает больше, чем требуется, мощности, что ведет к снижению коэффициента полезного действия и другим отрицательным последствиям.

Поэтому при проведении работ по стандартизации возникает задача обоснования и выбора оптимального параметрического или размерного ряда изделия, удовлетворяющего условиям изготовления и эксплуатации. Методика решения подобной задачи сводится к последовательному решению трех частных задач.

1. Выбор главного параметра. Например, для электродвигателя таким главным параметром может быть мощность (при установленной частоте вращения), для редуктора — передаваемая мощность или крутящий момент (тоже при установленной частоте вращения), для трактора — тяговое усилие на крюке.

2. Установление зависимостей между главным пара-

метром и другими, например массой, стоимостью изготовления, стоимостью эксплуатации.

3. Техничко-экономическое обоснование размерного ряда главного параметра и установление оптимального числа типоразмеров унифицированного изделия.

Например, себестоимость C единичного изделия в зависимости от программы может быть найдена по формуле

$$C = V + \frac{П}{В}, \quad (14)$$

где V — переменные затраты, т. е. затраты, пропорциональные выпускаемой продукции, — стоимость материалов, зарплата производственным рабочим, расходы по эксплуатации оборудования, инструмента; $П$ — условно-постоянные расходы, общий объем которых в единицу времени мало зависит от объема выпуска продукции, — расходы на эксплуатацию зданий и сооружений, содержание ИТР и административно-хозяйственного персонала, расходы по охране труда и т. д.; $В$ — программа выпуска изделий, шт.

При выборе оптимального ряда размеров унифицируемого изделия сравнивают себестоимость изготовления соседних типоразмеров по одному ряду с их себестоимостью по другому и принимают к производству более дешевый вариант.

Например, себестоимость изготовления каждого из трех соседних типоразмеров изделия выражается следующими данными:

$$C_1 = 7 + \frac{1600}{B_1} \text{ руб.}; \quad C_2 = 9 + \frac{1800}{B_2} \text{ руб.};$$

$$C_3 = 10 + \frac{2000}{B_3} \text{ руб.}$$

Потребность в изделиях равна: $B_1 = 80$ шт/год; $B_2 = 120$ шт/год; $B_3 = 100$ шт/год. Себестоимость каждого типоразмера определяется из соответствующего равенства, а средняя себестоимость может быть найдена по уравнению

$$C_{\text{ср}} = \frac{C_1 B_1 + C_2 B_2 + C_3 B_3}{B_1 + B_2 + B_3} = \frac{27 \cdot 80 + 24 \cdot 120 + 30 \cdot 100}{300} = 26,8 \text{ руб.}$$

Если в результате унификации вместо трех типоразмеров принять один унифицированный, то программа его выпуска будет

$$B = 300 \text{ шт/год.}$$

Приняв в качестве унифицированного изделия самый дорогой типоразмер, получим себестоимость его изготовления равной

$$C_{\text{ун}} = 10 + \frac{2000}{300} = 16,67 \text{ руб.}$$

Благодаря повышению серийности самого дорогого типоразмера изделия себестоимость одного экземпляра значительно снизилась и оказалась меньше средней себестоимости неунифицированных изделий.

Для принятия окончательного решения о выпуске унифицированного изделия необходимо сопоставить также затраты в процессе эксплуатации.

§ 19. Общая экономия

При расчете экономической эффективности стандартизации на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации (потребления) изделия за базовые следует принимать параметры действующего стандарта, а при отсутствии стандарта — среднеотраслевые технические показатели и соответствующие им экономические показатели.

Все параметры, используемые при расчете экономической эффективности стандарта, должны соответствовать показателям этого стандарта.

В каждом конкретном случае не по всем перечисленным выше направлениям достигается экономия, поэтому расчет получаемой экономии ведется только по соответствующим составляющим элементам. Общая экономия определяется по формуле

$$\mathcal{E}_0 = \sum_{i=1}^n \mathcal{E}_i, \quad (15)$$

где n — число составляющих элементов общей экономии.

Себестоимость изделия после стандартизации может быть определена по формуле

$$C_2 = C_1 - \frac{\Delta_0}{B_2}, \quad (1)$$

где C_1 и C_2 — себестоимость изделия до и после внедрения стандартизации; B_2 — программа выпуска изделия после внедрения стандартизации.

На промышленных предприятиях, которым поручается выпуск уже разработанной конструкции, а экономия от ее эксплуатации еще не определена, но эксплуатационные показатели не хуже выпускавшейся ранее конструкции, годовой экономический эффект следует вычислять по формуле

$$\Delta = [(C_1 + E_n K_1) - (C_2 + E_n K_2)] B_2, \quad (1)$$

где C_1 и C_2 — себестоимость единицы продукции до и после стандартизации; E_n — нормативный коэффициент эффективности (колеблется в пределах 0,12... 0,2); K_1 и K_2 — удельные капитальные вложения (производственные фонды) до и после стандартизации; B_2 — годовая программа выпуска (программа) после стандартизации.

При сопоставлении экономической эффективности стандартов лучшим считается тот, который обеспечивает наименьший срок окупаемости капитальных вложений:

$$O_r = \frac{K_c}{\Delta_0}, \quad (18)$$

где O_r — срок окупаемости, лет; K_c — капитальные вложения, необходимые для внедрения стандартизации; Δ_0 — общая годовая экономия от стандартизации.

Основными мероприятиями по стандартизации, дающими экономический эффект, являются:

уменьшение номенклатуры изделий, повышающее массовость производства и сберегающее издержки эксплуатации, включая затраты на обучение персонала (экономия в основном на стадии изготовления);

увеличение номенклатуры, позволяющее применять в каждом случае изделие (продукцию), наиболее соответствующее требованиям (экономия при эксплуатации);

стандартизация методов выполнения работы (в том числе испытаний и измерений), документации и терминологии, уменьшающая трудоемкость соответствующих

работ и способствующая улучшению достигаемых результатов (экономия на стадиях проектирования и подготовки производства);

отбор наиболее технологичных конструкций, снижающих издержки при изготовлении изделий;

установление оптимальных параметров, обеспечивающих наиболее экономное применение (эксплуатацию) стандартной продукции;

установление типовых образцов, сокращающих объем проектных работ.

§ 20. Определение взаимозаменяемости

Современное производство машин, оборудования, приборов, их эксплуатация и ремонт основываются на использовании принципа взаимозаменяемости деталей сборочных единиц и агрегатов, абсолютно необходимом при проведении работ по стандартизации, в частности работ по унификации и агрегатированию.

Взаимозаменяемостью принято называть свойство деталей (сборочных единиц, агрегатов) занимать свои места в машине без каких-либо дополнительных операций обработки и выполнять при этом свои функции в соответствии с заданными техническими условиями.

Первоначально добивались взаимозаменяемости целью быстрой замены поломанных или износившихся в процессе эксплуатации деталей новыми. Это ускоряло и удешевляло эксплуатацию и ремонт машин. Однако с развитием крупносерийного и массового производства преимущества взаимозаменяемости начали все шире использовать и при производстве машин. В настоящее время сборка большинства машин, в том числе тракторов, автомобилей, комбайнов, осуществляется на конвейере, а это стало возможным лишь благодаря изготовлению взаимозаменяемых деталей.

Время, необходимое на сборку или установку какого-либо агрегата, может быть определено довольно точно и является стабильным. Каждый рабочий на конвейере выполняет полный комплекс закрепленных за ним сборочных работ за определенное время, после чего вся машина перемещается к очередным рабочим постам, а последнего рабочего поста на конвейере сходит собранная машина. Эта согласованность может быть выдержана только при условии, что на сборке будут исключены

операции подгонки, т. е. на сборку будут поступать взаимозаменяемые детали, сборочные единицы и агрегаты.

Обеспечить взаимозаменяемость деталей можно, решив весь комплекс вопросов конструирования, технологии изготовления, контроля и эксплуатации. Поэтому более правильным будет следующее расширенное определение понятия взаимозаменяемости.

Взаимозаменяемость — это принцип конструирования, производства, эксплуатации и ремонта изделий, обеспечивающий возможность сборки (или замены при ремонте) независимо изготовленных сопрягаемых деталей, сборочных единиц и агрегатов при выполнении требований, предъявляемых к точности геометрических, механических, электрических и других параметров качества, при которых эксплуатационные показатели работы изделия должны быть экономически оптимальными и находиться в заданных пределах.

Форма взаимозаменяемости, при которой обеспечиваются не только возможность сборки и замены при ремонте любых деталей и узлов, но и их экономически оптимальные служебные функции, называется функциональной взаимозаменяемостью. Например, взаимозаменяемое зубчатое колесо, помимо способности занять свое место в машине без операций подгонки, должно передавать заданный крутящий момент, иметь в сопряжении с другим зубчатым колесом определенное передаточное отношение и обладать достаточным техническим ресурсом. Взаимозаменяемый насос гидросистемы трактора, помимо точности присоединительных размеров, должен обладать заданной производительностью, развивать определенное давление и иметь достаточный технический ресурс.

Добиться функциональной взаимозаменяемости можно лишь в том случае, если обеспечена взаимозаменяемость по геометрическим параметрам (точность размеров, формы, расположения поверхностей, шероховатости); по кинематическим параметрам, определяющим законы движения деталей или узлов машин; по показателям физико-механических свойств деталей и особенно их поверхностного слоя.

Использование принципа взаимозаменяемости позволяет в широких масштабах осуществлять специализацию и кооперирование предприятий, что дает огромную эко-

номнию труда и средств благодаря применению более производительного специализированного оборудования комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. Специализированные заводы выпускают метизы, шарико- и роликоподшипники для всех машиностроительных заводов. Автотракторное электрооборудование, дизельную топливную аппаратуру, гидравлические системы тракторов также изготавливают на специализированных заводах.

Производство современного трактора или автомобиля невозможно без кооперирования заводов. Любой тракторный или автомобильный завод получает по кооперации взаимозаменяемые детали, сборочные единицы агрегаты с десятков других специализированных заводов.

Например, в конструкции трактора МТЗ-80 используется 75% агрегатов, сборочных единиц и деталей, поступающих от 227 заводов-смежников 19 министерств и ведомств.

При эксплуатации и ремонте машин в условиях сельскохозяйственного производства взаимозаменяемость приобретает особо важное значение. У работающих в поле тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин выход из строя одной из деталей приводит к простоям всего агрегата. Быстрое устранение неисправности вдали от ремонтных мастерских возможно лишь при использовании взаимозаменяемых запасных частей. Нарушение принципа взаимозаменяемости, необходимость «подгонки» детали по месту привели бы к длительному простоям машин, растягиванию сроков полевых работ и к большим убыткам. Вот почему нормальная эксплуатация машинно-тракторного парка в полевых условиях не возможна без обеспечения взаимозаменяемости деталей узлов и агрегатов.

Ремонт сельскохозяйственной техники также экономически эффективен только при использовании взаимозаменяемых запасных частей, изготовленных на специализированных заводах или восстановленных в централизованном порядке. Производство запасных частей на самих ремонтных предприятиях приводит к резкому увеличению затрат труда, средств и материалов. А многие детали, например поршни автомобильного или тракторного двигателя, вообще не могут быть изготовлены на ремонтных предприятиях, так как для их произ

водства требуется сложное специальное оборудование. Поэтому ремонт машин в условиях сельскохозяйственного производства практически возможен лишь при бесперебойном снабжении ремонтных предприятий взаимозаменяемыми запасными частями. Специализация ремонтных предприятий и организация централизованного восстановления изношенных деталей, узлов и агрегатов позволяют в еще большей мере использовать преимущества взаимозаменяемости при ремонте машин.

Дальнейшее совершенствование конструкций тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин, повышение их надежности и долговечности, связанное с увеличением точности изготовления отдельных сопряжений, еще более повышают роль взаимозаменяемости при эксплуатации и ремонте сельскохозяйственной техники.

§ 21. Краткая история развития взаимозаменяемости в нашей стране

Взаимозаменяемость была впервые достигнута в XVIII веке при изготовлении стрелкового оружия. Здесь раньше, чем в других отраслях промышленности, было организовано массовое производство, а условия использования и ремонта техники в боевой обстановке особенно настоятельно требовали осуществления принципа взаимозаменяемости.

В конце XIX и начале XX века принципы взаимозаменяемости начинают внедряться в общем машиностроении при производстве станков, швейных машин.

Однако еще долгое время в области взаимозаменяемости не было в достаточной степени ни теоретических, ни экспериментальных исследований. Именно поэтому были несовершенными системы допусков, разработанные в 1915...1917 гг. И. И. Куколевским и в 1919 году П. П. Шелоумовым. Только после проведения многочисленных экспериментальных исследований и установления зависимости погрешности при обработке от диаметра обрабатываемой поверхности, после обобщения опыта работы многих машиностроительных заводов стало возможным создание достаточно стройной системы допусков и посадок. Разработанный в 1924...1925 гг. под руководством А. Д. Гатцука проект стандарта «Допуски для пригонок» послужил основой нашей государственной си-

стемы допусков. Утвержденные в 1929 году стандарты на допуски и посадки для диаметров от 1 до 500 мм были настолько совершенными, что действовали в течение 50 лет.

В последующие годы система допусков и посадок расширялась и дополнялась; были разработаны ГОСТ для диаметров до 1 мм и свыше 500 мм. Были введены ГОСТ допусков и посадок резьбовых соединений, допусков калибров, зубчатых зацеплений, шпоночных и шлицевых соединений и многие другие.

Все разрабатываемые в СССР ГОСТ и дополнения к ним в области взаимозаменяемости после 1932 года учитывали рекомендации Международной организации по стандартизации ИСО, но основой являлась национальная система допусков и посадок — система ОСТ.

Переход на систему допусков и посадок ИСО определен требованиями развивающегося технико-экономического сотрудничества СССР с другими странами, и прежде всего со странами — членами СЭВ. В Комплексной программе по развитию сотрудничества и экономической интеграции стран — членов СЭВ (1971 год) было установлено задание «создать до 1976 года единую для всех стран — членов СЭВ систему допусков и посадок в увязке с рекомендациями международной организации по стандартизации ИСО, обеспечив постепенное внедрение этой системы до 1980 года». В соответствии с этим заданием разработаны стандарты Совета Экономической Взаимопомощи СТ СЭВ 145—75 «Единая система допусков и посадок СЭВ. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений» и СТ СЭВ 144—75 «Поля допусков и рекомендуемые посадки».

Постановлением Госстандарта СССР от 16 марта 1976 года № 632 они введены в действие в качестве государственных стандартов СССР с 1 января 1977 года.

§ 22. Основные понятия о допусках и посадках

Детали, полностью или частично входящие одна в другую, образуют соединение.

Внутренний (охватывающий) элемент детали — это отверстие, наружный (охватываемый) элемент детали — вал.

Название «отверстие» и «вал» условны и относятся не только к гладким цилиндрическим элементам. На-

пример, в соединении шпонки с валом шпонка является валом, а паз вала — отверстием (рис. 5).

Детали, из которых состоит соединения, характеризуются размерами. Размер — числовое значение линейной величины (диаметр, длина, высота и т. д.) в выбранных единицах. В машиностроении размеры указываются в миллиметрах.

Условные обозначения размеров, относящихся к отверстиям, обозначаются прописной, а к валам — строчной буквами латинского алфавита. Размер отверстия — D , размер вала — d .

Размер определяется расчетами на прочность, жесткость, усталость или выбирается из конструктивных соображений, а затем округляется до ближайшего, как правило, большего размера из рядов нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636—69. В дальнейших расчетах участвует этот основной размер, который называется **номинальным размером** (D_n, d_n). Номинальный размер одинаков для отверстия и для вала, образующих соединение: $D_n = d_n$.

Действительный размер (D_e, d_e) — это размер изготовленной детали, установленный ее измерением с допустимой погрешностью. Действительные размеры деталей в партии, изготовленной на одном и том же станке с одной установки инструмента, будут отличаться один от другого, так как на их значение влияют очень большое число факторов, не поддающихся учету и регулированию (подробнее см. гл. 6).

Избежать рассеяния действительных размеров при обработке невозможно, поэтому зону рассеяния ограничивают установлением наибольшего и наименьшего предельных размеров ($D_{max}, D_{min}, d_{max}, d_{min}$).

Предельными размерами называются два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

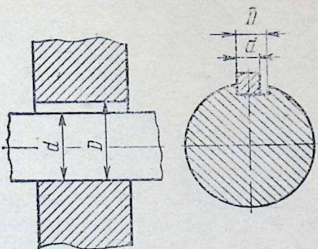


Рис. 5. Примеры охватываемой и охватывающей поверхностей.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется допуском (T):

$$T_D = D_{\max} - D_{\min}; \quad T_d = d_{\max} - d_{\min}. \quad (19)$$

Допуск — это интервал, в пределах которого должны находиться действительные размеры годных деталей. Он может быть только положительной величиной.

На чертежах предельные размеры обозначаются значениями предельных отклонений от номинального размера. **Предельное отклонение** — алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Различают верхнее и нижнее отклонения.

Верхнее отклонение ES, es — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами:

$$ES = D_{\max} - D_n; \quad es = d_{\max} - d_n. \quad (20)$$

Нижнее отклонение EI, ei — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами:

$$EI = D_{\min} - D_n; \quad ei = d_{\min} - d_n. \quad (21)$$

Допуск равен абсолютному значению алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями:

$$T_D = ES - EI; \quad T_d = es - ei. \quad (22)$$

Характер соединения деталей — **посадка** определяется разностью между размерами охватывающего и охватываемого элементов, т. е. разностью размеров отверстия и вала.

Положительная разность между размером отверстия D и размером вала d называется **зазором** (S):

$$S = D - d. \quad (23)$$

Зазор образуется в соединении, когда размер отверстия больше размера вала, и обеспечивает большую или меньшую свободу взаимного перемещения деталей.

Если размер вала до сборки больше размера отверстия, то положительная разность между размером вала d и размером отверстия D называется **натягом** (N):

$$N = d - D. \quad (24)$$

Натяг характеризует прочность взаимного соединения деталей.

Из сказанного следует, что натяг можно рассматривать как отрицательный зазор, и наоборот:

$$\begin{aligned} S &= D - d; & N &= d - D. \\ S &= -N; & N &= -S. \end{aligned}$$

Рассеяние действительных размеров отверстия и вала в пределах допусков неизбежно приводит к рассеянию значений зазоров и натягов в собираемых соединениях. Для анализа характера соединения важно знать предельные значения зазоров и натягов. Предельные зазоры и натяги аналитически можно определить по формулам

$$\left. \begin{aligned} S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; \\ S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \\ N_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} = es - EI; \\ N_{\min} &= d_{\min} - D_{\max} = ei - ES. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Разность между наибольшим и наименьшим зазором или натягом есть **допуск посадки** (T_{Δ})

$$T_{\Delta} = S_{\max} - S_{\min}; \quad T_{\Delta} = N_{\max} - N_{\min}. \quad (26)$$

В то же время

$$\begin{aligned} T_{\Delta} &= S_{\max} - S_{\min} = (D_{\max} - d_{\min}) - (D_{\min} - d_{\max}) = \\ &= D_{\max} - D_{\min} + d_{\max} - d_{\min} = T_D + T_d. \end{aligned}$$

Аналогично

$$\begin{aligned} T_{\Delta} &= N_{\max} - N_{\min} = (d_{\max} - D_{\min}) - (d_{\min} - D_{\max}) = \\ &= D_{\max} - D_{\min} + d_{\max} - d_{\min} = T_D + T_d. \end{aligned}$$

Следовательно, допуск посадки равен сумме допусков отверстия и вала:

$$T_{\Delta} = T_D + T_d. \quad (27)$$

Графическое изображение деталей соединения дает возможность легче усвоить соотношение предельных размеров вала и отверстия, значительно упрощает все расчеты по определению допусков, зазоров или натягов

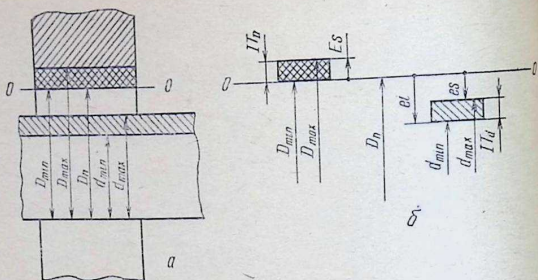


Рис. 6. Графическое изображение деталей соединения (а) и схема расположения полей допусков деталей соединения (б).

(рис. 6, а). Заштрихованная зона между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется полем допуска, высота его равна допуску. Однако такая схема, хотя она и достаточно наглядна, не может быть вычерчена в масштабе ввиду очень большой разницы между значениями номинального размера, отклонений и допусков. Кроме того, она довольно сложна. Поэтому для практических целей пользуются более простой схемой полей допусков (рис. 6, б), где за начало отсчета предельных отклонений принята нулевая линия, соответствующая положению номинального размера. От нулевой линии откладывают в масштабе предельные отклонения: со знаком плюс — вверх, со знаком минус — вниз, определяя границы поля допуска. Таким образом, предельные отклонения — суть координаты границ поля допуска относительно номинального размера. По такой схеме легко определяются предельные размеры вала и отверстия, допуски, зазоры и натяги.

Из двух отклонений основным считается то отклонение, которое определяет положение поля допуска относительно номинального размера. Следовательно, из двух положительных отклонений основным будет нижнее отклонение, а из двух отрицательных — верхнее отклонение.

В качестве примера на рисунке 7, а изображена схема расположения полей допусков соединения, имеющего посадку с зазором, где цифрами около полей допусков обозначены предельные отклонения отверстия и вала в

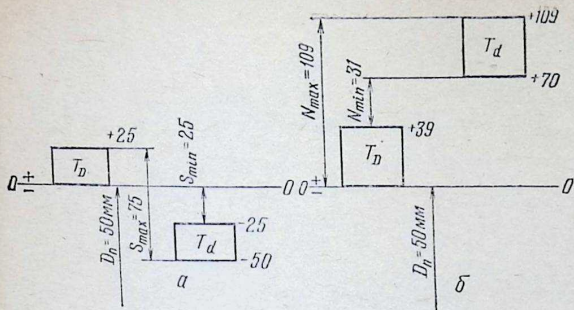


Рис. 7. Схемы расположения полей допусков:
a — посадка с зазором; *б* — посадка с натягом.

микрометрах. Для этого соединения по схеме могут быть определены

$D_{\max} = 40,025$ мм;	$T_D = 25$ мкм;
$D_{\min} = 40,000$ мм;	$T_d = 25$ мкм;
$d_{\max} = 39,975$ мм;	$S_{\max} = 75$ мкм;
$d_{\min} = 39,950$ мм;	$S_{\min} = 25$ мкм.

На рисунке 7, *б* изображена аналогичная схема расположения полей допусков соединения, имеющего посадку с натягом, у которого

$D_{\max} = 50,039$ мм;	$T_D = 39$ мкм;
$D_{\min} = 50,000$ мм;	$T_d = 39$ мкм;
$d_{\max} = 50,109$ мм;	$N_{\max} = 109$ мкм;
$d_{\min} = 50,070$ мм;	$N_{\min} = 31$ мкм.

§ 23. Нанесение предельных отклонений размеров на чертежах

Линейные размеры и предельные отклонения на чертежах в машиностроении указывают в миллиметрах без их сокращенного обозначения.

Правила нанесения предельных отклонений установлены ГОСТ 2.307—68, входящим в ЕСКД.

Предельные отклонения указывают непосредственно

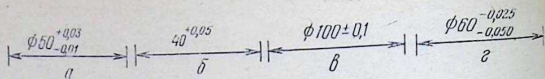


Рис. 8. Обозначение предельных отклонений на чертежах.

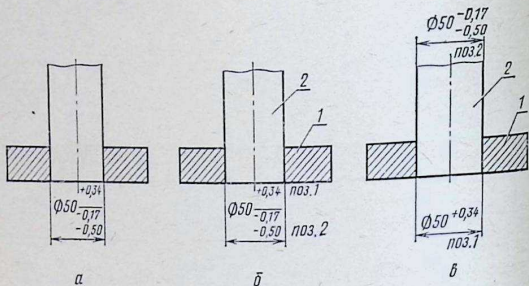


Рис. 9. Обозначение предельных отклонений на сборочных чертежах

после номинальных размеров со своим знаком, причем верхние отклонения помещают над нижними (рис. 8, а). Предельные отклонения, равные нулю, не указывают, оставляя их место незаполненным (рис. 8, б).

При симметричном расположении поля допуска относительно нулевой линии абсолютное значение отклонений указывают один раз со знаками \pm ; при этом высота шрифта отклонений должна быть равна высоте шрифта номинального размера (рис. 8, в).

У отклонений нули справа от значащей цифры не ставят. Если же число значащих цифр у верхнего и нижнего отклонений разное, то дописыванием нулей справа число цифр у верхнего и нижнего отклонений необходимо сделать одинаковым (рис. 8, г).

Предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в сборе, записывают в виде дроби, в числителе которой указывают числовые значения предельных отклонений отверстия, а в знаменателе — числовые значения предельных отклонений вала (рис. 9, а).

При нанесении числовых значений на сборочных чертежах допускаются надписи, поясняющие, к какой из деталей относятся отклонения (рис. 9, б и в).

Глава 6

ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ И ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

●

Качество машин и в первую очередь их надежность и долговечность зависят в значительной мере от точности обработки деталей при их изготовлении и восстановлении в процессе ремонта. Дальнейшее совершенствование машин, усложнение конструкций тракторов, автомобилей, комбайнов и других машин, увеличение рабочих скоростей, рост удельных нагрузок предъявляют более высокие требования к качеству деталей, в том числе и к точности обработки.

§ 24. Виды погрешностей и причины их возникновения

Проектируя машину, конструктор назначает определенные форму и размеры каждой детали, ограничиваемые комплексом геометрических поверхностей, обеспечивающие необходимые эксплуатационные характеристики. Однако на практике обработанные на станках детали будут иметь отклонения от заданных размеров и формы. В связи с этим различают заданную, или номинальную, поверхность, определенную чертежом, и действительную, или реальную, поверхность, полученную в результате обработки и измеренную с допустимой точностью.

Точность обработки — это степень соответствия действительных геометрических параметров заданным чертежом, а степень несоответствия или отклонение действительных параметров от заданных — это **погрешность обработки**. Можно сказать, что погрешность — величина, обратная точности.

Погрешности обработки даже в пределах одной поверхности в различных сечениях и точках отличаются друг от друга и представляют собой совокупность от-

клонений с различными частотами и амплитудами. Использование контурографов и профилографов в сочетании с гармоническими анализаторами дает возможность исследовать характер отклонений геометрических параметров деталей с целью совершенствования технологических процессов.

В производственных условиях использование гармонического анализа для оценки точности деталей затруднительно. Поэтому принято отклонения геометрических параметров классифицировать укрупненно: 1) отклонения размера; 2) отклонения расположения поверхностей; 3) отклонения формы; 4) волнистость; 5) шероховатость.

Факторов, влияющих на точность обработки, очень много, поэтому их полезно сгруппировать для более детального анализа источников погрешностей обработки.

Неточности станка. Погрешность обработки может быть вызвана биением шпинделя, непрямолинейностью направляющих станины, суппорта, рабочего стола, непараллельностью и неперпендикулярностью перемещений суппорта оси шпинделя, несовпадением центров передней и задней бабок, зазорами в сопряжениях.

Неточности приспособления. Среди неточностей приспособления особое значение имеют неточности элементов, предназначенных для установки обрабатываемой детали, неточности поверхностей устанавливаемого на станке корпуса приспособления, неточности элементов, определяющих положение инструмента.

Неточности режущего инструмента. Наиболее существенны неточности мерного (сверла, зенкеры, развертки, метчики, протяжки и т. п.) и профильного (фасонные резцы и шлифовальные круги, фрезы и т. п.) инструмента, так как они прямо и непосредственно влияют на размер и форму обрабатываемой поверхности и могут быть устранены подналадками.

Для всех режущих инструментов существенными являются погрешности, возникающие в результате износа режущей части, т. е. размерный износ инструмента.

Неточности детали. Деталь, поступающая на какую-либо операцию, имеет погрешности обработки, возникшие при выполнении предшествующих операций. При восстановлении деталей к этим погрешностям прибавляются искажения размеров и формы, вызванные износом и деформацией в процессе эксплуатации. Эти по-

грешности влияют на точность обработки, достигаемую в данной операции.

Деформации станка, приспособления, инструмента. Упругие деформации, возникающие под действием сил резания в станке, приспособлении, инструменте, можно разделить на деформации в местах соединений — деформации стыков (отжатие шпинделя, стола, суппорта и т. п.) и деформации тела деталей (прогиб шпинделя, станины и т. п.). Размеры этих деформаций определяются жесткостью станка и зависят от его конструкции и качества изготовления.

Деформация детали. Особенно важно учитывать деформации при обработке нежестких деталей: длинных валов, тонкостенных цилиндров, колец и т. п. В этих случаях погрешности обработки возникают в результате действия сил зажатия детали при ее закреплении и сил резания в процессе обработки.

При обработке деталей сложной формы с резкими изменениями площади сечения (блоки цилиндров, головки блока, корпуса коробок передач) особое значение имеют деформации от внутренних напряжений.

При снятии слоев металла равновесие сил внутреннего напряжения материала детали нарушается, и вследствие перераспределения напряжений форма обработанной поверхности и детали в целом может искажаться.

Температурные деформации. В процессе механической обработки температура отдельных частей станка, приспособления, инструмента, детали изменяется неодинаково. Кроме того, материалы имеют различный коэффициент линейного расширения. В результате первоначальное взаимное положение поверхностей нарушается, что является причиной возникновения погрешностей обработки.

Неточность установки инструмента на размер. Непосредственно на значение размера влияет неточность первоначальной установки режущего инструмента, а также его установки в случае замены.

Неточности измерения размера. Неточности изготовления измерительного инструмента или прибора, а также неточности, допускаемые при измерениях, всегда являются одним из источников погрешностей обработки, так как о ее результатах мы судим по результатам измерений. Все эти причины вызывают отклонения заданных чертежом параметров детали. При обра-

ботке партии деталей каждая из причин, вызывающих неточности, изменяет свое воздействие при переходе с одной детали к другой неодинаково.

Чтобы оценить влияние каждого из перечисленных факторов в отдельности, применяют экспериментально-аналитический метод исследования, который достаточно сложен и требует много времени.

Статистический метод исследования менее сложен и трудоемок и позволяет оценивать влияние сразу всей совокупности факторов, действующих в исследуемой операции. В производственных условиях он нашел широкое применение.

§ 25. Точность размера

В результате возникновения погрешностей при обработке действительные размеры деталей одной партии различаются между собой, т. е. происходит рассеяние размеров. Рассеяние размеров является результатом воздействия большого числа факторов, не поддающихся регулированию, поэтому при изготовлении или восстановлении крупных партий одинаковых деталей оценка точности изготовления может производиться с использованием положений теории вероятностей и математической статистики.

Погрешности могут быть систематическими, случайными, грубыми.

Систематические погрешности постоянны по значению и знаку или закономерно изменяются при переходе от одной детали к другой. Источниками систематических погрешностей могут служить, например, непрямолинейность направляющих станка, неточность мерного инструмента, неточности изготовления или настройки измерительного инструмента и т. п. Значение и знак систематической погрешности можно заранее предусмотреть и учесть в тех случаях, когда ее невозможно устранить.

Случайные погрешности непостоянны по значению и знаку. Предусмотреть заранее их значение и знак в каждом конкретном случае невозможно, так как они не подчиняются какой-либо видимой закономерности. Источниками случайных погрешностей в основном являются упругие деформации системы станок — приспособление — деталь — инструмент, неоднородность меха-

нических свойств материала, размер припуска и т. п. Оценить их можно только методами теории вероятностей.

Грубые погрешности возникают при допущенных грубых ошибках в отсчете делений на лимбе, попадании стружки при установке детали и при ее измерении и т. п. Избежать погрешностей обработки нельзя, поэтому при изготовлении и восстановлении деталей отклонения геометрических параметров от заданных ограничивают, обеспечивая бóльшую или меньшую точность обработки.

Точность размера определяется установленным допуском на обработку.

Точность партии деталей может характеризоваться величинами, используемыми в математической статистике.

§ 26. Точность формы и расположения поверхности

Точность формы характеризуется отклонением формы действительной (реальной) поверхности (или профиля) от формы номинальной поверхности (или профиля), заданной чертежом.

Точность расположения характеризуется отклонением от номинального расположения рассматриваемой поверхности, ее оси или плоскости симметрии относительно баз или отклонением от номинального взаимного расположения поверхностей.

Для количественной оценки отклонений формы и расположения поверхностей используется принцип прилегающих поверхностей и профилей.

Прилегающая поверхность (или профиль) — это поверхность (или профиль), соприкасающаяся с действительной поверхностью (или профилем) вне материала детали и расположенная так, чтобы расстояние от нее до наиболее удаленной точки действительной поверхности (или профиля) было наименьшим.

За отклонение формы принимают наибольшее расстояние от точек действительной поверхности (или профиля) до прилегающей поверхности (или профиля).

Различают комплексные и дифференцированные показатели отклонений. Для цилиндрических поверхностей комплексным показателем отклонений является отклоне-

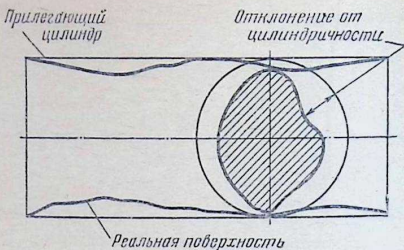


Рис. 10. Определение комплексного показателя отклонения цилиндричности.

ние от цилиндричности, которое характеризует отклонения как в поперечном, так и в продольном сечениях (рис. 10). Комплексным показателем отклонений в плоскости поперечного сечения является отклонение от круглости. Дифференцированными отклонениями будут овальность и огранка (рис. 11).

Овальность — это отклонение формы, при котором действительный профиль поперечного сечения представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметры которой взаимно перпендикулярны. За значение овальности принимают разность между наибольшим и наименьшим диаметрами сечения:

$$\Delta_{\text{ов}} = d_{\text{max}} - d_{\text{min}}$$

Таким образом, овальность равна удвоенному отклонению от круглости.

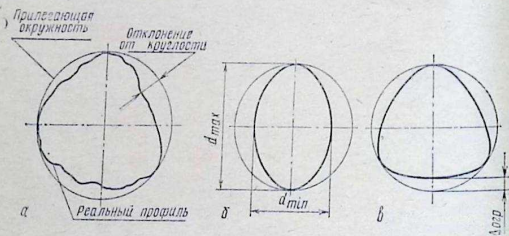


Рис. 11. Отклонения формы цилиндра в поперечном сечении: а — отклонение от круглости; б — овальность; в — огранка.

Овальность возникает в результате биения шпинделя токарного или шлифовального станка, вследствие неправильной формы поперечного сечения заготовки, дисбаланса детали и т. д.

Огранка — это отклонение формы, при котором действительный профиль поперечного сечения представляет собой многогранную фигуру, очерченную отрезками дуг с центрами кривизны в различных точках. Огранка количественно определяется так же, как и отклонение от круглости, — наибольшим отклонением $\Delta_{огр}$ действительного профиля от прилегающей окружности.

Причиной появления огранки является изменение положения мгновенного центра вращения детали при обработке; огранка появляется, как правило, при бесцентровом шлифовании и при резании, когда система станок — приспособление — инструмент — деталь недостаточно жесткая.

Комплексным показателем отклонений формы цилиндрической поверхности в продольном сечении является отклонение профиля продольного сечения, которое равно наибольшему расстоянию от действительного профиля до соответствующей стороны прилегающего профиля.

Дифференцированными показателями отклонений формы цилиндрических поверхностей в продольном сечении являются конусообразность, бочкообразность, седлообразность, изогнутость (рис. 12).

Конусообразность — это отклонение формы, характеризующееся непараллельностью образующих действительного профиля (рис. 12, а). Возникает конусообразность при несовпадении осей шпинделя и пиноли задней бабки станка, непараллельности оси шпинделя направляющим станины, быстром износе резца и т. п.

Бочкообразность — это отклонение формы, характеризующееся выпуклостью образующих действительного профиля (рис. 12, б). Чаще всего причиной бочкообразности является прогиб вала при малой его жесткости в процессе обточки в центрах.

Седлообразность — это отклонение формы, характеризующееся вогнутостью образующих действительного профиля (рис. 12, в). Причинами возникновения седлообразности являются несовпадение центров токарного станка в вертикальной плоскости или обработка толстых коротких валов в нежестких центрах.

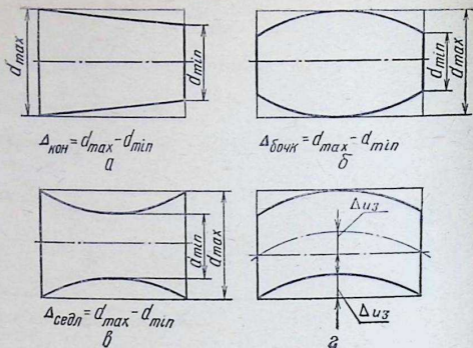


Рис. 12. Отклонения формы цилиндра в продольном сечении:

a — конусообразность; *б* — бочкообразность; *в* — седлообразность (корсетность); *г* — изогнутость.

Количественно конусообразность, бочкообразность или седлообразность равна разности между наибольшим и наименьшим диаметрами в одном и том же продольном сечении и вдвое превышает отклонение профиля продольного сечения или отклонение от цилиндричности.

Изогнутость — это отклонение формы, характеризующееся непрямолинейностью геометрического места центров поперечных сечений цилиндрической поверхности (рис. 12, г). Появляется изогнутость, как правило, вследствие действия неравномерно распределенных остаточных напряжений, возникающих после термообработки, наклепа и т. п. Численное значение изогнутости равно отклонению профиля продольного сечения цилиндрической поверхности.

Комплексным показателем отклонений формы плоских поверхностей является **отклонение от плоскостности**, характеризующее совокупностью всех отклонений формы поверхности и численно равное наибольшему расстоянию Δ от действительной поверхности до прилегающей плоскости (рис. 13).

Дифференцированными показателями отклонений формы плоских поверхностей являются **вогнутость** (рис. 13, а) и **выпуклость** (рис. 13, б).

Комплексным показателем отклонений профиля сечения плоских поверхностей является **отклонение от прямолинейности**, численно равное наибольшему расстоянию от действительного профиля до прилегающей прямой.

Все виды отклонений от правильной геометрической формы отрицательно сказываются на работе соединений. В подвижных соединениях отклонения формы приводят к уменьшению фактической площади контакта, увеличению удельных нагрузок, ухудшению условий смазки и в результате к значительному сокращению технического ресурса соединения вследствие быстрого износа сопрягаемых поверхностей. В соединениях с натягом отклонения формы приводят к уменьшению реального натяга и как следствие к снижению надежности соединения.

Для обеспечения взаимозаменяемости соединений СТ СЭВ 301—76 устанавливает предельные отклонения в зависимости от принятой степени точности. Стандартом определены 10 степеней точности, в которых предельные отклонения формы соответствуют ряду $R5$ предпочтительных чисел.

Рекомендации по применению относительной геометрической точности формы цилиндрических поверхностей приведены в таблице 8.

Во всех остальных случаях, когда предельные отклонения формы не установлены, они должны быть ограничены допуском на размер.

Отклонением расположения поверхности называется отклонение от номинального расположения рассматриваемой поверхности, ее оси или плоскости симметрии относительно баз или отклонение от номинального взаимного расположения поверхностей. Причинами возникновения отклонений расположения поверхности являются погрешности обработки деталей, погрешности приспособлений для установки деталей, нарушение принципа «единства баз» при изготовлении деталей. Во время эксплуатации отклонения расположения поверхностей в значительной мере увеличиваются из-за неравно-

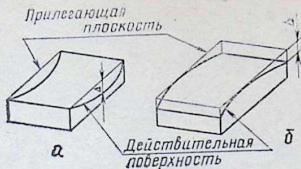


Рис. 13. Погрешности формы плоских поверхностей:

а — вогнутость; б — выпуклость.

Таблица 8. Условия применения относительной геометрической точности формы цилиндрических поверхностей

Относительная геометрическая точность	Среднее соотношение допусков формы и размера, %	Условия применения
Нормальная	60	Поверхности в подвижных соединениях при небольших скоростях относительных перемещений и нагрузках; в соединениях с натягом или с переходными посадками при необходимости разборки и повторной сборки
Повышенная	40	Поверхности в подвижных соединениях при средних скоростях относительных перемещений и нагрузках, при повышенных требованиях к плавности хода, герметичности уплотнений; в соединениях с натягом при повышенных требованиях к точности и прочности в условиях больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций
Высокая	25	Поверхности в подвижных соединениях при высоких скоростях и нагрузках, высоких требованиях к плавности хода, снижению трения, герметичности уплотнения; в соединениях с натягом в условиях воздействия больших нагрузок, ударов, вибраций

мерного износа, пластических деформаций, старения металла корпусных деталей, сопровождающегося их коррозией.

В зависимости от формы и назначения детали различают зависимые и независимые допуски расположения поверхностей. Значение зависимого допуска расположения определяется не только заданным предельным отклонением расположения, но зависит также от действительных отклонений размеров рассматриваемых поверхностей. Назначаются зависимые допуски с целью обеспечить собираемость деталей. Значение независимого допуска определяется только заданным предельным отклонением расположения и не зависит от предельных отклонений размеров рассматриваемых поверхностей.

К отклонениям Δ расположения поверхностей относятся: 1) отклонение от параллельности плоскостей (рис. 14, а), прямых в плоскости, осей поверхностей вра-

нения, оси вращения и плоскости (рис. 14, б); 2) отклонение от перпендикулярности плоскостей, осей или оси и плоскости (рис. 15); 3) отклонение от соосности — относительно оси базовой поверхности (рис. 16, а) и относительно общей оси (рис. 16, б); 4) отклонение от пересечения осей (рис. 17); 5) отклонение наклона; 6) отклонение от симметричности (рис. 18); 7) позиционное отклонение — смещение от номинального расположения (рис. 19).

К суммарным отклонениям формы и расположения поверхностей относятся: 1) торцовое и радиальное биение (рис. 20) и биение в заданном направлении; 2) полное торцовое и полное радиальное биение; 3) отклонение формы заданного профиля; 4) отклонение формы заданной поверхности.

Отклонения расположения поверхностей от их номинального значения чрезвычайно вредно сказываются на надежности и долговечности работы машин, вызывая в отдельных деталях и соединениях дополнительные статические и динамические нагрузки, что приводит к быстрому износу и усталостному разрушению деталей.

Практика ремонта показывает, что отремонтированная с полной заменой валов, зубчатых колес, подшипников качения коробка передач трактора имеет ресурс не более 45% ресурса новой, если при восстановлении корпуса коробки передач не выдерживаются технические условия на расположение осей и поверхностей.

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями или текстом в технических требованиях. Применение условных обозначений предпочтительно. Обозначения на чертежах допусков формы и расположения поверхностей выполняются по СТ СЭВ 368—76.

В таблице 9 приведены условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей и суммарные допуски формы и расположения поверхностей.

Условные обозначения допусков помещают в прямоугольную рамку, разделенную на две или три части. В первой проставляют условный знак допуска, во второй — числовое значение допуска в миллиметрах, в третьей — буквенное обозначение базы или другой поверхности, к которой относится отклонение.

Рамки вычерчивают сплошными тонкими линиями и располагают горизонтально. Высота цифр, букв и зна-

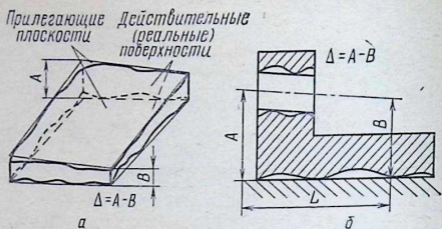


Рис. 14. Отклонение от параллельности плоскостей (а) и осей (б).

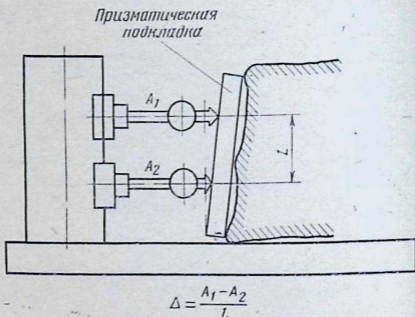


Рис. 15. Отклонение от перпендикулярности плоскостей, осей.

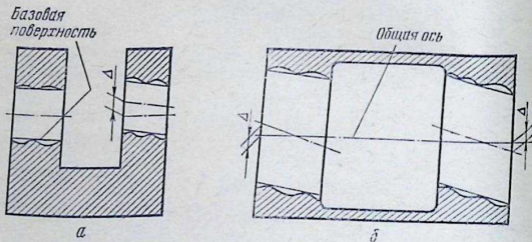


Рис. 16. Отклонение от соосности.

Рис. 17. Отклонение от пересечения осей.

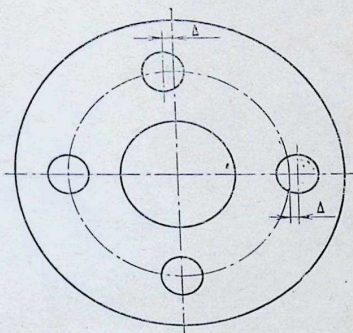
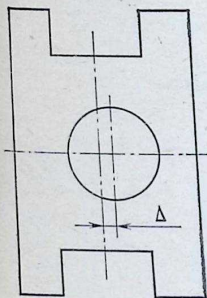
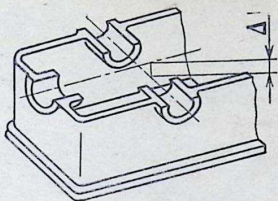
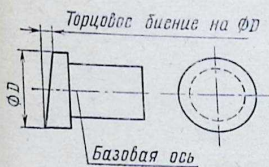
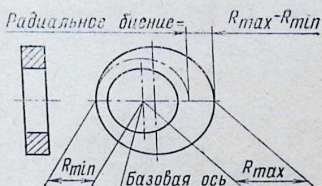


Рис. 18. Отклонение от симметричности.

Рис. 19. Позиционное отклонение.



а






б

Рис. 20. Торцовое (а) и радиальное (б) биение.

Таблица 9. Условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Группа отклонений и допусков	Отклонение формы или расположения	Допуск формы или расположения	Условный знак допуска по СТ СЭВ 368—76
Отклонения и допуски формы	Отклонение от прямолинейности	Допуск прямолинейности	—
	Отклонение от плоскостности	Допуск плоскостности	▭
	Отклонение от круглости	Допуск круглости	○
	Отклонение от цилиндричности	Допуск цилиндричности	⊘
	Отклонение профиля продольного сечения	Допуск профиля продольного сечения	≡
Отклонения и допуски расположения	Отклонение от параллельности	Допуск параллельности	//
	Отклонение от перпендикулярности	Допуск перпендикулярности	⊥
	Отклонение наклона	Допуск наклона	∠
	Отклонение от соосности	Допуск соосности	◎
	Отклонение от симметричности	Допуск симметричности	≡
	Позиционное отклонение	Позиционный допуск	⊕
	Отклонение от пересечения осей	Допуск пересечения осей	×
Суммарные отклонения и допуски формы и расположения	Радиальное биение	Допуск радиального биения	↗
	Торцовое биение	Допуск торцового биения	
	Биение в заданном направлении	Допуск биения в заданном направлении	

Группа отклонений и допусков	Отклонение формы или расположения	Допуск формы или расположения	Условный знак допуска по СТ СЭВ 368—76
Суммарные отклонения и допуски формы и расположения	Полное радиальное биеение	Допуск полного радиального биеения	
	Полное торцовое биеение	Допуск полного торцового биеения	
	Отклонение формы заданного профиля	Допуск формы заданного профиля	
	Отклонение формы заданной поверхности	Допуск формы заданной поверхности	

ков, вписываемых в рамки, должна быть равна размеру шрифта размерных чисел, а высота рамки — на 2...3 мм больше. Не допускается пересекать рамку какими-либо линиями. В случае необходимости допускается вертикальное расположение рамки.

С элементом, к которому относится допуск, рамку соединяют прямой или ломаной линией, заканчивающейся стрелкой.

Если допуск относится к поверхности или ее профилю, то рамку соединяют с контурной линией поверхности или ее продолжением. При этом соединительная линия не должна быть продолжением размерной рамки. Если же допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединительная линия должна быть продолжением размерной линии.

Направление отрезка соединительной линии, заканчивающегося стрелкой, должно соответствовать направлению линии измерения отклонения.

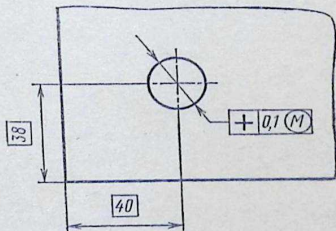
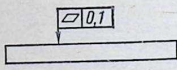
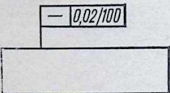
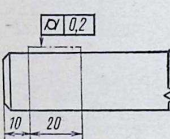
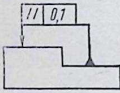
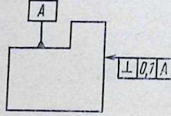
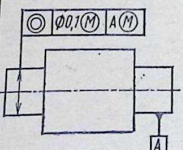


Рис. 21. Обозначение зависимого допуска расположения.

Таблица 10. Примеры условных обозначений на чертежах допусков формы и расположения поверхностей

Элементы условного обозначения	Пример условного обозначения	Пояснение
<p>Указание нормируемого участка</p>		<p>Допуск относится к всей поверхности (длине) элемента</p>
		<p>Допуск относится к любому участку поверхности (элемента), имеющему заданную длину (или площадь)</p>
		<p>Допуск относится к нормируемому участку, расположенному в определенном месте (участок обозначают штрихпунктирной линией, указывают размер)</p>
<p>Обозначение баз</p>		<p>Знак базы — зачерненный равнобедренный треугольник с высотой, равной размеру шрифта размерных чисел</p>
		<p>Если соединение рамки, содержащей обозначение допуска с базой неудобно, то базу обозначают прописной буквой и указывают ее в третьем поле рамки допуска</p>
<p>Указание зависимых допусков</p>		<p>Числовое значение зависимого допуска связано с действительными размерами нормируемого базового элемента</p>

Элементы условного обозначения	Пример условного обозначения	Пояснение
Одинаковые условные обозначения, относящиеся к разным элементам		Повторяющиеся допуски, обозначаемые одним и тем же условным знаком и имеющие одно и то же числовое значение

Базовая поверхность, ось или плоскость симметрии обозначается равносторонним зачерненным треугольником и соединяется с рамкой по тем же правилам, что и стрелка.

Чтобы не затемнять чертеж, в случае необходимости разрешается базовую или другую поверхность, к которой относится отклонение, обозначать прописной буквой, вписываемой в третью часть рамки. Эту же букву вписывают в квадратную рамку, которую соединяют с обозначаемой поверхностью линией, заканчивающейся треугольником или стрелкой, в зависимости от того, обозначает ли она базу или не базовую поверхность.

Указанный в рамке допуск формы или расположения поверхности относится ко всей длине поверхности. Если же допуск относится к участку поверхности заданной длины, то ее указывают после предельного отклонения, отделяя наклонной чертой. В случае необходимости допуск на всей длине указывают над допуском на заданной длине.

Зависимые допуски расположения поверхностей обозначают условным знаком \textcircled{M} , который помещают после числового значения допуска (рис. 21). Если зависимые допуски составляют большинство, то независимые допуски можно обозначить знаком \textcircled{S} , а в технических требованиях указать, что «все допуски расположения зависимые, кроме обозначенных знаком \textcircled{S} ».

Примеры обозначений на чертежах допусков формы и расположения поверхностей приведены в таблице 10.

§ 27. Волнистость и шероховатость поверхности

Поверхности деталей, обработанных на металлорежущих станках, имеют неровности в продольном и поперечном направлениях. Продольные неровности определяются в направлении главного рабочего движения при резании, а поперечные — в направлении, перпендикулярном к нему. Эти неровности, их форма, размеры, частота повторяемости зависят от режущего инструмента, метода и режимов обработки, материала детали, жесткости оборудования, вибрации и других причин.

При оценке неровностей различают волнистость и шероховатость поверхности.

Волнистость — это совокупность периодически чередующихся возвышенностей и впадин, у которых расстояния между смежными возвышенностями или впадинами превышают базовую длину l . Рекомендациями СЭВ определен нормируемый параметр волнистости W_z (рис. 22).

Высота волнистости W_z — среднее арифметическое из пяти ее значений, определенных на длине участка измерения L_w , равного не менее пяти действительным наибольшим шагам волнистости:

$$W_z = \frac{1}{5} (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5). \quad (28)$$

Числовые предельные значения волнистости W_z должны выбираться из ряда (в мкм): 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200.

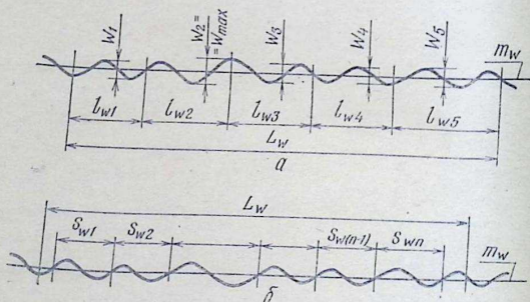


Рис. 22. Волнистость поверхности.

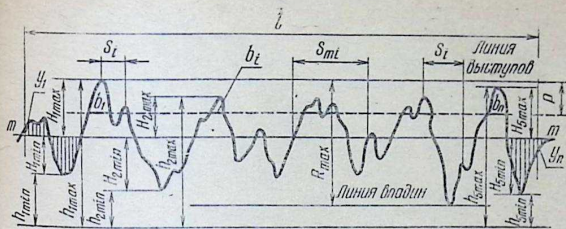


Рис. 23. К определению параметров шероховатости.

Средний шаг волнистости S_w — среднее арифметическое значение расстояний S_{wi} между одноименными сторонами соседних волн, измеренных по средней линии m_w профиля

$$S_w = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{wi}. \quad (29)$$

Граница между волнистостью и шероховатостью условна, так как при изменении базовой длины l , которую назначают из эксплуатационных соображений, числовые значения параметров волнистости и шероховатости будут также изменяться.

Шероховатость поверхности — это совокупность неровностей профиля поверхности с относительно малыми шагами в пределах базовой длины l .

В СССР определение числовых значений шероховатости производится по системе M (системе средней линии), что соответствует рекомендации ИСО и СЭВ.

Стандартом СЭВ предусмотрен ряд параметров для количественной оценки шероховатости, причем отсчет производится от единой базы, за которую принята средняя линия профиля m .

Средней линией профиля m называется базовая линия, имеющая форму номинального профиля поверхности и делящая действительный профиль так, что в пределах базовой длины сумма квадратов расстояний y_1, y_2, \dots, y_n точек профиля до этой линии минимальна (рис. 23).

На профилограмме в пределах базовой длины l площади, расположенные по обеим сторонам от этой линии

до контура профиля, должны быть равны между собой.

Базовая длина l — длина участка поверхности, выбираемая для измерения шероховатости без учета других видов неровностей, имеющих шаг более l . Числовое значение базовой длины выбирается из ряда (в мм): 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25. Чем больше размеры неровностей, тем больше должна быть базовая длина.

Количественную оценку шероховатости производят по следующим параметрам:

- R_a — среднее арифметическое отклонение профиля;
- R_q — среднее квадратическое отклонение профиля;
- R_z — высота неровностей профиля;
- R_{\max} — наибольшая высота неровностей профиля;
- S_m — средний шаг неровностей;
- S — средний шаг неровностей по вершинам;
- t_p — относительная опорная длина профиля;
- r — радиус закругления впадин и выступов.

Средним арифметическим отклонением профиля R_a называется среднее значение расстояний (y_1, y_2, \dots, y_n) от точек измеренного профиля до средней линии, взятых по абсолютному значению:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (30)$$

Среднее квадратическое отклонение профиля R_q определяется как корень квадратный из среднего значения квадратов отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l y(x)^2 dx} \approx \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2}. \quad (31)$$

Высота неровностей профиля R_z находится как среднее значение абсолютных высот пяти наивысших выступов и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины:

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 H_{i \max} + \sum_{i=1}^5 H_{i \min}}{5}. \quad (32)$$

Наибольшая высота неровностей профиля R_{\max} — это расстояние между наивысшей точкой

выступов и наинизшей точкой впадин в пределах базовой длины.

Средний шаг неровностей S_m — среднее значение шага неровностей по средней линии m в пределах базовой длины, определяемого как расстояние между одноименными сторонами соседних неровностей:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}. \quad (33)$$

Средний шаг неровностей по вершинам S — среднее значение расстояний между вершинами характерных неровностей в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i. \quad (34)$$

Числовые значения параметров шероховатости R_a , R_z , R_{max} , S_m и S нормированы и выбираются из рядов чисел, приведенных в таблице 11.

Параметры R_q и ρ не нормированы.

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

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} 100, \quad (35)$$

где η_p — сумма длин отрезков b_i , отсекаемых на выступах профиля заданной линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины:

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i, \quad (36)$$

где n — число отсекаемых отрезков в пределах базовой длины (рис. 24).

Опорная длина профиля η_p определяется на уровне сечения P , т. е. на заданном расстоянии между линией выступов и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов.

Таблица 11. Числовые значения R_a , R_z , R_{max} , S_m и S

R_a , МКМ	100; 10,0; 1,00; 0,100; —	80; 8,0; 0,80; 0,080; —	63; 6,3; 0,63; 0,063; —	50; 5,0; 0,50; 0,050; —	40; 4,0; 0,40; 0,040; —
R_z и R_{max} , МКМ	— 1000; 100; 10,0; 1,00; 0,100;	— 800; 80; 8,0; 0,80; 0,080;	— 630; 63; 6,3; 0,63; 0,063;	— 500; 50; 5,0; 0,50; 0,050;	— 400; 40; 4,0; 0,40; 0,040;
S_m и S , МКМ	— 10,0; 1,00; 0,100; 0,010;	— 8,0; 0,80; 0,080; 0,008;	— 6,3; 0,63; 0,063; 0,006;	— 5,0; 0,50; 0,050; 0,005;	— 4,0; 0,40; 0,040; 0,004;

Продолжение

R_a , МКМ	32; 3,2; 0,32; 0,032; —	25; 2,5; 0,25; 0,025; —	20; 2,0; 0,20; 0,020; —	16,0; 1,60; 0,160; 0,016; 0,010;	12,5; 1,25; 0,125; 0,012; 0,008
R_z и R_{max} , МКМ	— 320; 32; 3,2; 0,32; 0,032;	— 250; 25; 2,5; 0,25; 0,025;	— 200; 20; 2,0; 0,20; —	1600; 160; 16,0; 1,60; 0,160; —	1250; 125; 12,5; 1,25; 0,125; —
S_m и S , МКМ	— 3,2; 0,32; 0,032; 0,003;	— 2,5; 0,25; 0,025; 0,002	— 2,0; 0,20; 0,020; —	— 1,60; 0,160; 0,0160; —	12,5; 1,25; 0,125; 0,0125; —

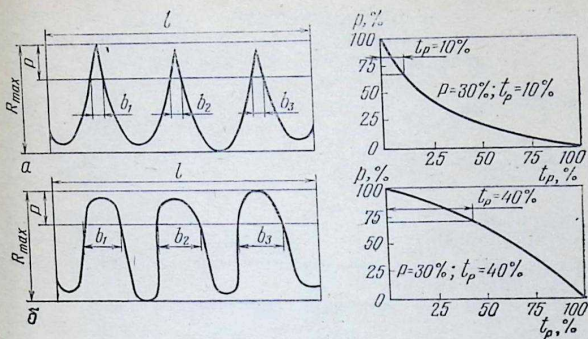


Рис. 24. Определение относительной опорной длины профиля:
 а — грубое точение; б — полирование.

Уровень сечения профиля отсчитывается от линии выступов в процентах к наибольшей высоте неровностей профиля R_{\max} и равняется

$$p = \frac{P}{R_{\max}} 100, \quad (37)$$

где P и R_{\max} — в мкм.

Числовые значения t_p и p нормированы и выбираются из ряда:

$t_p, \% — 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.$

$p, \% — 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.$

§ 28. Обозначение шероховатости поверхности на чертежах

На чертежах шероховатость поверхности обозначают одним из трех знаков:

- ✓ — когда указывают только предельные значения параметров шероховатости и не указывают вид обработки;

✓ — когда, кроме значений параметров шероховатости, указывают и вид обработки, например точение, шлифование, хонингование;

✓ — когда шероховатость поверхности сохраняется в состоянии поставки и образуется без удаления слоя металла, например литьем, ковкой, штамповкой.

Значения параметров шероховатости указывают над знаком: параметр R_a — только числовым значением в мкм, остальные параметры буквенным обозначением, а затем числовым значением.

При указании нескольких параметров сверху ставят обозначение высоты профиля, ниже — шага и еще ниже — относительной опорной длины профиля (рис. 25, а).

Вид обработки указывают над полкой знака шероховатости.

Условные обозначения направления неровностей при необходимости указывают на чертежах одним из следующих знаков:

= (параллельное) М (произвольное),
⊥ (перпендикулярное), С (кругообразное),
× (перекрещивающееся), R (радиальное)

и располагают под полкой знака шероховатости.

Значение базовой длины l указывают над обозначением направления шероховатости, но под полкой знака (рис. 25, б).

Если необходимо ограничить не только максимальное, но и минимальное значение параметра, предельные значения располагают друг над другом: выше — максимальное, ниже — минимальное.

Кроме номинального значения параметра, могут быть указаны и предельные отклонения в процентах (рис. 25, а).

Допускается упрощенное обозначение шероховатости поверхности при помощи строчных букв русского алфавита с разъяснением его в технических условиях (рис. 25, б).

На изображении изделия обозначение шероховатости поверхности располагают на линиях контура, выносных линиях (ближе к размерной линии) или на полках

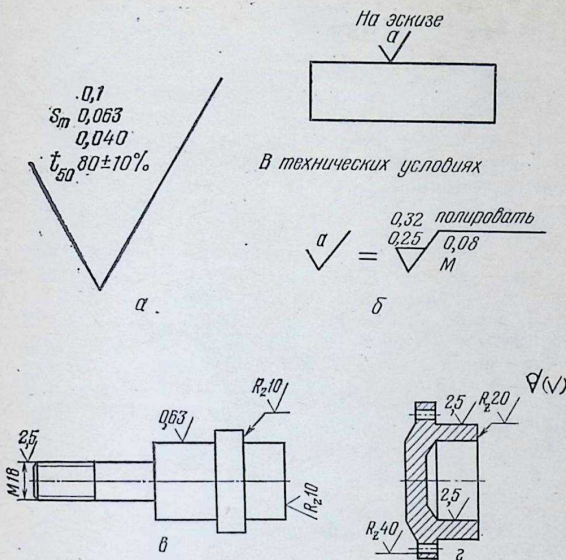


Рис. 25. Примеры обозначений шероховатости на чертежах.

линий-выносок, а при недостатке места — на размерных линиях или их продолжениях (рис. 25, в).

Преобладающую шероховатость указывают в правом верхнем углу, а если есть поверхности с другой обозначенной на них шероховатостью, то ставят еще знак шероховатости в скобках. Знак перед скобкой должен быть в 1,5 раза больше размеров знака на детали, а в скобках — одинакового размера со знаками на детали (рис. 25, г).

Если шероховатости одной и той же поверхности детали на разных участках различны, то эти участки разделяют сплошной тонкой линией.

Шероховатость поверхностей зубьев колес, эвольвентных шлицев, если на чертежах не приводится их профиль, указывают на делительной окружности.

§ 29. Влияние волнистости и шероховатости на надежность и долговечность машин

Волнистость и шероховатость оказывают значительное влияние на технический ресурс подвижных и надежность неподвижных соединений.

В подвижных соединениях из-за волнистости и шероховатости фактическая площадь контакта в 3...5 раз меньше номинальной, что приводит к увеличению удельного давления в точках контакта и разрыву масляного слоя. Удельное давление при этих условиях достигает такого значения, при котором упругие деформации неровностей могут переходить в пластические, что вызывает сглаживание неровностей. Кроме того, при разрыве масляного слоя и больших удельных давлениях происходит «схватывание» отдельных неровностей и вырывание частиц металла. Эти процессы сопровождаются значительным повышением температуры, что в соединениях типа коленчатый вал — вкладыши приводит к выплавлению антифрикционного слоя. Если же такого аварийного разрушения сопрягаемых поверхностей не происходит, то все равно наблюдаются ускоренный износ поверхностей и значительное увеличение зазора. Этот процесс продолжается до тех пор, пока высота неровностей не достигнет определенного стабильного значения. Такую шероховатость называют оптимальной. Она характеризуется определенными высотой, шагом и формой неровностей.

Важно отметить, что если неровности поверхности первоначально будут меньше оптимальной шероховатости, то через определенный промежуток времени, равный периоду приработки, высота неровностей будет также близка к оптимальной. Чем больше первоначальная шероховатость отличается от оптимальной, тем больший износ будет иметь поверхность в период приработки, тем больше сократится технический ресурс соединения. Это наглядно видно из рисунка 26.

Кривая 1 характеризует нарастание износа поверхности с шероховатостью, значительно отличающейся от оптимальной. Износ ее в период приработки t_1 значительно превышает износ поверхности с оптимальной шероховатостью, характеризуемый кривой 2. Сравнение обеих кривых износа показывает, что уменьшение первоначального износа в период приработки t_1 дает значи-

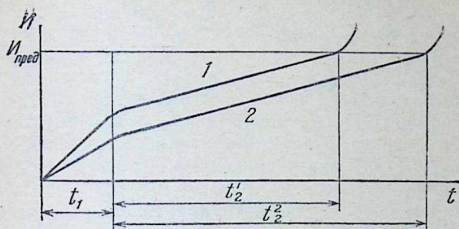


Рис. 26. Связь первоначального износа с техническим ресурсом соединения.

тельное увеличение периода нормальной эксплуатации с t_2^1 до t_2^2 , т. е. приводит к увеличению ресурса подвижного соединения.

Шероховатость поверхности влияет также на усталостную прочность деталей, так как неровности являются концентраторами напряжений. Поэтому детали, работающие в условиях циклических, а тем более знакопеременных нагрузок, не должны иметь грубо обработанных поверхностей с большими неровностями.

Впадины неровностей являются резервуарами, в которых скапливаются вода и другие жидкости, поэтому поверхности с большими неровностями более подвержены коррозии.

В местах уплотнений, где требуется герметичность, большая высота неровностей также вредна.

Хотя, как правило, чем меньше допуск на обработку, тем меньше получается высота неровностей, прямой зависимости между значением допуска и высотой неровностей нет.

Иногда при большом допуске на обработку назначают шероховатость с минимальной высотой неровностей для придания декоративного вида поверхности или с целью лучшей защиты ее от коррозии. В других случаях при минимальных допусках на обработку добиваются шероховатости со сравнительно большими неровностями, что позволяет лучше удерживать смазку (например, поверхности поршней, направляющих станков, различных салазок).

Шероховатость поверхности может значительно изменяться при изменении режимов резания, режущего инст-

румента, охлаждающей жидкости, наконец, при изменении вида обработки, поэтому это фактор управляемый.

При изготовлении и восстановлении деталей подвижных соединений в большинстве случаев следует добиваться шероховатости, близкой к оптимальной.

В неподвижных соединениях шероховатость поверхностей деталей оказывает значительное влияние на их надежность. При запрессовке происходит частичное сглаживание неровностей, при этом изменяется натяг, и в собранном соединении он будет меньше расчетного. Это приводит к уменьшению прочности соединения. С уменьшением высоты неровностей это влияние будет меньшим.

Из сказанного следует, что обоснованное назначение шероховатости поверхности с определенными параметрами является важным фактором повышения надежности и долговечности соединений и машины в целом.

Глава 7

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЯХ

«Наука начинается с тех пор, как начинают измерять» — эти слова Д. И. Менделеева особенно актуальны сейчас, когда наука стала непосредственной производительной силой и без измерений немислима современная хозяйственно-экономическая и общественная деятельность человека.

Измерение — операция, посредством которой определяется отношение одной (измеряемой) величины к другой однородной величине, принимаемой за единицу. Результатом измерения является численная величина, выраженная в соответствующих единицах.

Всякое измерение неизбежно связано с наличием погрешности. При проведении линейных и угловых измерений действительным размером называется размер, полученный измерением с допустимой погрешностью.

Обеспечение взаимозаменяемости деталей, узлов и агрегатов немисливо без достижения соответствующего уровня развития измерительной техники. Технические измерения в машиностроении являются органической частью всего технологического процесса. Состояние измерительной техники оказывает значительное влияние на экономику производства машин и их качество. Научно обоснованная система управления качеством предполагает наличие и правильное использование всех необходимых средств измерения и контроля.

Основные требования, предъявляемые в машиностроении к техническим измерениям: точность, производительность и возможность заранее предупреждать появление брака. В ремонтном производстве, как одной из отраслей машиностроения, к техническим средствам предъявляют в основном те же требования. Однако при ремонте машин возникает необходимость в проведении специфических измерений, связанных с дефектацией,

проверкой соединений новых деталей с частично изношенными, использованием ремонтных размеров. Это требует от инженеров глубокого понимания существа обоснованного выбора методов и средств измерения в каждом конкретном случае, а иногда и разработки новых методов измерения.

§ 30. Классификация средств измерения и контроля

Широкие специализация и кооперирование производства в масштабах всей страны, основанные на принципе взаимозаменяемости, требуют обеспечения и сохранения единства мер. Разработана научно обоснованная система передачи размеров единиц длины и методов их проверки, которая является частью Государственной системы измерений (ГСИ). В соответствии с этой системой все средства измерения делятся на три типа.

Эталоны — образцовые меры и приборы, предназначенные для воспроизведения и хранения единиц измерений с наивысшей точностью. К ним относятся государственный прототип метра, эталонные наборы концевых мер длины: первичные, вторичные, третичные. Длину первичных эталонов проверяют по прототипу метра, вторичных — по первичным, третичных — по вторичным.

Образцовые меры и приборы, предназначенные для градуировки и проверки лабораторных и заводских мер. Образцовые меры 1-го разряда проверяют по третичным эталонам, 2-го разряда — по образцовым мерам 1-го разряда, 3-го разряда — по образцовым мерам 2-го разряда.

Цеховые меры и приборы, предназначенные для проверки изделий. Эти меры и приборы проверяют в измерительных лабораториях по образцовым мерам и приборам.

Главным центром сохранения единства и воспроизводства мер в нашей стране является Всесоюзный научно-исследовательский институт метрологической службы. В его ведении находятся зональные метрологические институты Москвы, Харькова, Свердловска и Новосибирска. Через широкую сеть государственных поверительных лабораторий осуществляется контроль за надлежащим состоянием, своевременностью поверок и

юстировок измерительной техники на всей территории Советского Союза.

По конструкции и характеру использования все средства измерения и контроля могут быть разбиты на три группы: меры, калибры и измерительные приборы и инструменты.

Меры — это тела или устройства для вещественного воспроизведения единицы измерения. Мерами единиц длины, широко применяемыми в производстве, являются плоскопараллельные концевые меры длины. А для воспроизводства угловых единиц служат угловые меры.

Калибры — средство контроля в машиностроении, предназначенное для проверки (а не для измерений) размеров, формы, взаимного расположения осей и поверхностей и оценки их с точки зрения соответствия техническим условиям. Наиболее широко распространенные конструкции калибров (пробки, скобы) обеспечивают необходимую точность контроля и высокую производительность. Поэтому в настоящее время калибры являются основным техническим средством контроля производства в машиностроении. Недостаток калибров заключается в том, что они только фиксируют брак. Ни помочь предупредить брак, ни помочь установить его причину калибры не могут. Поэтому в крупносерийном и массовом производстве в последнее время все шире начинают использоваться измерительные приспособления, включающие измерительные отсчетные устройства (индикаторы, рычажные головки, микрокаторы и т. д.). Другим очень существенным недостатком калибров является их способность контролировать только один размер. Это их свойство препятствует широкому применению калибров в ремонтном производстве, где разнообразие контролируемых размеров очень велико.

Измерительные приборы и инструменты — это устройства, посредством которых измеряемые величины прямо или косвенно сравниваются с единицей измерения. Деление средств измерения на приборы и инструменты условно. Простейшие средства измерения обычно относят к группе измерительных инструментов, а более сложные — к группе измерительных приборов.

По характеру применения средства измерения делятся на универсальные и специального назначения.

Универсальные средства измерения линейных и угловых величин чрезвычайно разнообразны по конструк-

ции и принципу действия и могут быть подразделены на следующие группы:

а) простейшие средства измерения (линейки, циркуль, нутромеры и т. п.);

б) штриховые раздвижные инструменты с линейным нониусом (штангенинструменты, универсальные угломеры);

в) микрометрические инструменты (микрометры, микрометрические нутромеры и глубиномеры);

г) рычажно-механические приборы, которые, в свою очередь, делятся на рычажные (миниметры), зубчатые (индикаторы), рычажно-зубчатые (микромеры, микроинные индикаторы), пружинные (микрораторы);

д) рычажно-оптические и оптические приборы (оптиметры, инструментальные микроскопы, проекторы, измерительные микроскопы);

е) пневматические (низкого давления, высокого давления с ротаметром);

ж) электрифицированные (электроконтактные и индуктивные датчики).

Средства измерения специального назначения подразделяются на следующие группы:

а) средства контроля плоскостности, прямолинейности и горизонтальности (поверочные линейки, плиты, уровни);

б) средства измерения шероховатости поверхности (профилометры, профилографы, двойной микроскоп, интерферометры);

в) средства измерения резьб (резьбовые микрометры, шагомеры и др.);

г) средства измерения элементов зубчатых цилиндрических и конических колес, а также деталей червячных передач (штангензубомер, тангенциальный зубомер, нормалемер, биеннемер, межцентромер и др.).

Отличительной особенностью универсальных средств измерения является возможность измерений линейных и угловых размеров в широких пределах с различной точностью. Один и тот же инструмент или прибор может использоваться для измерений самых разнообразных размеров. Эта особенность универсальных средств измерения служит причиной их широкого применения в ремонтном производстве, где они в настоящее время являются основным средством технического контроля.

§ 31. Основные метрологические показатели средств измерения

Наиболее важное значение при выборе средств измерения имеют следующие метрологические показатели.

Предел измерения шкалы прибора — значение измеряемой величины, соответствующее всей шкале прибора (рис. 27). В любом случае он не должен быть меньше допуска на обработку.

Пределы измерения прибора в целом — наименьшее и наибольшее значения величины, которые могут быть измерены прибором или инструментом. Этими пределами ограничиваются номинальные размеры измеряемых деталей.

Интервал деления шкалы — расстояние между серединами двух соседних штрихов.

Цена деления шкалы — изменение значения измеряемой величины, соответствующее перемещению указателя на одно деление шкалы прибора.

Точность отсчета — точность, которая может быть достигнута при измерении с использованием отсчетных устройств, если они имеются.

Порог чувствительности — наименьшее перемещение измерительной поверхности, способное вызвать малейшее изменение в показании прибора.

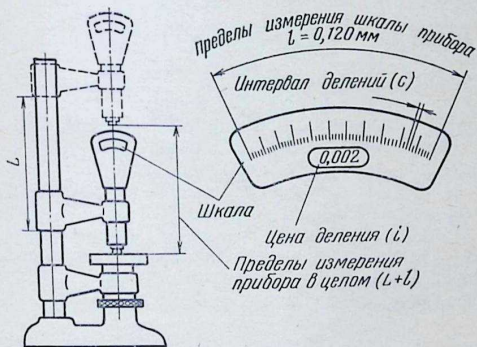


Рис. 27. Пределы измерения шкалы и прибора в целом.

Передаточное отношение — отношение интервала деления шкалы к цене деления.

Погрешность показания прибора — разность между показанием прибора и действительным значением измеряемой величины, которое может быть установлено путем измерения образцовым прибором.

Погрешность измерения — суммарная погрешность, в которую входит погрешность установки при измерении, погрешность настройки, температурная погрешность и многие другие.

Погрешности измерения, как и погрешности изготовления, делятся на три категории: систематические, случайные и грубые. Источником систематических погрешностей являются погрешности градуировки шкалы, погрешность размера образцовой детали, по которой производится настройка прибора. Случайные погрешности возникают в результате отклонений формы самой проверяемой детали, погрешности отсчета по шкале, температурных погрешностей, колебания измерительного усилия. Грубые погрешности (промахи) могут вызываться резкими изменениями внешних условий (температуры, освещения, внешними толчками и др.), личными ошибками контролера вследствие небрежности, усталости и т. п. Анализ погрешностей и их учет производят с использованием теории вероятностей и математической статистики.

§ 32. Методы измерения

Методом измерения называется совокупность средств и приемов, используемых при измерениях какой-либо величины. В зависимости от приемов определения размера измеряемой величины, условий измерения, конструкции прибора, способа нахождения размера искомой величины методы измерения делятся на абсолютный и относительный, прямой и косвенный, контактный и бесконтактный, дифференцированный и комплексный.

Абсолютным называется метод измерения, при котором по шкале сразу считают абсолютное значение измеряемого размера, например измерение штангенциркулем.

При относительном методе измерений определяют только отклонение значения измеряемой величины от установленной меры или образца, например опреде-

ление размера детали индикатором со стойкой после его настройки по концевым мерам длины.

Прямым методом измерения называется такой, при котором значение измеряемой величины устанавливают непосредственно по показанию прибора, например измерение диаметра детали.

Косвенным методом пользуются, когда невозможно или очень сложно измерить непосредственно значение искомой величины и ее определяют по результатам измерений других величин. Например, длину окружности проще определить, измерив диаметр и через него вычислив длину окружности.

Контактным называется метод измерения, при котором измерительные поверхности прибора или инструмента непосредственно соприкасаются с поверхностью измеряемой детали.

При бесконтактном методе инструмент не соприкасается с поверхностью измеряемой детали (при измерениях оптическими и пневматическими приборами).

Дифференцированный (поэлементный) метод измерения или контроля заключается в независимой проверке каждого элемента детали в отдельности, например определение наружного и внутреннего диаметров, а также ширины шлица в шлицевых соединениях. Заключение о годности детали делают по результатам всех измерений.

Комплексный метод измерения или контроля осуществляют специальными приборами или калибрами, которые позволяют сразу дать заключение о годности детали по всем или нескольким параметрам, например при контроле шлицевыми пробками и кольцами.

При ремонте машин возникает необходимость в специфических методах измерений: дефектации деталей и определении характера их износа.

Дефектация деталей имеет своей целью установление износа и определение пригодности детали к дальнейшей эксплуатации, необходимости ее восстановления или полной выбраковки и отправки в утиль. Чтобы не производить излишне много измерений при дефектации, первоначально определяют характер износа деталей в различных плоскостях и сечениях и выявляют места наибольшего износа. Затем при проведении дефектации ограничиваются измерениями только в этих местах наибольшего износа.

Глава 8

АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТЕЙ ОБРАБОТКИ И ИЗМЕРЕНИЯ

При изготовлении и измерении деталей возникают неизбежные погрешности, вызываемые большим числом факторов, подробно рассмотренных в главах 6 и 7. Большое число различных факторов и их неодинаковое влияние приводят к тому, что значение и знак погрешности изготовления или измерения заранее предвидеть невозможно, т. е. погрешность есть случайная величина. Поэтому для анализа погрешностей обработки или измерения используют положения теории вероятностей математической статистики. Обязательное наличие погрешностей обработки или измерений приводит к рассеянию (или разбросу) размеров в партии деталей или в результатах измерений.

§ 33. Статистические параметры рассеяния

Основными статистическими параметрами рассеяния размеров являются средний арифметический размер \bar{x} , диапазон рассеяния R , среднее квадратическое отклонение σ .

Средний арифметический размер \bar{x} — это сумма действительных размеров, деленная на их число:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_N}{N}, \quad (38)$$

где x_1, x_2, \dots, x_N — действительные размеры деталей; N — число действительных размеров.

Средний арифметический размер определяет положение центра группирования.

Диапазон рассеяния размеров R — разность между наибольшим и наименьшим размерами:

$$R = x_{\max} - x_{\min}, \quad (39)$$

где x_{\max} и x_{\min} — наибольший и наименьший размеры.

Диапазон рассеяния размеров характеризует только разброс размеров около центра группирования.

Для анализа же точности обработки или измерения необходимо знать также характер рассеяния размеров внутри диапазона рассеяния.

Одним из основных параметров, характеризующих рассеяние размеров, является среднее квадратическое отклонение σ , равное

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}. \quad (40)$$

При числе размеров свыше 25 с достаточной достоверностью можно определить среднее квадратическое отклонение по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}. \quad (41)$$

Наглядное представление о характере рассеяния дают так называемые кривые распределения, которые в зависимости от способа построения делятся на гистограммы распределения, эмпирические кривые или полигоны распределения и теоретические кривые распределения (рис. 28).

При построении кривых распределения по оси абсцисс откладывают или сам размер x_i или его отклонения Δx_i от среднего арифметического размера \bar{x} . По оси ординат для построения гистограмм и полигонов распределения откладывают относительную частоту, равную

$$\omega = \frac{n_{xi}}{N}, \quad (42)$$

где n_{xi} — частота или число размеров, попадающих в один и тот же интервал; N — общее число размеров.

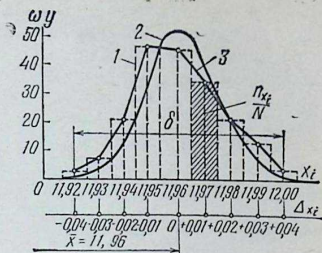


Рис. 28. Гистограмма (1), полигон (2) и теоретическая кривая (3) распределения.

При построении теоретической кривой распределения по оси ординат откладывают плотность вероятности случайной величины. На гистограмме или полигоне рассеяния площадь в пределах интервала равна относительной частоте, а на теоретической кривой — вероятности появления размера в данном интервале.

Закон больших чисел гласит: с вероятностью, близкой к достоверности, можно утверждать, что при достаточно большом числе опытов частота наблюдаемого события может как угодно мало отличаться от его вероятности. Исходя из этого при практических расчетах пользуются теоретическими кривыми распределения, полученными аппроксимацией гистограмм или эмпирических кривых распределения.

§ 34. Законы распределения случайных величин

Для аппроксимации наиболее часто используют следующие законы распределения.

1. Закон нормального распределения, или закон Гаусса

$$y = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}}. \quad (43)$$

Этот наиболее распространенный закон распределения случайных величин имеет место, когда из большого числа факторов ни один не является доминирующим, а каждый играет относительно малую роль в общей совокупности (рис. 29, а). Закон нормального распределения размеров часто имеет место при обработке деталей, особенно на станках-автоматах, а также при измерении размеров универсальными средствами измерения.

2. Закон равной вероятности

$$y = \frac{1}{x_n - x_1} = \text{const}. \quad (44)$$

Он характерен для случайных величин, на которые оказывает влияние резко доминирующий фактор, равномерно изменяющийся в пространстве или во времени (рис. 29, б).

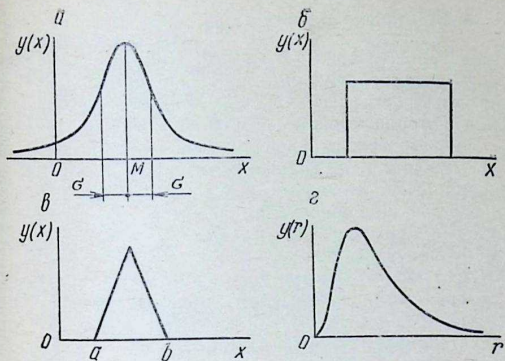


Рис. 29. Законы распределения случайных величин:
 а — закон нормального распределения; б — закон равной вероятности; в — закон равнобедренного треугольника; г — закон эксцентриситета.

3. Закон равнобедренного треугольника, или закон Симпсона

$$y = \begin{cases} \frac{4}{(x_n - x_1)^2} (x'_n - x_1) & \text{при } x_1 < x'_n \\ \frac{4}{(x_n - x_1)^2} (x_n - x) & \text{при } x_n > x. \end{cases} \quad (45)$$

Этому закону подчиняются случайные величины, на которые оказывают суммарное влияние два резко доминирующих фактора (рис. 29, в).

4. Закон эксцентриситета, или закон Максвелла

$$y = \frac{r}{\sigma^2} e^{-\frac{r^2}{\sigma^2}}, \quad (46)$$

где $r = \sqrt{x^2 + y^2}$.

Этому закону подчиняются величины, которые могут иметь только положительное значение, например эксцентриситет, несоосность, торцовое и радиальное биение, непараллельность или неперпендикулярность двух плоскостей, оси и плоскости (рис. 29, г).

§ 35. Критерии согласия

При аппроксимации тот или другой закон выбирают как из общих соображений о законе распределения, так и исходя из формы изображений эмпирического распределения, которая может помочь в предварительном выборе теоретической кривой распределения. Окончательное заключение о правильности выбора закона распределения, характеризующего рассеяние случайной величины, делают после определения соответствия экспериментальной и теоретической кривых распределения по одному из критериев согласия.

ГОСТ 11.006—74 «Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим» предусмотрены три критерия согласия: Колмогорова, хи-квадрат, омега-квадрат.

Проверка по критериям согласия хи-квадрат и особенно омега-квадрат требует большего объема вычислительных работ по сравнению с критерием Колмогорова.

Согласно критерию Колмогорова, сравнивают эмпирические и теоретические значения интегральной функции. Значение максимальной по абсолютному значению разности между ними D_N подставляют в выражение

$$\lambda_N = D_N \sqrt{N}, \quad (4)$$

где N — количество размеров.

Предельные значения нормированных отклонений опытного распределения от теоретического для заданных доверительных вероятностей:

γ 0,01 0,05 0,10 0,15 0,20 0,30 0,40 0,60 0,70 0,80 0,90 0,95 0,98 0,99
 λ_N 0,44 0,52 0,57 0,61 0,65 0,71 0,77 0,89 0,97 1,07 1,22 1,36 1,52 1,6

Если $(1-\gamma) > 0,1$, то эмпирическое распределение хорошо согласуется с теоретическим.

Знание закона распределения случайной величины позволяет решать практические задачи, связанные с анализом точности обработки и измерения.

§ 36. Определение вероятного процента брака

Решение некоторых практических задач целесообразно рассмотреть на примере наиболее часто встречающегося закона нормального распределения.

Площадь, ограничиваемая кривой нормального распределения и осью абсцисс (по оси ординат откладывается плотность вероятности P), для случая, когда начало координат совпадает со средним арифметическим значением, определяется уравнением

$$F(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx.$$

В теории вероятностей часто используется коэффициент риска, равный $t = \frac{x}{\sigma}$. Если вместо x ввести в уравнение коэффициент риска t , то оно примет вид

$$F(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt.$$

Площадь, ограниченная кривой нормального распределения и осью абсцисс, равна вероятности полной совокупности событий, т. е. равна 1.

Поскольку кривая симметрична относительно оси y , можно записать

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = 0,5,$$

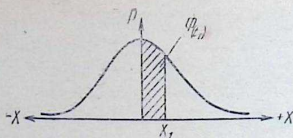
где $\Phi(t)$ — площадь, ограниченная кривой и осью абсцисс в пределах интегрирования от 0 до t .

Чтобы определить вероятность того, что случайная величина будет находиться в пределах интервала от x_1 до x_2 , достаточно установить интегрированием площади, соответствующие значениям $t_1 = \frac{x_1}{\sigma}$ и $t_2 = \frac{x_2}{\sigma}$ (рис. 30), а искомая величина будет равна их разности

$$\Phi(t) = \Phi(t_2) - \Phi(t_1).$$

В общем виде уравнение выглядит так:

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{t^2}{2}} dt.$$



← Рис. 30. Определение интегральной функции Φ

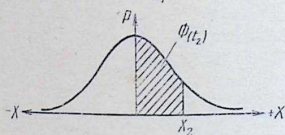
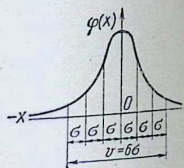
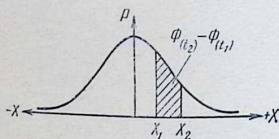


Рис. 31. Определение для рассеивания.



Величина $\Phi(t)$ называется интегральной функцией или нормированной функцией Лапласа.

С целью облегчения решения практических задач таблица значений $\Phi(t)$ в зависимости от t приведена в приложении I.

Кривая нормального распределения в обе стороны асимптотически приближается к оси абсцисс. Для практических расчетов необходимо иметь ограниченное поле рассеивания, которое охватывало бы основную массу событий. Так как основным параметром рассеивания является среднее квадратическое отклонение σ , то поле рассеивания принимают в пределах $\pm 3\sigma$. За пределами этого поля рассеивания, как видно из приложения I, остается 0,27% событий, что для технических расчетов вполне приемлемо (рис. 31). Таким образом, поле рассеивания равняется

$$v = 6\sigma.$$

Для определения процента брака при изготовлении деталей вначале определяют коэффициент риска t . При нормальном распределении, когда середина поля допуска совпадает с центром рассеивания, величина $x = \frac{T_d}{2}$. Е

ли в формулу коэффициента риска подставить это значение x , а σ определить из предыдущего уравнения через v , то получим

$$t = \frac{x}{\sigma} = \frac{T_d}{2\sigma} = \frac{T_d}{2 \frac{v}{6}} = 3 \frac{T_d}{v}. \quad (49)$$

Таким образом, коэффициент риска в этом случае показывает соотношение поля допуска и поля рассеяния (рис. 32) для технологических процессов, имеющих разную точность и различное поле рассеяния (v_1, v_2, v_3). Когда коэффициент риска равен 3, поле рассеяния v_2 равно полю допуска и брака практически не будет (не более 0,27%). Если же коэффициент риска больше 3, брака не будет, но процесс обработки выбран излишне точным, а следовательно, более дорогим. Когда коэффициент риска менее 3, брак вероятен, и для выбора оптимального технологического процесса обработки необходимо знать вероятный процент брака.

Рассмотрим определение вероятного процента брака $Q_{бр}$ на конкретном примере.

Необходимо изготовить вал $55 \begin{smallmatrix} -0,03 \\ -0,15 \end{smallmatrix}$ мм. Средний размер совпадает с серединой поля допуска (рис. 33, а). Среднее квадратическое отклонение $\sigma = 32$ мкм. Определяем $t = \frac{T_d}{2\sigma} = \frac{120}{2 \cdot 32} = 1,875$; соответствующую ему интегральную функцию находим по таблице $\Phi_{(t)} = 0,4696$; тогда вероятность появления брака $P_{бр} = 1 - 2 = \Phi_{(t)} 1 - 2 \times 0,4696 = 0,0608$, а процент брака $Q_{бр} = 100 P_{бр} = 6,08\%$

Если же средний арифметический размер x не совпадает с серединой поля допуска (рис. 33, б), а равен 54,900 мм, необходимо отдельно определять вероятность появления годных деталей больших размеров и меньших размеров, чем средний.

Для этого находим коэффициенты риска

$$t_1 = \frac{x_1}{\sigma} = \frac{50}{32} = 1,56; \quad t_2 = \frac{x_2}{\sigma} = \frac{70}{32} = 2,19.$$

По таблице находим значения интегральной функции, соответствующие этим коэффициентам риска:

$$\Phi_{(t_1)} = 0,4406; \quad \Phi_{(t_2)} = 0,4858.$$

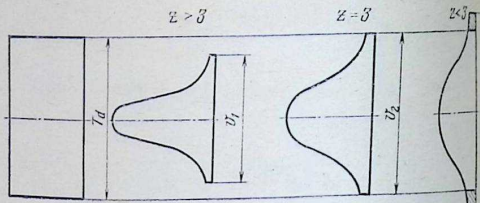


Рис. 32. Значения коэффициента риска при различных соотношениях T_d и v .

Суммарная вероятность появления годных деталей $P_{\text{годн}} = \Phi_{(t_1)} + \Phi_{(t_2)} = 0,4406 + 0,4858 = 0,9264$, а вероятность появления бракованных деталей $P_{\text{бр}} = 1 - (\Phi_{(t_1)} + \Phi_{(t_2)}) = 0,0736$, вероятный процент брака $Q_{\text{бр}} = 100P_{\text{бр}} = 7,36\%$.

Как видно из сопоставления этих двух вариантов процента брака, на значение вероятного процента брака оказывают влияние не только значение поля рассеяния, но и его положение относительно середины поля допуска. Сместив центр группирования на 10 мкм при том же значении

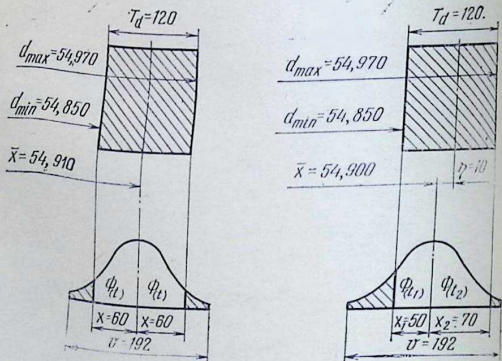


Рис. 33. Определение вероятного процента брака:
 а — при симметричном расположении поля рассеяния; б — при смещенном поле рассеяния.

нии поля рассеяния привело к увеличению вероятного процента брака с 6,08 до 7,36%.

Это необходимо учитывать при настройке станков.

§ 37. Учет погрешностей при измерении размеров

При измерениях размеров универсальными средствами погрешности распределяются по закону, близкому к закону нормального распределения. Поэтому для оценки точности измерения используется метрологическая характеристика — предельная погрешность средства измерения $\Delta_{lim} = \pm 3\sigma$. То есть, с вероятностью, равной 99,73%, можно утверждать, что погрешность данного инструмента должна быть менее Δ_{lim} в пределах всей шкалы.

Естественно, что погрешности выходящие за пределы $\pm 3\sigma$, должны быть отнесены к грубым ошибкам и исключаться из результатов измерений.

Поэтому при однократном измерении универсальным средством результат измерения записывается следующим образом:

$$D = D_e \pm \Delta_{lim}. \quad (50)$$

Чем меньше погрешность, тем определеннее результат и меньше интервал, в пределах которого может находиться искомый размер.

Чтобы повысить точность измерений, если не имеется возможности применить средство измерения с меньшей погрешностью, производят многократные измерения одного и того же объекта. Как доказывает теория вероятностей, погрешность при этом уменьшается в \sqrt{N} раз, где N — число измерений.

Результат такой серии измерений записывается следующим образом:

$$D = \bar{D} \pm \frac{\Delta_{lim}}{\sqrt{N}}. \quad (51)$$

Необходимость использования нескольких инструментов для определения одного размера или нескольких измерений для косвенного получения искомого размера требует суммирования погрешностей с целью оценки точности полученного результата. Систематические погрешности суммируются алгебраически со своими знаками,

если они постоянны. Если они переменны, то суммируются максимальные значения с их знаком. Случайные погрешности суммируются геометрически по закону сложения случайных независимых событий.

Суммарная погрешность при наличии систематических и случайных погрешностей определяется по формуле

$$\Delta_{\text{lim}\Sigma} = \Sigma \Delta_{i \text{ сист}} \pm \sqrt{\Delta_{\text{lim}1}^2 + \Delta_{\text{lim}2}^2 + \dots + \Delta_{\text{lim}n}^2}$$

где $\Sigma \Delta_{i \text{ сист}}$ — алгебраическая сумма систематических погрешностей; $\Delta_{\text{lim}1}, \Delta_{\text{lim}2}, \dots, \Delta_{\text{lim}n}$ — предельные случайные погрешности.

Знак у квадратичной суммы должен быть одинаковым со знаком суммы систематических погрешностей, что позволит определить наибольшее значение суммарной предельной погрешности.

§ 38. Плоскопараллельные концевые меры длины

Плоскопараллельная концевая мера длины представляет собой цилиндрический стержень или прямоугольный параллелепипед — плитку. Расстояние между двумя точно доведенными параллельными поверхностями является рабочим размером концевой меры длины.

Цилиндрические стержни широкого распространения не получили и используются в основном как установочные меры (например, для микрометров). Плоскопараллельные концевые меры длины изготавливаются из закаленной стали и подвергаются шлифовке и точной доводке. Благодаря очень малой неплоскостности и минимальной шероховатости плитки обладают способностью притираться друг к другу. Притираемость объясняется молекулярным сцеплением между поверхностями плиток и чрезвычайно тонкой (до 0,02 мкм) жировой пленкой, сохраняющейся даже после промывания плиток в чистом бензине и протирания сухой чистой тканью. Притертые друг к другу плитки составляют цельный блок, точность размера которого не нарушается просветами между плитками и которым удобно пользоваться при измерениях.

Плоскопараллельные концевые меры длины — основное средство сохранения единства мер в машиностроении. С их помощью производят проверку, градуировку, установку других приборов и инструментов. В то же время их используют при измерениях размеров деталей, их контроле, проведении разметочных работ. Проверку и градуировку других измерительных средств осуществляют образцовыми плитками, а измерения деталей, их контроль и разметку — рабочими плитками.

За размер плитки принимают ее срединный размер, т. е. расстояние от середины одной рабочей поверхности плитки (места пересечения диагоналей) до плоскости, к которой притерта плитка другой рабочей поверхностью.

По точности изготовления плоскопараллельные концевые меры длины подразделяют на четыре класса — 1, 2, 3. Для концевых мер, находящихся в эксплуатации установлены дополнительно два класса — 4 и 5.

Класс концевой меры характеризует степень приближения срединного размера плитки к ее номинальному размеру. Для рабочих плиток, как правило, достаточно подобрать нужный класс, чтобы обеспечить необходимую точность. Для образцовых мер требуется высокая точность. Она достигается установлением разрядов — 1, 2, 3, 4, 5.

Разряд концевой меры характеризуется предельной погрешностью того прибора, с помощью которого определялись срединная длина меры и пределы отклонения от плоскопараллельности.

К концевым мерам, характеризваемым разрядами, выдается аттестат, в котором указывается отклонение действительного размера плитки от номинального. Таким образом, точность такой плитки определяется только точностью прибора, с помощью которого она была тестована.

Концевые меры длины для удобства пользования комплектуют в наборы. Всего выпускается 14 наборов. Многие наборы имеют в своем составе защитные плитки из твердого сплава, которые притираются с обеих сторон блока концевых мер при проведении массовых измерений и предохраняют концевые меры набора от износа и повреждений.

Чтобы подобрать блок концевых мер заданного размера, следует руководствоваться следующим правилом: размер каждой меры, включаемой в блок, должен включать из заданного размера одну или две цифры справа. Например, блок плиток размером 39,98 мм необходимо подобрать так:

$$\begin{array}{r} - 39,98 \\ \quad 1,08 \quad (1\text{-я плитка}) \\ \hline - 38,9 \\ \quad 1,9 \quad (2\text{-я плитка}) \\ \hline - 37 \\ \quad 7 \quad (3\text{-я плитка}) \\ \hline 30 \quad (4\text{-я плитка}) \end{array}$$

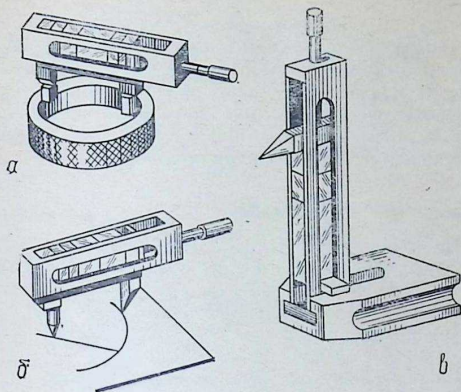


Рис. 34. Приспособления к плоскопараллельным концевым мерам длины:

а — струбины с боковиками для контроля диаметра отверстия; *б* — центр и чертилка для точной разметки; *в* — чертилка с плитками, установленные на основании для пространственной разметки на плите.

Таким образом, блок будет состоять из четырех концевых мер размерами $1,08 + 1,9 + 7 + 30 = 39,98$ мм.

Блок концевых мер нельзя составлять более чем из пяти мер, иначе он будет иметь большую погрешность.

Область применения плоскопараллельных концевых мер можно значительно расширить, используя специальные приспособления: струбины, боковики, чертилки, основания и др. (рис. 34).

Работать с концевыми мерами следует осторожно; чтобы не повредить рабочие поверхности, рекомендуется брать плитки тканевыми салфетками. Нельзя ставить концевые меры более 5,5 мм рабочими поверхностями на стол и притирать рабочие поверхности к нерабочим. После измерения концевые меры надо промыть в чистом бензине, смазать бескислотным вазелином и разложить в футляре по своим местам.

Разновидность концевых мер — щупы — длинные тонкие пластинки, применяемые для измерений зазоров между поверхностями (между поршнем и цилиндром, в прерывателе-распределителе, в клапанах и т. д.). Щупы выпускают наборами от № 1 до № 7, длиной 50, 100

и 200 мм и толщиной от 0,03 до 1 мм. Для получения необходимого размера подбирают несколько щупов та- чтобы их общая толщина равнялась заданному размеру. Точность щупов значительно ниже точности мерных плиток. В сочетании с линейкой щупами можно определять прямолинейность поверхности, а в комбинации с угольником — перпендикулярность.

§ 39. Штангенинструменты

Штангенинструменты, из которых основными являются штангенциркуль, штангенглубиномер и штангенрейсмус, широко используются для разметки и измерения деталей, когда не требуется высокая точность. Основным приспособлением у этих инструментов является линейный нониус, или вспомогательная шкала, которая позволяет отсчитывать доли деления основной шкалы.

Принцип построения нониуса заключается в следующем. На вспомогательной шкале откладывается отрезок, равный целому числу делений основной шкалы. Число делений на этом отрезке берется на одно больше, чем на основной шкале, т. е.

$$c(n-1) = bn; \quad (53)$$

$$i = c - b, \quad (54)$$

где c — цена деления основной шкалы; b — интервал деления шкалы нониуса; n — число делений нониуса; i — точность отсчета.

Подставляем значение b из уравнения (54) в уравнение (53):

$$\text{откуда} \quad c(n-1) = (c-i)n,$$

$$i = \frac{c}{n}. \quad (55)$$

Для удобства отсчета шкалу нониуса, как правило, делают растянутой, или модульной, т. е. деление шкалы нониуса принимают не приблизительно равным делению основной шкалы, а в γ раз больше. Величина γ называется модулем шкалы. В этом случае

$$c(\gamma n - 1) = bn; \quad i = \gamma c - b.$$

Подставляя значение b из второго уравнения в первое, получим

$$c(\gamma n - 1) = (c\gamma - i)n$$

и опять

$$i = \frac{c}{n}.$$

Отсюда следует, что точность отсчета i не зависит от модуля, а в любом случае зависит от цены деления c основной шкалы и числа делений n нониуса.

Пример расчета шкалы нониуса. Необходимо рассчитать шкалу нониуса приспособления со следующими параметрами: цена деления основной шкалы $c = 1$ мм; точность отсчета $i = 0,05$ мм; модуль нониуса $\gamma = 2$; число делений нониуса $n = \frac{c}{i} = \frac{1}{0,05} = 20$.

Интервал деления нониуса $b = \gamma c - i = 2 \cdot 1 - 0,05 = 1,95$ мм; длина шкалы нониуса $l = bn = 1,95 \cdot 20 \approx 39$ мм.

Штангенциркуль (наиболее распространенный инструмент) изготавливают в двух вариантах.

Простейший штангенциркуль (рис. 35) состоит из штанги 4 с неподвижными губками, рамки 3 с подвижными губками, перемещающейся по штанге, стержня глубиномера 5, соединенного с рамкой, и стопорного винта 2. Губки 7 служат для измерения охватываемых размеров (валов), а губки 1 — охватывающих (отверстий). На штанге нанесена основная шкала с ценой деления 1 мм, а на скосе рамки — вспомогательная шкала (нониус) 6, с помощью которой отсчитывают десятые доли миллиметра.

Принцип пользования нониусом понятен из рисунка 36, на котором показаны примеры отсчета. Десять делений нониуса соответствуют девяти делениям основной шкалы. Следовательно, интервал делений нониуса составляет 0,9 мм. При сдвинутых вплотную губках штангенциркуля нулевой штрих нониуса совпадает с нулевым штрихом основной шкалы. Если рамку сдвинуть вправо на 0,1 мм, то со штрихом основной шкалы совпадет первый штрих нониуса, на 0,2 мм — второй штрих нониуса, на 0,3 мм — третий и т. д. На рисунке в первом примере с основной шкалой совпадает четвертый штрих нониуса (размер 3,4 мм), во втором примере — седьмой (2,7 мм).

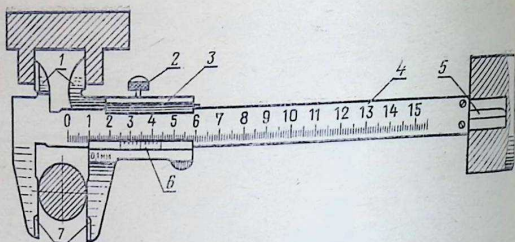


Рис. 35. Простейший штангенциркуль.

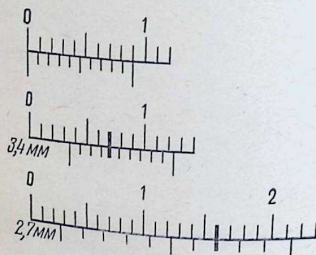


Рис. 36. Примеры отсчетов по нониусу.

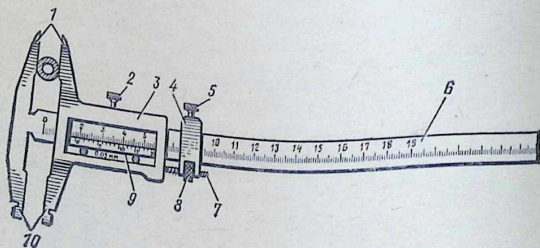


Рис. 37. Усовершенствованный штангенциркуль.

Целое число миллиметров находят по основной шкале, а доли миллиметра — по нониусу.

Если, сохранив число делений нониуса, увеличить интервал его делений до 1,9 мм, принцип определения размера не изменится, а пользоваться нониусом будет удобнее. Такие растянутые нониусы широко применяют в штангенциркулях, в частности в простейшем штангенциркуле с точностью отсчета 0,1 мм (рис. 35).

Более совершенен и точен штангенциркуль (рис. 37) с приспособлением для микрометрической подачи рамки с подвижными губками, которое состоит из движка 4 со стопорным винтом 5 и гайкой 8 и винта 7 микрометрической подачи, связанного с подвижной рамкой 3. Отпустив стопорный винт рамки 2 и закрепив стопорный винт 5 движка, можно, вращая гайку 8, медленно передвигать рамку 3 относительно штанги 6.

Перед измерением необходимо убедиться в исправности штангенциркуля. Не допускаются забоины и следы ржавчины на измерительных поверхностях губок. Если стопорный винт закреплен, рамка не должна качаться. Сдвинув губки, надо убедиться, что между ними нет просвета, видимого на глаз, и нулевой штрих нониуса 9 совпадает с нулевым штрихом основной шкалы.

При измерении губки штангенциркуля сводят или разводят до тех пор, пока они не будут перемещаться вдоль измеряемой поверхности с легким трением. После этого по основной шкале и нониусу отсчитывают результат. Когда определяют внутренний размер цилиндрическими губками 10, к показанию штангенциркуля прибавляют толщину губок, которая на них указана. При измерении наружных размеров губками 1 никаких поправок к показанию штангенциркуля не требуется.

Штангенциркули выпускают с пределами измерения 0...125, 0...150, 0...200, 0...300, 0...500, 250...800, 400...1000, 600...1500, 800...2000 мм и по специальным заказам — до 4000 мм.

Нониусы позволяют отсчитывать показания с точностью 0,1; 0,05; 0,02 мм.

Штангенглубиномером (рис. 38) измеряют высоту и глубину. Основными его частями являются штанга 1 с нанесенной на ней основной шкалой, основание (траверса) 5 с рамкой 7 и стопорным винтом 6 и движок микрометрической подачи 9 со стопорным винтом 8 и гайкой 2. Винт микроподдачи 3 соединен с рамкой. На боковой

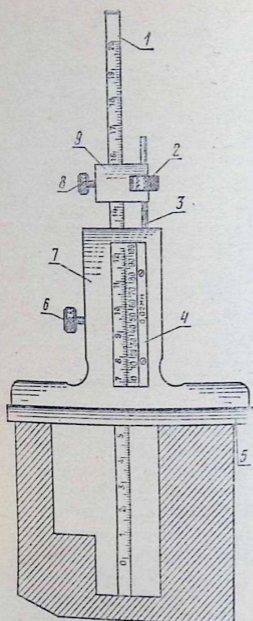


Рис. 38. Штангенглубиномер.

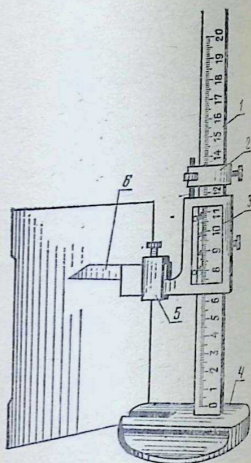


Рис. 39. Штангенрейсмус.

прорези рамки 7 прикреплена пластинка 4, на которой нанесена шкала нониуса. Измерительными поверхностями штангенглубиномера служат торцовая поверхность штанги и нижняя плоскость основания. Основание в процессе измерения с силой прижимают к поверхности деталей, а штангу выдвигают до соприкосновения с другой поверхностью детали. При измерении штангенглубиномером надо следить, чтобы основание не приподнималось над поверхностью измеряемой детали, а было плотно прижато к ней.

Штангенглубиномеры изготавливают с пределом измерения 100, 125, 150, 200, 250, 300, 400 и 500 мм и с точностью отсчета 0,1; 0,05; 0,02 мм.

Штангенрейсмус (рис. 39) предназначен для разметки и измерения высоты деталей на плите. Штанга 1 прочно закреплена в массивном основании 4. По штанге перемещаются рамка с нониусом 3 и узел микроподачи 2. К рамке хомутиком 5 крепят сменные детали: ножку 6 для разметки и ножку для измерения высоты. По шкале и нониусу определяют расстояние от основания до нижней плоскости сменной ножки. Штангенрейсмусы выпускают с пределами измерения 30...300, 40...500, 60...800 и 60...1000 мм и с точностью отсчета 0,1; 0,05; 0,02 мм.

§ 40. Микрометрические инструменты

К микрометрическим инструментам относятся микрометр для наружных измерений, микрометрический нутромер (штихмас) и микрометрический глубиномер.

Микрометр (рис. 40) имеет скобу 1, в которую запрессована неподвижная пятка 2 с доведенной поверхностью. С другой стороны скоба заканчивается стеблем 4 с разрезным хвостовиком 5, имеющим внутреннюю и наружную резьбу. Навертывая гайку 6 на коническую часть хвостовика, можно уменьшать осевой люфт микрометрического винта 7, который перемещается внутри стебля по резьбовой поверхности. Конечная поверхность микрометрического винта также доведена и является второй измерительной поверхностью. К другому концу микровинта колпачком 8 прикреплен барабан 10 — тонкостенная втулка со скошенным краем, на котором нанесена шкала. В собранном виде микровинт и барабан представляют собой одно целое и при вращении переме-

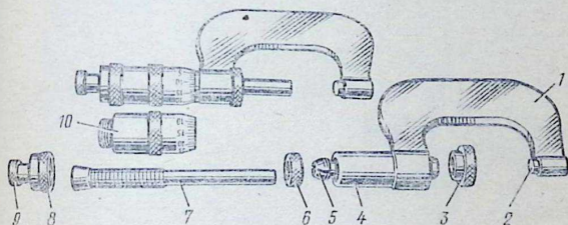


Рис. 40. Микрометр.

щаются в продольном направлении одновременно. Трещотка 9 на колпачке ограничивает измерительное усилие в пределах $7 \pm 2H$.

На стебле нанесены продольная риска и двойная шкала. Штрихи под рисккой показывают целые миллиметры, над рисккой — половины миллиметров. Шаг резьбы микрометрического винта равен 0,5 мм, а на скобе барабана нанесено 50 делений. Следовательно, точность отсчета будет равна

$$i = \frac{p}{n} = \frac{0,5}{50} = 0,01 \text{ мм,}$$

где i — точность отсчета; p — шаг микрометрической резьбы; n — число делений на барабане.

По шкале на стебле отсчитывают целые миллиметры и половины миллиметров, а по шкале барабана — сотые доли миллиметра. Примеры отсчетов по микрометру показаны на рисунке 41.

Перед каждым измерением микрометр проверяют для этого микрометром измеряют калибр, который к нему приложен, и определяют правильность отсчета. Например, при измерении калибра размером 50 мм скобе барабана должен находиться на штрихе 50 мм, а нулевой штрих барабана совпадать с продольной рисккой. Если такого совпадения нет, то микрометр регулируют. Для этого осторожно зажимают калибр между измерительными поверхностями, вращая микровинт за трещотку (3...5 щелчков); не вынимая калибра, стопором 3 (рис. 40) закрепляют микрометрический винт; затем, придерживая от проворачивания барабан левой рукой, правой отвертывают колпачок. Когда барабан отъединится от микровинта, его проворачивают в нужное положение, т. е. так, чтобы нулевой штрих барабана совпал с продольной рисккой миллиметровой шкалы на стебле.

Удерживая барабан в этом положении левой рукой, правой осторожно заворачивают колпачок. После того как барабан и микрометрический винт будут скреплены с помощью колпачка, повторно проверяют микрометр измерением калибра. Микрометры с пределами измерения 0...25 мм проверяют, сводя измерительные поверхности до их соприкосновения вращением барабана за трещотку.

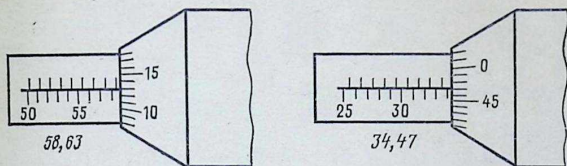


Рис. 41. Примеры отсчетов по шкале микрометра.

При отсчете по шкале микрометра часто допускают ошибку в 0,5 мм. Это объясняется тем, что вследствие излишне сильной или слабой затяжки барабана его скос смещается в нулевом положении в ту или иную сторону от штриха. Такая неопределенность и вызывает ошибку при отсчете. Чтобы ее исключить, надо при проверке микрометра запомнить, в какую сторону от штриха смещен скос барабана при нулевом отсчете.

Обычный микрометрический винт перемещается на 25 мм, так как трудно добиться точности шага резьбы на большей длине. Это определяет пределы измерения

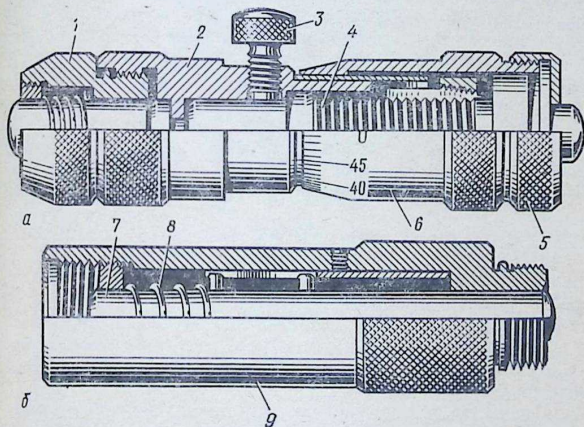


Рис. 42. Микрометрический нутромер.

микрометров: 0...25, 25...50, 50...75, 75...100, 100...125 и так далее до 275...300 мм. Пределы измерения микрометров свыше 300 мм увеличивают сменными неподвижными пятками.

Микрометрический нутромер (рис. 42) состоит из микрометрической головки *a* и набора удлинителей *b*. Отсчетное устройство микрометрической головки такое же, как у микрометра. Измерительными поверхностями являются конец микрометрического винта *4* и конец стержня защитного удлинителя *1*, ввертываемого в корпус *2* нутромера. В нутромере нет устройства, ограничивающего измерительное усилие. В измеряемом отверстии его устанавливают на ощупь, поэтому погрешность при измерении нутромером значительно больше, чем при измерении микрометром, хотя точность отсчета у них одинакова — 0,01 мм.

Нутромер проверяют по установочной мере, изготовленной в виде скобы, определяя расстояние между внутренними измерительными плоскостями меры. Если показание нутромера не равно 75 мм, то его устанавливают на нуль. Для этого, не вынимая нутромера из установочной меры, стопорным винтом *3* закрепляют микрометрический винт *4*. Затем, придерживая барабан *6*, отвертывают колпачок *5*, отъединяя тем самым барабан от микровинта. Установив барабан в нужное положение, соединяют его с микровинтом колпачком *5* и вторично проверяют правильность установки нутромера по установочной мере.

Удлинитель состоит из стержня *7*, длина которого указана на трубке *9*, служащей для присоединения стержня к нутромеру и предохранения его от повреждений. При заворачивании удлинителя пружина *8* плотно прижимает стержень к измерительной поверхности нутромера.

Удлинители подбирают в последовательности, указанной в табличках, прилагаемых к нутромеру.

Микрометрические нутромеры выпускают с пределами измерения 75...175, 75...575, 150...1200 и 1500...4000 мм.

Микрометрический глубиномер (рис. 43) состоит из основания *5*, микрометрической головки *2* и измерительного стебля *4*, запрессованного в основание. Измерительными поверхностями являются нижняя плоскость основания и конец измерительного стержня. Для увеличения диапазона измерений глубиномер снабжен смен-

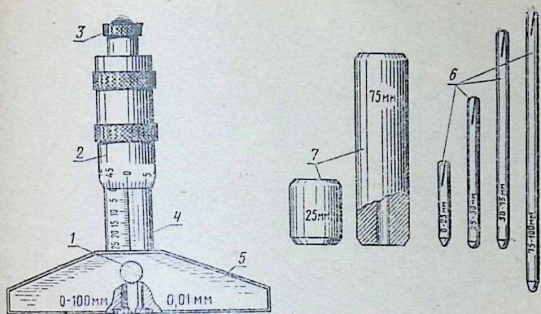


Рис. 43. Микрометрический глубиномер.

ными измерительными стержнями 6. Пределы измерения глубиномера равны 0...100 мм.

На нуль глубиномер с измерительным стержнем 0...25 мм устанавливают на измерительной плите. Основание прижимают к плите, а затем, вращая микрометрический винт за трещотку 3, соприкасают с плитой вторую измерительную поверхность. Закрепив измерительный стержень стопорным винтом 1, производят установку на нуль. При использовании остальных измерительных стержней глубиномер устанавливают на нуль по установочным мерам 7. Сила, с которой при измерении необходимо прижимать основание к детали, должна превышать измерительное усилие.

§ 41. Индикаторы и индикаторные приборы

Рассмотренные инструменты — штангенциркуль, микрометр и другие — служат для абсолютных измерений, когда весь измеряемый размер определяют непосредственно по шкале.

Индикатор часового типа (рис. 44) — наиболее распространенный прибор для относительных измерений. Измерительный стержень 1, имеющий в средней части нарезанную рейку, перемещается вверх и вниз внутри гильзы 6. При своем перемещении он вращает двойное

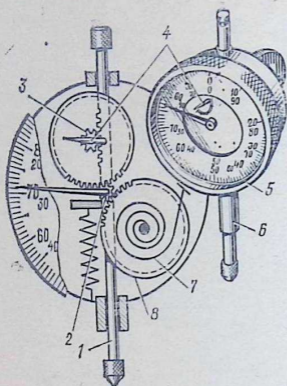


Рис. 44. Индикатор часового типа.

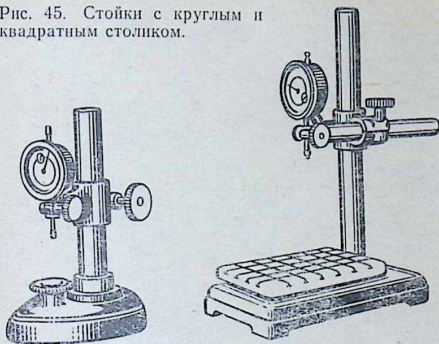
зубчатое колесо 3, которое, в свою очередь, приводит во вращение трибку 2 вместе с закрепленной на одной с ней стрелкой. Дополнительное зубчатое колесо 8 пружинным волоском устраняет погрешность бокового зазора в зубчатых зацеплениях и зазоров в опорах. Колесо постоянно удерживает зацеплении зубчатые колеса, причем во время хода измерительного стержня вверх или вниз зацепление происходит по одной стороне зубьев.

Передаточные отношения в индикаторе подобраны так, что передвижению стержня индикатора на 1 мм соответствует один оборот стрелки. Так как шкала имеет 100 делений, цена деления шкалы индикатора равна 0,01 мм. Для установки на нуль шкалу индикатора поворачивают за накатанный ободок 5. Число оборотов большой стрелки индикатора или число целых миллиметров хода измерительного стержня индикатора определяют по перемещению малой стрелки 4. Цена деления шкалы малой стрелки равна 1 мм.

Индикаторы нормального типа имеют пределы измерения от 0 до 5 или до 10 мм. В малогабаритных индикаторах предел измерения меньше — от 0 до 2 или 3 мм. Малогабаритный индикатор торцового типа отличается от рассмотренных тем, что имеет два измерительных стержня, один из которых перемещается в плоскости шкалы, а другой — перпендикулярно к ней, что расширяет возможности его применения без дополнительных устройств в виде равноплечих рычагов.

Рычажно-зубчатый индикатор предназначен для измерений отклонений от заданной геометрической формы и расположения поверхностей, имеет цену деления 0,01 мм и пределы измерения $\pm 0,5$ мм. У индикатора лишь одна измерительная поверхность — конец измерительного стержня, поэтому измерять индикатором

Рис. 45. Стойки с круглым и квадратным столиком.



можно только в сочетании с другими приборами и приспособлениями.

Наружные размеры малогабаритных деталей определяют индикатором, закрепленным в стойке с круглым (размер детали до 80 мм) или квадратным (размер детали до 125 мм) столиком (рис. 45). При измерении деталей сложной формы и больших размеров удобно пользоваться индикаторными скобами (рис. 46). Индикаторные скобы выпускают с пределами измерения 0...50, 50...100 и 100...200 мм.

Индикаторы со стойкой и индикаторные скобы устанавливают по концевым мерам. Для этого подбирают блок, размер которого равен номинальному размеру измеряемой поверхности, и помещают его на столик. Измерительный стержень индикатора приводят в соприкос-

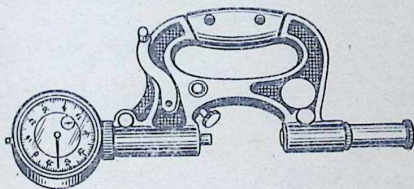


Рис. 46. Индикаторная скоба.

новение с блоком плиток и закрепляют в положении, когда малая стрелка индикатора укажет на цифру 1 или 2. Тем самым создают запас хода стержня индикатора на случай, если размер детали будет меньше номинального. После этого шкалу индикатора поворачивают за ободок, чтобы нулевой штрих совпал с концом большой стрелки. Показание индикатора в этом положении будет базовым размером. Отклонения от базового размера при измерении будут равны отклонениям размера детали от номинального размера.

Индикаторными нутромерами (рис. 47) измеряют внутренние диаметры деталей. Перемещение измерительного стержня 1 через равноплечий рычаг 3 и стержень 4 передается на индикатор 5. С помощью сменного стержня 7 нутромер устанавливают на необходимый размер. Для этого подбирают блок концевых мер, равный номинальному размеру измеряемого отверстия, и закрепляют его с плоскими боковичками 1 (рис. 48) по краям в струбцине 4. Затем между измерительными поверхностями боковичков 1 помещают измерительный стержень и сменный стержень 2 нутромера. Завертывая или вывертывая сменный стержень, добиваются того, чтобы кольцевая риска на измерительном стержне была приблизительно на уровне торца центрирующего мостика 3. В таком положении погрешность при измерении будет наименьшей.

Если при этом маленькая стрелка индикатора не показывает целого числа миллиметров, то головку индикатора передвигают вверх или вниз относительно корпуса нутромера. Когда маленькая стрелка индикатора встанет на риску 1 или 2 мм, стопорят контргайкой сменный стержень и стопорным винтом 6 (рис. 47) — индикаторную головку в корпусе. Поворачивая шкалу индикатора

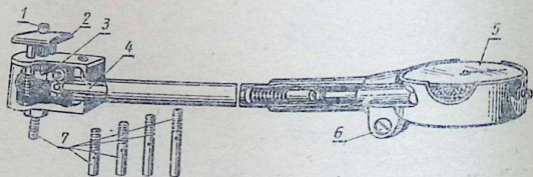


Рис. 47. Индикаторный нутромер.

тора за ободок, устанавливают большую стрелку на нуль в положении, когда большая стрелка изменяет направление вращения при покачивании нутромера в скобе из боковичков.

Размер, который показывает нутромер при правильной установке его между плоскими боковичками, будет базовым. Отклонения показаний индикатора от базового размера при измерении равны отклонениям размера детали от номинального.

При измерении отверстия мостик 2 (рис. 47), имеющий более сильные пружины, центрирует измерительный стержень строго по диаметру. Однако при этом стержень надо установить перпендикулярно оси цилиндра, т. е. зафиксировать наименьший из размеров, которые показывает нутромер. Для этого помещают в отверстие измерительный стержень и центрирующий мостик. Утопив их в корпусе нутромера, вводят в отверстие сменный стержень и устанавливают трубку нутромера приблизительно вдоль оси отверстия. Затем, предварительно наклонив трубку нутромера в плоскости измерительного стержня, постепенно перемещают ее, стремясь совместить с осью отверстия до тех пор, пока стрелка индикатора, движущаяся против часовой стрелки, не остановится и не начнет двигаться по часовой стрелке. Наибольшее отклонение стрелки индикатора от базового размера укажет отклонение измеряемого размера от номинального.

В процессе измерения индикаторный нутромер надо держать за деревянную термоизолирующую ручку, иначе, нагреясь от руки, он даст большую погрешность.

Несмотря на кажущуюся сложность определения размеров индикаторным нутромером, технику измерения освоить нетрудно. Точность измерений индикаторным нутромером значительно выше, чем микрометрическим.

Индикаторный нутромер незаменим при измерении диаметров цилиндров двигателей, его коренных подшипников, диаметров отверстий верхней и нижней головок шатуна и т. д. Пределы измерения индикаторных нутро-

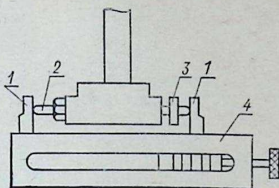


Рис. 48. Настройка индикаторного нутромера.

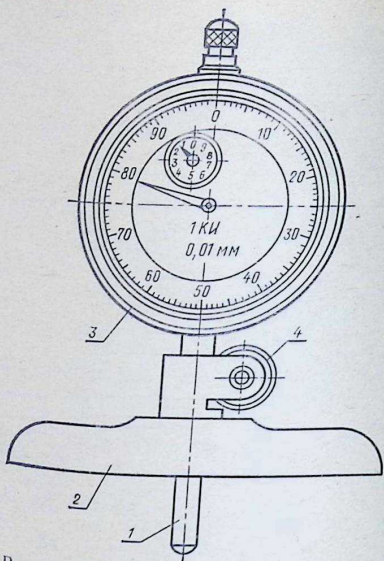


Рис. 49. Индикаторный глубиномер.

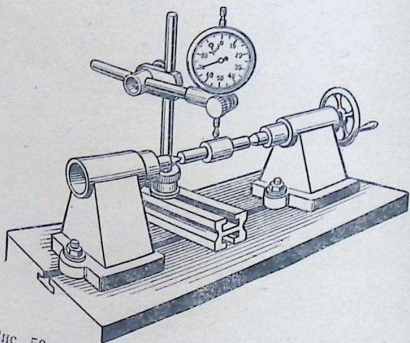


Рис. 50. Контроль индикатором радиального биения.

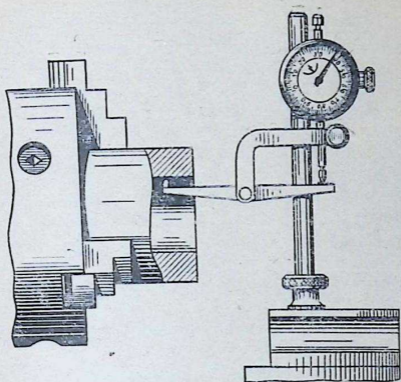


Рис. 51. Контроль радиального биения с помощью прямого рычага.

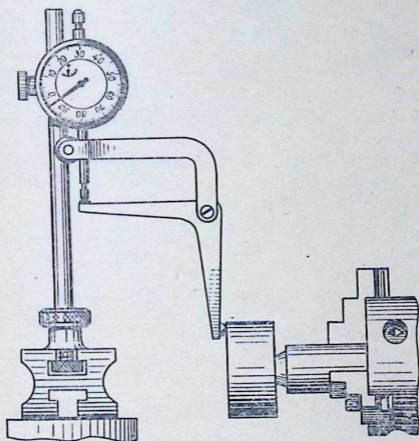


Рис. 52. Контроль торцового биения с помощью углового рычага.

меров: 6...10, 10...18, 18...35, 35...50, 50...100, 100...160, 160...250, 250...450, 450...700 и 700...1000 мм.

Индикаторный глубиномер (рис. 49) состоит из основания 2 с нижней измерительной поверхностью, индикатора 3 и сменного измерительного стержня 1. Набор таких стержней позволяет проводить глубиномером измерения в пределах 0...100 мм.

Глубиномер с диапазоном измерений 0...10 мм устанавливают на нуль на плите. Для этого глубиномер помещают основанием на плите, а индикатор передвигают во втулке до тех пор, пока маленькая стрелка не встанет против цифры 10. В этом положении индикатор закрепляют стопорным винтом 4, а нуль шкалы совмещают с большой стрелкой. Отклонение от базового размера 10 мм будет в этом случае абсолютным размером измеряемой глубины.

Если измеряют глубину больше 10 мм, для установки на нуль используют две концевые меры или два блока концевых мер одинакового размера. Размер их должен равняться нижнему пределу измерения глубиномера с данным измерительным стержнем.

Индикатором в сочетании с универсальной стойкой (рис. 50) можно определять радиальное и торцовое биение, отклонения от прямолинейности и другие отклонения формы и расположения поверхностей. При измерении биения стержень индикатора располагают перпендикулярно к измеряемой поверхности и обеспечивают запас хода в один-два оборота стрелки. Провернув деталь, определяют биение по разности отсчетов двух крайних положений стрелки.

Для измерения биения в труднодоступных местах индикатором часового типа применяют равноплечие прямые (рис. 51) и угловые рычаги (рис. 52).

§ 42. Рычажно-механические приборы

Рычажно-механические приборы с точностью отсчета до 0,001 мм просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Они нашли широкое применение на машиностроительных заводах и в ремонтных предприятиях.

Миниметр. Измерительный стержень 1 (рис. 53) миниметра кончается ножом, упирающимся в основную ре-гулируемую призму 2, к которой присоединена стрелка 4. При перемещении измерительного стержня призма по-

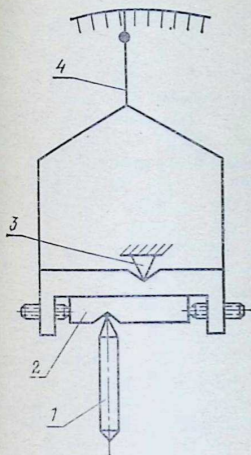


Рис. 53. Принципиальная схема миниметра.

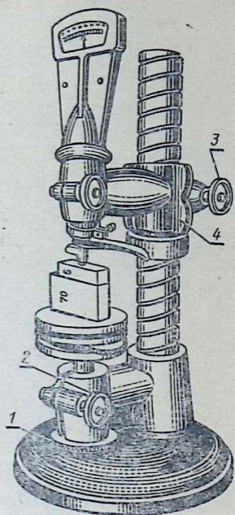


Рис. 54. Миниметр со стойкой.

ворачивается вокруг опоры 3, выполненной в виде самоустанавливающегося ножа.

Миниметр, как и индикатор, имеет одну измерительную поверхность — измерительный наконечник, поэтому его используют в сочетании с другими приборами или приспособлениями, наиболее часто — со стойкой (рис. 54). На размер миниметр устанавливают по концевым мерам длины. Вначале блок концевых мер, размер которого равен номинальному размеру измеряемой детали, размещают на столике, затем кронштейн 4 с миниметром опускают почти до соприкосновения измерительного наконечника с блоком концевых мер. В таком положении кронштейн закрепляют стопорным винтом 3. После этого, вращая винт 1 микрометрической подачи, поднимают стол до тех пор, пока наконечник миниметра не соприкоснется с блоком концевых мер и стрелка минимет-

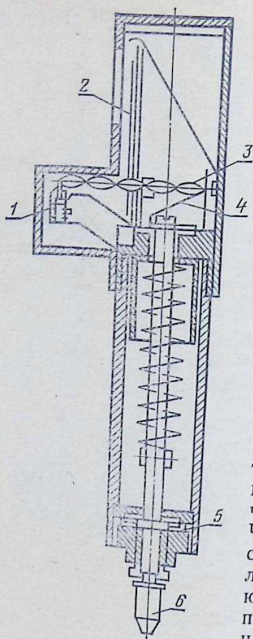


Рис. 55. Схема микрокатора.

ра не совместится с нулевой шкалы. Добившись этого, сдвигают стол винтом 2. Так как шкала миниметра имеет 10 делений, пределы измерения одной установки составляют $\pm 0,3$, $\pm 0,15$, $\pm 0,06$ и $\pm 0,03$ мм (в зависимости от его точности). Предел измерения миниметром со стойкой равен 150 мм. Миниметры изготавливались с точностью отсчета 0,01; 0,005; 0,002 и 0,001 мм. Выпуск их прекращен, и они заменяются более точными и надежными приборами, например микрокаторами.

Микрокатор (пружинный миниметр). Измерительный стержень 6 (рис. 55) микрокатора подвешен на пружинящем диске 5 и горизонтальной части пружинного угольника 4. Чувствительная пружина 3 скручена за середину так, что левая и правая части образуют спирали различного направления. Один конец пружины регулировочными винтами 1 привернут к корпусу прибора, другой — к вертикальной части пружинного угольника. К средней части чувствительной пружины прикреплена стрелка 2. При перемещении стержня 6 вниз или вверх пружинный угольник поворачивается и растягивает или сжимает чувствительную пружину; стрелка при этом отклоняется.

Все подвижные части этого прибора скреплены между собой, зазоры в соединениях отсутствуют, поэтому прибор обладает высокой чувствительностью. Микрокаторы выпускают с ценой деления 0,1; 0,2; 0,5; 1; 2; 5; 10 мкм и с пределами измерения ± 30 делений шкалы. Микрокатор, как и миниметр, используют только в сочетании с другими приборами и приспособлениями.

Рычажные скобы бывают шести типоразмеров. Рычажные скобы изготавливают с пределами измерения 0...25, 25...50, 50...75 и 75...100 мм (цена деления шкалы 0,002 мм) и 100...125 и 125...150 мм (цена деления шкалы 0,005 мм).

Подвижная пятка 1 (рис. 56) рычажной скобы передает движение рычагу 2, большое плечо которого заканчивается зубчатым сектором. Сектор, поворачиваясь, вращает трибку 4, на оси которой укреплена стрелка. Скобу настраивают по концевым мерам. Для этого снимают защитный колпачок 6, ослабляют стопорный винт 5 и, вставив между измерительными поверхностями блок плиток, размер которого равен номинальному размеру измеряемой детали, вращают винт 7 микрометрической подачи до тех пор, пока стрелка прибора не встанет на нулевой штрих шкалы. В этом положении завертывают стопорный винт и надевают защитный колпачок.

При установке измеряемой детали между пятками скобы следует пользоваться отводкой 3, которая позволяет отклонять подвижную пятку, что уменьшает износ измерительных поверхностей.

При перестройке на новый размер рычажную скобу надо заново настраивать по концевым мерам.

Рычажный микрометр (рис. 57) не имеет этого недостатка. При измерении барабан 5 микрометра вращают до тех пор, пока стрелка 1 рычажного механизма не встанет на нуль. Затем продолжают вращать барабан до совпадения ближайшего штриха шкалы барабана со штрихом на стебле 7. К полученному по микрометру показанию прибавляют размер отклонения от нуля стрелки рычажного механизма со своим знаком.

При измерении партии одинаковых деталей рычажным микрометром можно пользоваться как скобой. Для этого его настраивают на номинальный размер, а по шкале отсчитывают отклонения от номинального размера. Указатели 9 границ поля допуска облегчают работу контролера. Отвернув крышку 8, устанавливают обе стрелки специальным ключом по верхнему и нижнему отклонениям размера. Деталь будет годной, если стрелка при измерении остановится между указателями.

Чтобы настроить прибор на нуль, следует вставить между измерительными пятками 2 и 3 установочную ме-

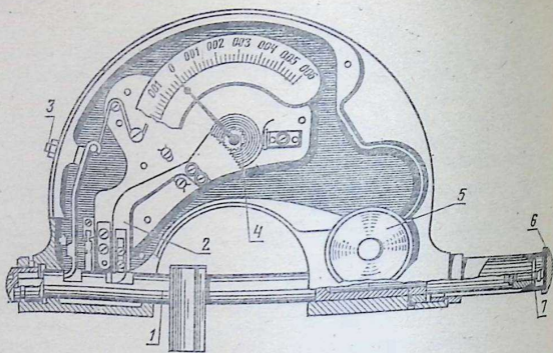


Рис. 56. Рычажная скоба.

ру и вращать барабан 5 до тех пор, пока стрелка 1 микрометра не совпадет с нулем. В этом положении микрометрический винт фиксируют стопором 4. Отвернув колпачок 6 и освободив барабан, поворачивают его до совмещения нулевого штриха барабана с продольной риской на стебле 7. После этого, закручивая колпачок, закрепляют барабан. Точность настройки проверяют по установочной мере.

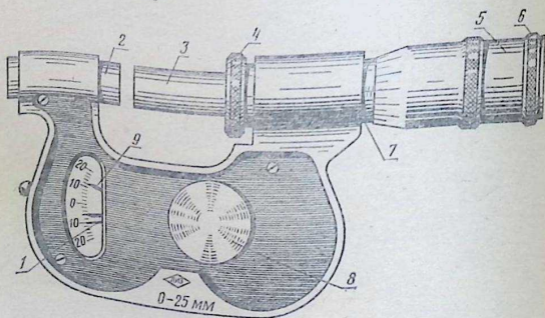


Рис. 57. Рычажный микрометр.

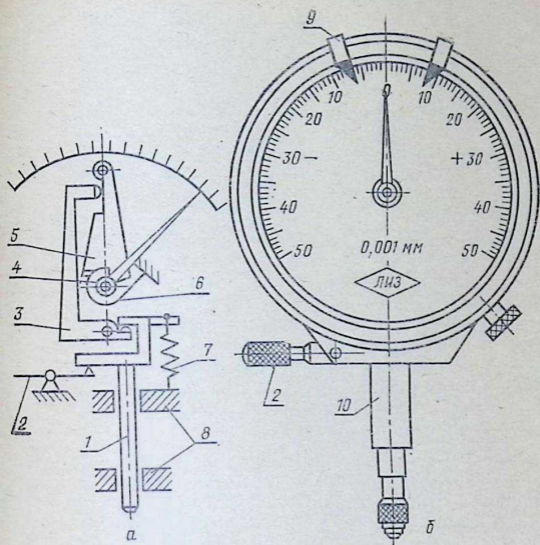


Рис. 58. Рычажно-зубчатая измерительная головка ИГ:

а — схема; б — внешний вид.

Рычажно-зубчатая измерительная головка 1 ИГ.
 В этой головке используется механизм с двумя рычажными и одной зубчатой передачей (рис. 58). Перемещение измерительного стержня 1 вызывает поворот рычага 3, который своим длинным плечом воздействует возле оси на рычаг 5, заканчивающийся зубчатым сектором. Поворот рычага 5 вызывает перемещение стрелки, сидящей на одной оси с зубчатым колесом (трибкой) 4, которое находится в зацеплении с зубчатым сектором. Спиральная пружина 6 выбирает мертвый ход, обеспечивая постоянный контакт в зубчатой передаче и между рычагами. Пружина 7, соединяющая измерительный стержень 1 с корпусом 8, обеспечивает необходимое измерительное усилие. Рычаг 2 служит арретиром и обеспечивает отвод измерительного стержня при установке

прибора для измерения. На шкале головки имеются два переставляемых указателя 9 границ допуска. Присоединительной частью головки является гильза 10.

§ 43. Оптико-механические и оптические приборы

Стремление увеличить с целью повышения точности отсчета длинное плечо рычага без увеличения габаритов и массы прибора привело к использованию в некоторых случаях оптического плеча. Наиболее распространенным оптико-механическим прибором является оптиметр.

Измерительная головка оптиметра представляет собой Г-образную трубку, с одного конца которой находится окуляр, а с другого конца — измерительный стержень (рис. 59). Измерительный стержень 1 заканчивается вправленным в него закаленным шариком, который упирается в зеркало 10 оптиметра, укрепленное на шарнире 11. Зеркало пружинной 2 постоянно прижимается к измерительному стержню (измерительное усилие составляет 2 Н).

Свет от внешнего источника 7 с помощью бокового зеркала 6 направляется в щель, где освещает шкалу 5 прибора. Отражение шкалы через систему призм 8 и линз 9 направляется на нижнее зеркало 10, находящееся в контакте с измерительным стержнем, и от него направляется в окуляр 3. Перемещение измерительного стержня приводит к повороту зеркала, а следовательно, к перемещению отражения 4, видимого в окуляр.

Шкала прибора неподвижна и в окуляр невидима, перемещается только отражение шкалы в зависимости от положения измерительного стержня и нижнего зеркала.

Положение отраженной шкалы определяется относительно указателя в форме треугольника со стрелкой, расположенного в центре видимого в окуляр поля. При перемещении измерительного стержня отражение шкалы перемещается относительно указателя вверх или вниз.

Цена деления оптиметра 0,001 мм, предел показаний прибора ± 100 делений, или $\pm 0,1$ мм.

Головка оптиметра может использоваться только в сочетании с тяжелой стойкой. В зависимости от конструкции стойки различают вертикальный и горизонтальный оптиметры.

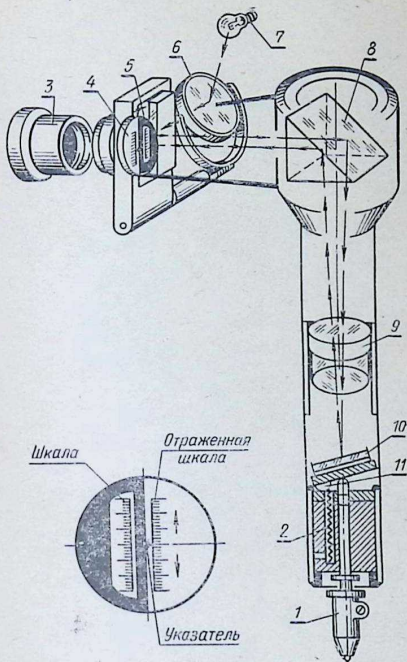


Рис. 59. Измерительная головка оптиметра.

Настройка вертикального оптиметра аналогична настройке миниметра, который также используется с тяжелой стойкой.

Горизонтальный оптиметр более универсален и может использоваться как для наружных, так и для внутренних измерений. К массивному основанию 1 (рис. 60) прикреплена направляющая 2, на которой установлены передвижные кронштейны 3, фиксируемые в нужном положении стопорными винтами. На левом кронштейне закреплена пиноль 5 с микровинтом 4, перемещающим

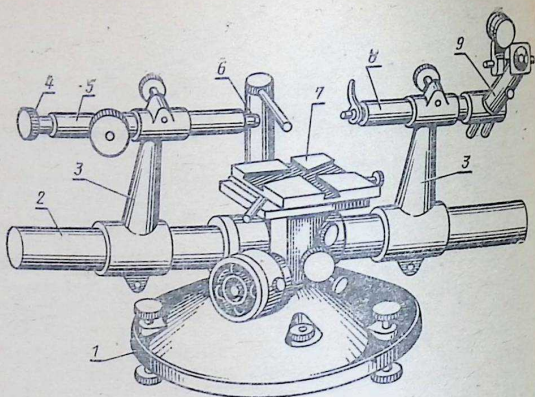


Рис. 60. Горизонтальный оптиметр.

стержень со сменным наконечником 6, торец которого является одной из измерительных поверхностей. На правом кронштейне закреплена измерительная головка оптиметра, трубка 8 которого служит для соединения с кронштейном. Оптическое устройство 9 устанавливается под углом, удобным для производства измерений. Второй измерительный стержень головки оптиметра является второй измерительной поверхностью. При измерении наружных размеров блок концевых мер, необходимых для настройки, устанавливают на предметный столик 7, помещенный на основание 1. В процессе измерения на предметный столик устанавливают измеряемую деталь.

Для измерения внутренних размеров горизонтальный оптиметр снабжается специальными рычажными приспособлениями — измерительными дугами (рис. 61). Конец 1 рычага соприкасается с измерительной поверхностью прибора, а конец 2 является измерительным наконечником дуги. Установка на нуль осуществляется или по калибру, или по блоку концевых мер с боковичками скрепленными струбциной.

Инструментальные микроскопы предназначены для измерений углов и линейных размеров резьбовых калибров, метчиков, резьбовых фрез, шаблонов, фасонных

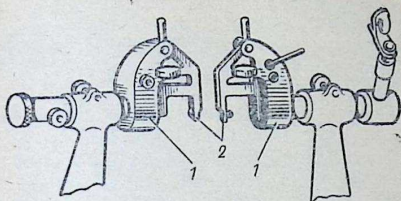


Рис. 61. Дуги для внутренних измерений.

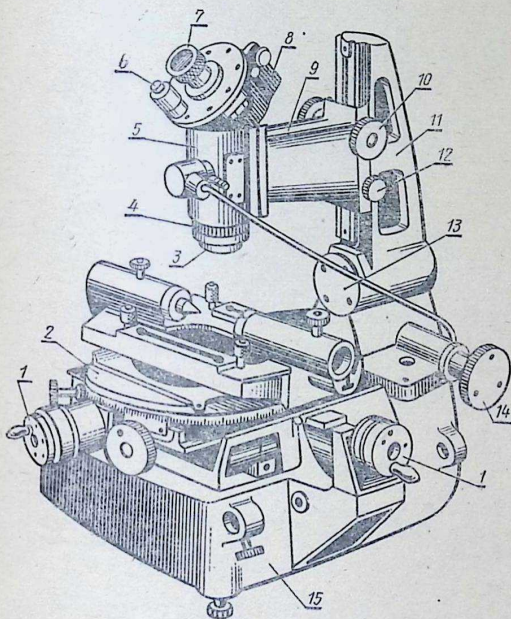


Рис. 62. Инструментальный микроскоп типа БМИ.

резцов и др. Малый инструментальный микроскоп (ММИ) имеет устройство, аналогичное большому инструментальному микроскопу (БМИ), но меньшую точность и меньший предел измерений.

На литом чугунном основании 15 (рис. 62) имеются направляющие, по которым на шариковых опорах перемещается в двух взаимно перпендикулярных направлениях стол 2. Перемещение стола осуществляют двумя микрометрическими винтами 1 в пределах 0...25 мм. Вставляя между концом микровинта и измерительным упором стола микроскопа концевую меру необходимого размера, предел измерения в продольном направлении увеличивают до 75 мм у ММИ и до 150 мм у БМИ.

Верхняя часть стола с предметным стеклом может поворачиваться относительно основания с целью совмещения линии измерения с направлением продольного и поперечного перемещения стола.

К основанию микроскопа на оси 13 крепится стойка 11, по которой перемещается кронштейн 9 с прикрепленным к нему тубусом 5. Стойка 11 при помощи маховичка 14 может наклоняться вокруг оси 13 в обе стороны на угол до $12,5^\circ$, что необходимо при измерении резьб.

Фокусирование микроскопа осуществляют маховичком 10, перемещающим вверх или вниз кронштейн 9. После грубой настройки кронштейн стопорят винтом 12. Точную настройку производят рифленным кольцом 4, при вращении которого тубус передвигается по направляющим относительно кронштейна. В нижней части тубуса установлен объектив 3, в верхней части — сменная окулярная угломерная головка ОГУ-21 с визирным окуляром 7 и отсчетным микроскопом 6. Вместо нее можно устанавливать или головку двойного изображения ОГУ-22 или окулярную револьверную (профильную) головку ОГР-23, которые поставляют по дополнительному заказу. Все эти головки дают десятикратное увеличение изображения измеряемой детали. В комплекте микроскопа имеется проекционная насадка типа НП-7, на экране которой можно получить изображение, наблюдаемое в окуляре. Крепят насадку в отверстии прилива 8.

Принцип измерения с помощью инструментальных микроскопов заключается в следующем. Одну из пунктирных линий окулярной головки совмещают с краем

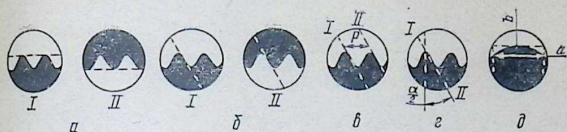


Рис. 63. Примеры измерений инструментальным микроскопом.

поверхности детали и записывают показание микрометрического устройства, затем эту же линию совмещают с другим краем измеряемой поверхности и записывают второе показание. Разность показаний будет равна измеренной величине. Деталь, закрепленная на столе или в центрах, в процессе измерения углов остается неподвижной или, как при измерении линейных размеров, перемещается со столом относительно тубуса.

На рисунке 63 приведены примеры измерения параметров резьбы с помощью инструментального микроскопа. При измерениях наружного, внутреннего и среднего диаметров пунктирную линию совмещают с соответствующим краем детали выступами (рис. 63, а) или впадинами, боковой стороной витка (рис. 63, б), т. е. приводят в положение I. Затем, перемещая стол в поперечном направлении, переводят пунктирную линию в положение II. Разность показаний микрометрического устройства поперечной подачи в положениях I и II будет равна измеряемому диаметру. Необходимо отметить, что при измерении среднего диаметра тубус должен быть наклонен на угол подъема резьбы с тем, чтобы оба края профиля резьбы были видны резко.

При измерении шага резьбы (рис. 63, в) пунктирную линию сначала совмещают с одной из сторон профиля резьбы (положение I) и записывают показание микрометрического устройства продольной подачи. Затем пунктирную линию совмещают с такой же (левой или правой) стороной следующего витка или с такой же стороной n -го витка (положение II). Разность показаний микрометрического винта продольной подачи будет равна шагу либо шаг может быть определен делением разности показаний на n .

Угол профиля резьбы измеряют отдельно для левой и правой сторон профиля, т. е. определяют $\alpha/2$ (лев)

и $a/2$ (прав). Для этого вращением штриховой стеклянной пластинки окулярной головки пунктирную линию ставят в положение, перпендикулярное оси резьбы, и записывают показание угла на отсчетном микрокопее (рис. 63, г). Затем эту же пунктирную линию совмещают с краем профиля резьбы. Разность показаний будет равна половине угла профиля $a/2$.

С помощью инструментального микроскопа можно также измерять радиусы окружности деталей сложной формы косвенным методом. Для этого измеряют длину хорды a и высоту сегмента b (рис. 63, д). Радиус определяют по формуле

$$R = \frac{b}{2} + \frac{a^2}{8b}. \quad (56)$$

Приведенные примеры показывают большие возможности инструментальных микроскопов при измерениях деталей сложной формы бесконтактным методом.

§ 44. Пневматические приборы

Пневматические приборы служат для относительных измерений деталей высокой точности. С их помощью проводят контроль, измерения и сортировку по размерным группам деталей шатунно-поршневой группы, плунжерных пар, гидравлических систем и др.

Преимущества пневматических приборов: большое передаточное отношение, легко регулируемое в широких пределах; возможность измерять легко деформируемые детали, так как измерение производится бесконтактным методом; быстрота измерений; возможность работать в режиме измерения и в режиме контроля. К недостаткам этих приборов относятся необходимость настройки на каждый измеряемый размер, необходимость в подводе сжатого воздуха, сравнительно большие размеры. Кроме того, инерционность показаний и влияние шероховатости поверхности контролируемой детали снижают точность измерений. Эти свойства и определяют сферу применения приборов в ремонтном производстве: специализированные мастерские и цехи ремонтных заводов, цехи по централизованному восстановлению деталей.

Универсальные пневматические измерительные приборы применяются трех типов: 1) манометрические при-

боры низкого (до 500 гПа) давления; 2) ротаметрические приборы высокого (более 500 гПа) давления; 3) сильфонные приборы.

Принцип действия приборов низкого давления основан на использовании перепада давления воздуха. Прибор низкого давления (рис. 64) состоит из цилиндрического баллона 1, заполненного водой и сообщающегося с атмосферой, и вставленной в него закрытой в верхней части трубки 2. Через отверстие 3 воздух подается в трубку 2, а через отверстие 4 поступает в измерительную камеру 6. Избыток воздуха свободно выходит из трубки 2 через нижний конец, поэтому внутри трубки поддерживается постоянное давление, определяемое высотой H столба воды в баллоне 1.

Воздух из трубки 2 попадает в камеру 6 через калиброванное отверстие 5 с постоянной площадью сечения F_1 , а выходит через сообщающееся с атмосферой измерительное сопло 7 с площадью сечения F_2 . Давление в камере 6, зависящее от соотношения площадей F_1 и F_2 , измеряется водяным манометром 9, выполненным в виде стеклянной трубки с делениями, соединенным с камерой 6 и баллоном 1.

Изменение зазора S между измерительным соплом 7 и измеряемой деталью 8 сразу же приводит к изменению давления в камере 6, а следовательно, к изменению разности давлений h в камере 6 и в баллоне 1. Эта разность давлений приближенно может быть определена по формуле

$$h = \frac{H}{1 + \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}. \quad (57)$$

Передающее отношение может изменяться в пределах 600...10 000, цена деления — от 0,001 до 0,0005 мм.

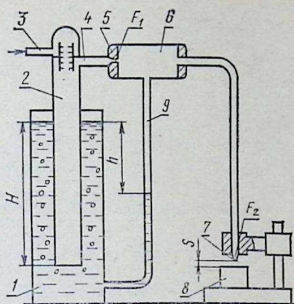


Рис. 64. Схема пневматического прибора низкого давления.

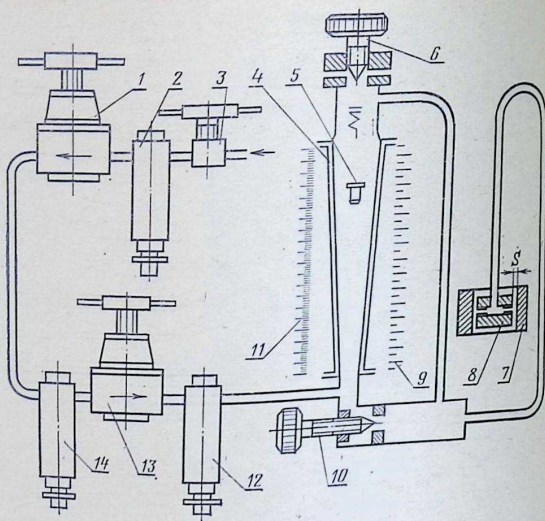


Рис. 65. Схема пневматического прибора высокого давления.

При использовании приборов такого типа для одновременного измерения нескольких размеров число водяных манометров должно быть равно числу измеряемых размеров.

В приборах высокого давления (рис. 65) основной частью является ротаметр, который представляет собой коническую стеклянную трубку 4, укрепленную широким концом вверх, и находящийся внутри нее поплавок 5. Проходящая снизу струя воздуха поддерживает поплавок во взвешенном состоянии.

Чем больше зазор S между измерительными соплами калибра 8 и поверхностью измеряемой детали 7, тем больше расход воздуха и его скорость в трубке ротаметра, тем выше поднимается поплавок. Отсчет показаний ведется по отсчетной шкале 9, закрепленной рядом с трубкой 4, указателем является верхний край поплавка. Для установки прибора на нуль необходима также равномерная шкала 11.

Поскольку точность измерения зависит от постоянства давления воздуха, в схему прибора входят вентиль 3, стабилизатор давления (редуктор) 1, редуктор-фиксатор 13 и отстойник 12. Очистка воздуха от пыли и масла осуществляется фильтрами 2 и 14. Игольчатые вентили 6 и 10 предназначены для установки прибора на нуль и для изменения передаточного отношения в пределах 2000....30 000. Цена деления может изменяться от 0,002 до 0,0002 мм.

Сильфонные приборы, основой которых является сильфон — сосуд с гибкими, растягивающимися стенками, изменяющий свою длину с изменением давления, — применяются как непосредственно для измерения давления, так и в качестве пневматических датчиков в автоматических устройствах (см. § 46).

§ 45. Электрифицированные приборы для измерения и контроля линейных размеров

Среди электрифицированных приборов наибольшее распространение получили электроконтактные и индуктивные датчики. Электроконтактные датчики могут быть в зависимости от числа контактов одно-, двух- и многопредельными. Наиболее универсальным, предназначенным для измерений и контроля размеров, является шкальный двухпредельный рычажный электроконтактный датчик модели 228.

Измерительный стержень 8 (рис. 66) со съемным наконечником 1 перемещается в корпусе 4 и возвращается в исходное положение пружиной 6, создающей измерительное усилие. Гайка 2 микроподачи служит для перемещения стержня при настройке датчика. От проворачивания стержень удерживается хомутиком 3, перемещающимся по направляющему штифту 15, параллельному измерительному стержню. Индикатор в верхней части корпуса крепится с помощью винта 9. Измерительный наконечник индикатора упирается в верхний торец измерительного стержня датчика. Индикатор используется при настройке датчика для внесения поправок на отклонения размеров настроечных образцов от требующихся предельных размеров детали.

Рычаг 10 с электроконтактами К1 и К2 с помощью крестообразной пружины крепится к планке 12, изготовленной из диэлектрического материала. В эту же план-

ку ввернуты винты 14, контакты которых К3 и К4 расположены против контактов рычага 10. С наружной стороны на винтах 14 закреплены микрометрические барабаны 11 и 13 с ценой деления 0,002 мм, служащие для поднастройки датчика.

Перемещение измерительного стержня 8 хомутиком 7 с пластинкой из твердого сплава передается на корундовый штифт 5, являющийся малым плечом рычага 10, и вызывает угловое отклонение этого рычага и замыкание или размыкание контактов.

С целью повышения надежности прибора контакты выполнены из сплавов повышенной электроэрозионной стойкости, а ток подается невысокого напряжения (от

8 до 12 В) и малой силы (от 0,1 до 0,2 мА). Сигналы от датчика усиливаются электронным реле модели 238.

Электроконтактный датчик настраивают по концевым мерам или специальным калибром вращением гайки 2 микроподачи измерительного стержня 8 и через барабаны микрометрической подачи 11 и 13 винтов 14 с контактами К3 и К4. Погрешность срабатывания электроконтактных датчиков находится в пределах $\pm (0,5 \div 1)$ мкм.

Принцип действия контактного безрычажного дифференциального индуктивного прибора с малым ходом можно уяснить из схемы (рис. 67). Перемещение измерительного стержня 2 в зависимости от размеров конт-

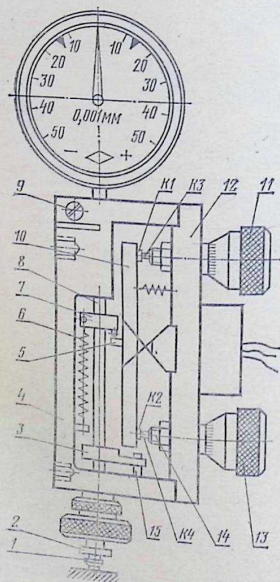


Рис. 66. Электроконтактный датчик модели 228.

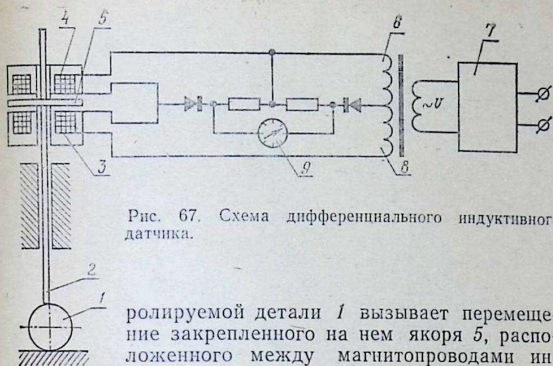


Рис. 67. Схема дифференциального индуктивного датчика.

ролируемой детали 1 вызывает перемещение закрепленного на нем якоря 5, расположенного между магнитопроводами индуктивных катушек 3 и 4. Изменение зазоров между катушками и якорем вызывает увеличение индуктивного сопротивления в одной из них и уменьшение — в другой. Нарушение равновесия моста, образованного катушками 3 и 4 и резисторами 6 и 8, вызывает появление тока, сила которого фиксируется отсчетным прибором 9, включенным в диагональ моста через фазочувствительный выпрямитель. Питание прибора осуществляется от стабилизированного генератора 7 звуковой частоты.

Серийно выпускаются транзисторные индуктивные приборы моделей 207, 212 и 214 с ценой деления 0,02; 0,05; 0,2; 0,5; 2 мкм, а также с цифровыми устройствами, имеющими три регулируемых предела измерения с ценой деления 0,005; 0,05; 0,5 мкм. С целью повышения точности измерений и стабильности показаний осваивается выпуск индуктивных приборов с малогабаритными электронными блоками и питанием от батарей. Кроме того, имеется большое количество конструкций датчиков, используемых с другими типами электрических преобразователей линейных перемещений: емкостными, электронными, потенциометрическими, фоторезисторными и др. Электрические датчики широко применяются в многомерных измерительных приспособлениях и системах автоматического контроля, а также в приборах активного контроля.

§ 46. Автоматические средства контроля

Автоматические средства контроля выполняются в виде контрольно-сортировочных автоматов и полуавтоматов, в которых используются механические, электрические и пневматические датчики. В автоматах все операции по загрузке, транспортированию, ориентированию, контролю, сортировке осуществляются автоматически, в полуавтоматах часть операций выполняется вручную.

Примером чисто механического устройства может служить контрольно-сортировочный автомат с клиновидным калибром, изображенный на рисунке 68. Контролируемые шарики из бункера 1 попадают на две линейки 3, образующие расширяющуюся щель.

Шарик под действием силы тяжести катится по линейкам до того места, где щель между линейками равна

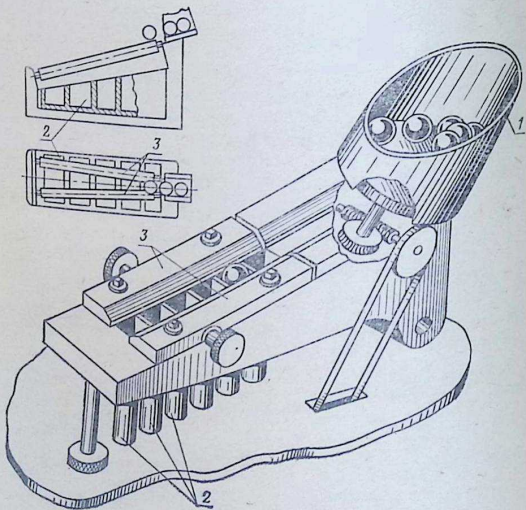


Рис. 68. Контрольно-сортировочный автомат.

его диаметру; там он проваливается, попадая в один из пяти отсеков 2. В течение часа автомат в состоянии рассортировать по размерам на пять групп 9 тыс. шариков. Допуск на размер в пределах группы можно регулировать от 2 до 5 мкм.

Схема автомата с электроконтактным датчиком приведена на рисунке 69. Контролируемая деталь 1 из бункера 3 подается толкателем 2 под измерительный стержень электроконтактного датчика 4. Через некоторое время, необходимое для измерения, включается реле 5. Если деталь имеет размер меньше допустимого, нижний контакт замкнут, электромагнит 7 отпускает якорь и заслонка 8 под действием пружины 6 поднимается, как показано на рисунке. Деталь попадает в отсек, предназначенный для деталей, имеющих размер меньше допустимого (для валов — неисправимый брак). При этом зажигается сигнальная лампочка, обозначенная знаком минус. Если деталь имеет размер больше допустимого, то замыкается верхний контакт, срабатывает электромагнит 9, поднимается заслонка 10 первого отсека и зажигается лампочка, обозначенная знаком плюс. Если размер детали находится в пределах допуска, оба контакта остаются разомкнутыми, оба электромагнита удерживают заслонки в закрытом положении и деталь попадает в постоянно открытый отсек для годных деталей. В этом случае зажигается сигнальная лампочка, обозначенная буквой Г.

Пневматические датчики в автоматических устройствах могут использоваться непосредственно при наличии элементов пневмоавтоматики в исполнительных органах. Если же исполнительные органы приводятся в действие электрическим током, то применяют один из типов пневмоэлектроконтактных датчиков.

Принцип их действия можно проиллюстрировать на примере дифференциального пневмоэлектроконтактного сильфонного преобразователя, схема которого показана на рисунке 70. Воздух из магистрали под давлением p попадает в камеру 4, откуда через калиброванные отверстия 3 и 5 поступает в левую 10 и правую 8 камеры сильфона. Левая камера соединяется с атмосферой через сопло 2 с регулировочным винтом 1, правая камера — через измерительное сопло 6. При увеличении зазора S между соплом 6 и контролируемой деталью 7 давление в камере 8 падает и рычаг 9 замыкает контакт К2. При

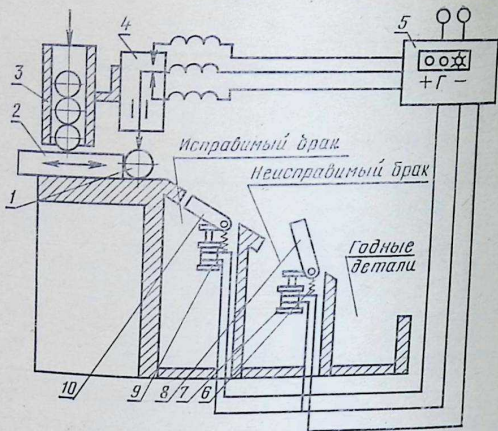


Рис. 69. Автомат с электроконтактным датчиком для контроля размеров валов.

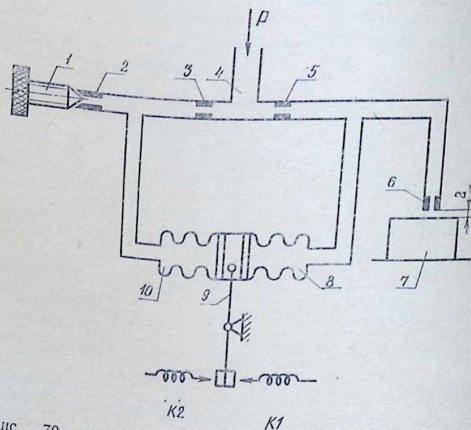


Рис. 70. Дифференциальный сифонный преобразователь пневмоэлектроконтактный.

уменьшении зазора S давление в камере δ увеличивается и рычаг 9 замыкает контакт $K1$.

Контролирующие и контрольно-сортировочные автоматы и полуавтоматы целесообразно использовать для изготавливаемых или восстанавливаемых деталей простой конфигурации, требующих 100%-ного контроля или сортировки на размерные группы.

§ 47. Средства активного контроля

Все рассмотренные выше средства измерения и контроля только фиксируют результат размерной обработки детали и не оказывают влияния на сам технологический процесс. В то же время появление брака, особенно на финишных операциях (шлифовальных, хонинговальных), приводит к большим убыткам, так как на изготовление таких сложных деталей, как блок цилиндров или коленчатый вал, уже затрачено много труда и средств. Чтобы избежать брака, на шлифовальных и хонинговальных станках используют устройства для контроля размеров деталей в процессе их обработки.

Контроль размеров деталей в процессе обработки может осуществляться прямым и косвенным методами. На рисунке 71, *а* показано механическое трехконтактное устройство, позволяющее измерять размер детали D прямым методом. Прибор показывает значение фактического размера между двумя (верхним и нижним) скользящими контактами, являющимися измерительными поверхностями. Боковой контакт настраивается таким образом, чтобы измерение производилось строго по диаметру. При косвенном методе контролируется не размер

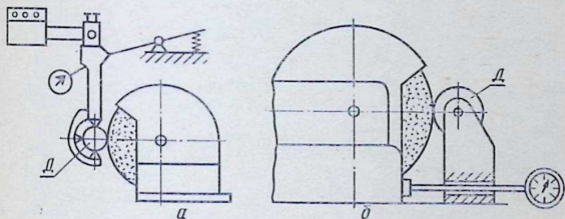


Рис. 71. Средства активного контроля:
а — прямым методом; *б* — косвенным методом.

непосредственно, а перемещение какой-либо части станка, связанной с режущим инструментом (рис. 71, б).

В процессе обработки по шкале прибора определяют, укладывается ли размер детали в поле допуска, и по мере необходимости вручную производят подналадку станка. Если заменить шкальный прибор, например электроиндуктивным датчиком, то можно вести обработку в автоматическом режиме; при достижении размером границы поля допуска станок автоматически выключается.

Для автоматической подналадки станка в процессе обработки по данным активного контроля используются более сложные устройства.

§ 48. Методы и средства измерения отклонений формы и расположения поверхностей

Контроль отклонений формы и расположения поверхностей в большинстве случаев производится как обычно универсальными средствами измерения, так и с использованием измерительных призм, центров и поверочных плит в качестве базы измерения. Так, если овальность шейки вала может быть определена измерением диаметра с помощью, например, микрометра в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, то огранку с нечетным числом граней можно определить только с помощью индикатора со стойкой, поместив деталь в призму (рис. 72). Разность показаний индикатора будет равна удвоенному значению огранки (2Δ).

Конусообразность, бочкообразность, седлообразность (корсетность) определяют измерением диаметров детали в нескольких сечениях, а изогнутость — с помощью индикатора со стойкой, при этом деталь устанавливают в центрах или на призмах и поворачивают вручную (рис. 73). Таким образом дифференцированно находят отклонения от цилиндрической формы. Прибора, определяющего комплексный показатель — отклонение от цилиндричности, пока не существует.

Отклонения плоских поверхностей контролируют с помощью поверочных линеек и плит. Обычно отклонение от плоскостности проверяют методом «на краску». Количественной оценкой плоскостности служит число пятен на единицу площади (как правило, квадрат 25×25 мм).

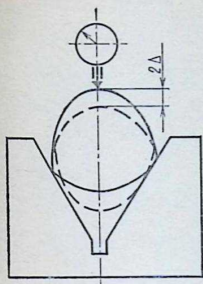


Рис. 72. Измерение огранки.

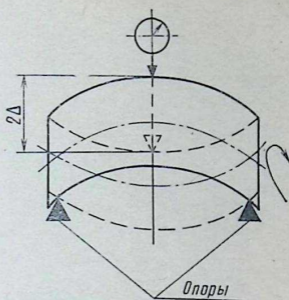


Рис. 73. Контроль изогнутости.

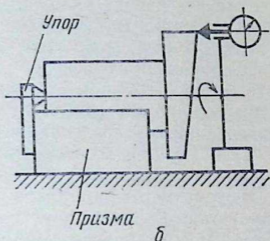
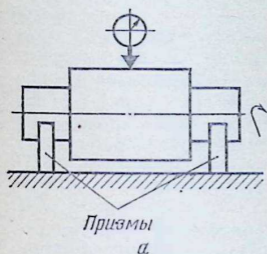


Рис. 74. Контроль радиального (а) и торцового (б) биения.

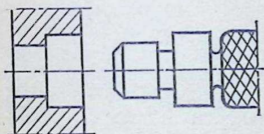


Рис. 75. Контроль отклонения от соосности калибром.

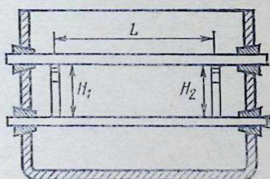


Рис. 76. Контроль отклонения от параллельности осей.

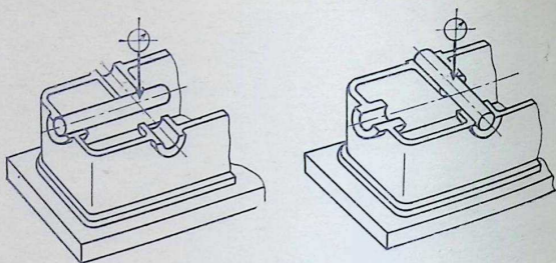


Рис. 77. Контроль отклонения от пересечения осей.

Радиальное и торцовое биение легко измерить индикатором, если деталь установлена в центрах (когда базой отсчета биения указана ось детали), или в призмах (когда надо найти биение одной цилиндрической поверхности относительно другой), как показано на рисунке 74.

Отклонение от соосности отверстий наиболее просто и надежно можно проконтролировать специальным проходным калибром (рис. 75). Его можно определить и универсальными средствами измерения, разработав методику измерения, соответствующую форме детали и ее измерительным базам.

Отклонение от параллельности осей чаще всего контролируют с помощью двух измерительных скалок, установленных в отверстия с помощью центрирующих конусов (рис. 76). Разность расстояний H_1 и H_2 между скалками на установленной длине L показывает значение отклонения.

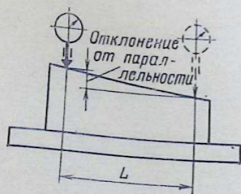


Рис. 78. Контроль отклонения от параллельных плоскостей.

Отклонение от пересечения осей также можно определять с помощью измерительных скалок и индикатора со стойкой (рис. 77).

Отклонение от параллельности плоскостей определяют на плите индикатором со стойкой как разность показаний индикатора на за-

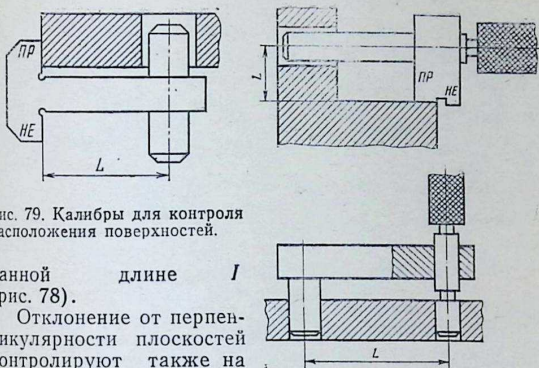


Рис. 79. Калибры для контроля расположения поверхностей.

данной длине I (рис. 78).

Отклонение от перпендикулярности плоскостей контролируют также на плите индикатором, но с применением угольника или призмы с поверхностью, перпендикулярной плите.

Более производительны и надежны для контроля отклонений расположения поверхностей специальные калибры, форма и конструкция которых определяются формой детали и видом контролируемого отклонения (рис. 79). Калибры целесообразно применять в специализированных ремонтных предприятиях при достаточно большой программе.

§ 49. Средства измерения шероховатости поверхности

Существующие средства измерения шероховатости или очень ненадежны и имеют большую погрешность, или достаточно сложны и используются только в лабораториях.

В производственных условиях для ориентировочной оценки шероховатости используют образцы шероховатости, которые визуально сравнивают с поверхностью детали. Сравнивать необходимо образцы, изготовленные тем же способом обработки, что и деталь, так как поверхности, имеющие одинаковую высоту шероховатости, но полученные разными способами (например, шлифованием и тонким точением), визуально отличаются друг от друга.

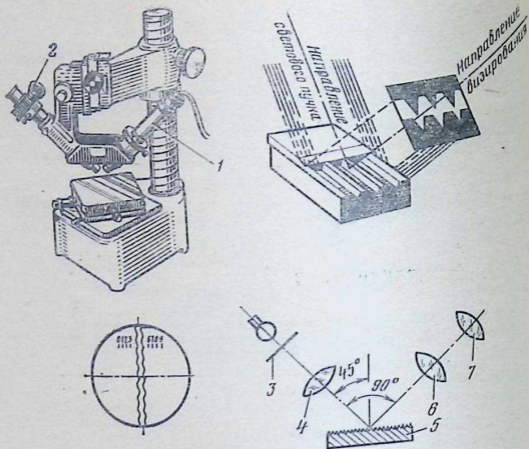


Рис. 80. Двойной микроскоп Линника МСS-11.

Шероховатость поверхностей с небольшими неровностями можно измерять или непосредственно на детали в лаборатории или методом реплик (отпечатков), полученных с поверхности детали и затем измеренных в лаборатории.

В лабораторных условиях шероховатость измеряют двойным микроскопом Линника МСS-11 (рис. 80). Из светительного микроскопа 1 под углом 45° к поверхности детали 5 через узкую щель 3 и объектив 4 падает пучок света. Линия пересечения световой полосы с поверхностью детали не является ровной, а копирует неровности поверхности в данном сечении. В увеличенном через объектив 6 и окуляр 7 виде размер неровностей определяют визуально с помощью окулярного микрометра 2 или фотонасадки.

Четыре сменных микрообъектива дают возможность увеличивать изображения от $87\times$ до $517\times$, погрешность измерения при этом колеблется в пределах от 7,5 до 24%. Наиболее существенным недостатком двойного микроскопа является небольшое поле зрения, поэтому

шероховатость измеряется не на всей базовой длине, а только на ее участках.

Наиболее совершенными приборами для измерения шероховатости являются профилографы-профилометры блочной конструкции, выпускаемые заводом «Калибр». Прибор состоит из унифицированных блоков (рис. 81, а): стойки с кареткой 5, универсального столика 2, датчика 3 (на коромысле которого закреплена алмазная игла), моторпривода 4, электронного блока с показывающим прибором 1 и записывающего прибора 6. При перемещении ошупывающей иглы по поверхности детали ее колебания преобразуются в изменения напряжения электрического тока индуктивным методом. Малая сила давления иглы на поверхность измеряемой детали позволяет измерять шероховатость без повреждения поверхности деталей из цветных металлов, пластмасс и других неметаллических материалов. Это качество прибора дает возможность широко применять метод реплик

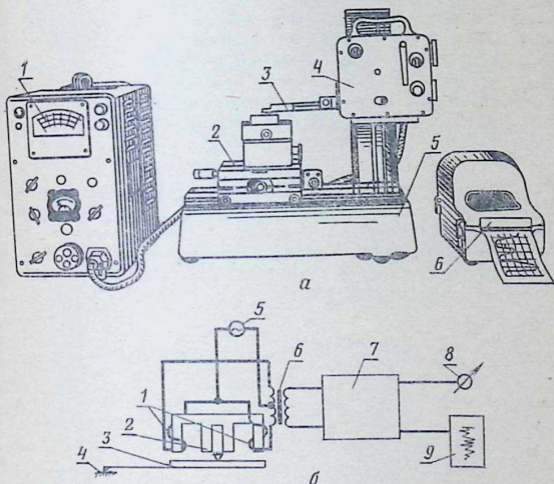


Рис. 81. Профилограф-профилометр блочной конструкции завода «Калибр».

(отпечатков) для измерения шероховатости поверхности в труднодоступных местах.

В магнитную систему датчика входят сдвоенный Ш-образный сердечник 2 (рис. 81, б) с двумя катушками 1 и пластина коромысла 3, соединенная с ощупывающей иглой 4. Катушки 1 датчика и две половины первичной обмотки дифференциального входного трансформатора 6 образуют балансный мост, который питается от генератора звуковой частоты 5. Колебания иглы, перемещающейся по измеряемой поверхности, приводят к колебаниям пластины коромысла относительно сердечника, что изменяет воздушный зазор между катушками датчика и пластиной коромысла. При этом изменяется напряжение на выходе дифференциального трансформатора, которое усиливается электронным блоком 7 и подается или на показывающий прибор 8 или на записывающий прибор 9.

Показывающий прибор оценивает шероховатость по параметру R_a при базовой длине от 0,08 до 2,5 мм. По профилограммам могут быть определены все параметры шероховатости, предусмотренные стандартом, хотя это требует больших затрат времени на их обработку. При записи профилограмм горизонтальное увеличение может быть до 4 тыс, а вертикальное увеличение — до 200 тыс. раз. Погрешность измерения не превышает $\pm 10\%$.

Кроме перечисленных, существуют самые разнообразные конструкции механических, оптических, электрических средств измерения шероховатости, но ввиду сложности пользования ими, малой надежности и очень больших погрешностей при измерении широкого пространства они не получили.

Глава 10

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ



Гладкие цилиндрические соединения по назначению можно подразделить на три типа:

подвижные — со свободным взаимным перемещением деталей, обеспечиваемым гарантированным зазором;

неподвижные — в процессе работы которых отверстие и вал относительно не перемещаются, что обеспечивается гарантированным натягом или применением еще и дополнительных деталей (шпонок, стопорных винтов и т. д.);

переходные — в которых центрирование деталей обеспечивается наличием небольших зазоров или натягов, а взаимные перемещения предотвращаются применением дополнительных деталей.

В соответствии с этим необходимо иметь посадки с гарантированным зазором, посадки с гарантированным натягом и переходные посадки. Чтобы исключить произвол и обеспечить минимально необходимое, но достаточное число посадок в соответствии с эксплуатационными требованиями, разрабатываются системы допусков и посадок.

Системой допусков и посадок называется закономерно построенная совокупность допусков и посадок, оформленная в виде стандартов. Использование стандартных допусков и посадок обеспечивает взаимозаменяемость деталей и делает возможной стандартизацию режущего и измерительного инструмента. С 1981 года в СССР действует единая система допусков и посадок стран — членов СЭВ (ЕСДП СЭВ), разработанная в строгом соответствии с рекомендациями международной организации по стандартизации ИСО.

§ 50. Международная система допусков и посадок ИСО

Стандартами системы ИСО установлены допуски и посадки для диаметров до 3150 мм. Однако абсолютное большинство соединений в тракторах, автомобилях, сельскохозяйственных и гидромелиоративных машинах имеют размеры до 500 мм. Поэтому целесообразно более подробно рассмотреть систему допусков и посадок для этого интервала размеров.

Система допусков и посадок ИСО характеризуется следующими семью признаками.

Основание системы. Стандартами установлены две равноправные системы посадок: система отверстия и система вала.

В системе отверстия отверстие является основной деталью и независимо от посадки обрабатывается под номинальный размер (с допуском в тело детали), а различные посадки получают путем изменения предельных размеров вала (рис. 82, а).

В системе вала вал является основной деталью и независимо от посадки обрабатывается под номинальный размер (с допуском в тело вала), а различные посадки получают путем изменения предельных размеров отверстия (рис. 82, б).

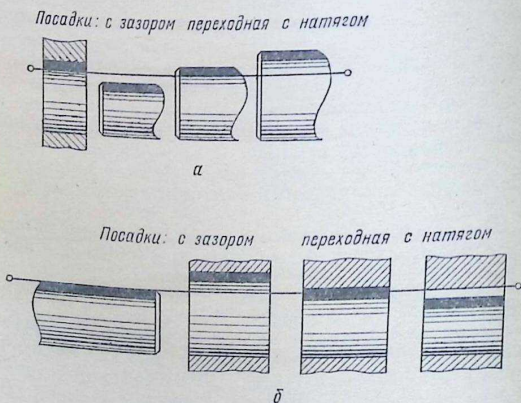


Рис. 82. Расположение полей допусков различных посадок:
а — в системе отверстия; б — в системе вала.

нальный размер (с допуском в тело детали), а различные посадки получаются путем изменения предельных размеров отверстия (рис. 82, б).

Расположение поля допуска основной детали. В системе допусков и посадок ИСО принято одностороннее предельное расположение поля допуска основной детали относительно номинального размера сопряжения. Поэтому если допуски заданы в системе отверстия, то нижнее отклонение отверстия всегда будет равно нулю ($EI=0$), а если допуски заданы в системе вала, то верхнее отклонение вала всегда будет равно нулю ($es=0$) независимо от посадки (рис. 82).

Одностороннее расположение полей допусков основной детали имеет ряд преимуществ по сравнению с симметричным расположением, принятым в некоторых странах. Главным преимуществом является возможность использования в одном сопряжении вала и отверстия разной точности изготовления. При этом характер соединений деталей остается без изменения. Симметричное же расположение поля допуска основной детали при использовании в одном сопряжении вала и отверстия разной точности приводит к искажению посадки, то есть к значительному изменению зазоров или натягов (рис. 83).

Единица допуска. Производственный опыт показывает, что при прочих равных условиях с увеличением диаметра усложняется достижение заданной точности изготовления. Другими словами, погрешности обработки возрастают с увеличением диаметра. Это было известно давно, однако потребовались специальные исследования

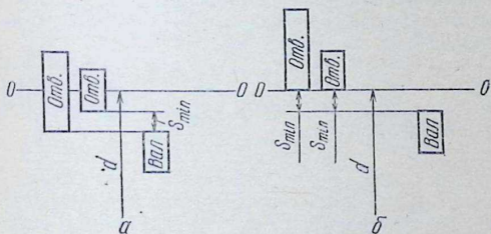


Рис. 83. Симметричное (а) и асимметричное (б) расположение поля допуска основной детали.

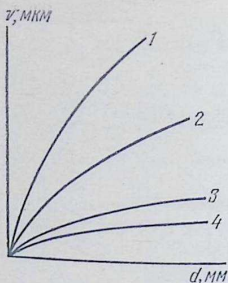


Рис. 84. Зависимость поля рассеяния от диаметра детали при разных способах обработки.

зависимость погрешностей обработки от диаметра d на существующем оборудовании. Анализ полученных зависимостей 1, 2, 3, 4 показал, что поля рассеяния различны для разных способов обработки. Например, для одного и того же диаметра поле рассеяния при тонкой обработке будет значительно больше, чем при тонком шлифовании. Однако для всех способов обработки характер кривых, а следовательно, и зависимость поля рассеяния от диаметра подчиняются определенной закономерности, которая аналитически выражается следующим образом:

$$v = C \sqrt[x]{d},$$

причем величина x изменяется в пределах 2,5...3,5, а коэффициент C для шлифованных валов приблизительно равен 0,0005.

Эти данные легли в основу построения системы допусков и посадок, где зависимость допуска от диаметра выражается так называемой единицей допуска i (в мкм), которая равна

$$i = 0,45 \sqrt[3]{d_{\text{ср}}} + 0,001 d_{\text{ср}}, \quad (58)$$

где $d_{\text{ср}}$ (в мм) — среднее геометрическое граничных значений диаметра в интервале, определяемое по формуле

$$d_{\text{ср}} = \sqrt{d_{\text{max}} d_{\text{min}}}. \quad (59)$$

Линейный член в формуле единицы допуска учитывает влияние погрешностей измерения и температурных погрешностей.

Единица допуска используется как сравнительный масштаб, характеризующий сложность изготовления детали в зависимости от ее диаметра.

Интервалы диаметров. Так как зависимость между допуском и диаметром установлена, казалось бы, можно определить допуск для любого диаметра или по крайней мере для любого из нормальных диаметров в диапазоне от 1 до 500 мм. Однако это потребовало бы составления очень громоздких таблиц, которыми неудобно пользоваться. Поскольку значение единицы допуска лишь приближенно отражает зависимость точности обработки от диаметра, определять допуск для каждого из диаметров нецелесообразно. Поэтому система допусков и посадок ИСО предусматривает 13 интервалов размеров (диаметров) от 1 до 500 мм, в пределах которых значение единицы допуска, а следовательно, и значения допусков устанавливаются постоянными (табл. 12).

Как видно из таблицы, интервалы растут вместе с размерами, составляя приближенно геометрическую прогрессию со знаменателем 1,5.

Ряды допусков (квалитеты). Допуски системы ИСО стандартизованы в виде 19 рядов, называемых квалитетами.

Квалитет — это совокупность допусков, изменяющихся в зависимости от номинального размера так, что уровень точности для всех номинальных размеров остается одинаковым.

Таким образом, квалитет характеризует сложность получения размера независимо от диаметра. Обозначаются квалитеты таким образом: $IT01$, $IT0$, $IT1$, $IT2$, $IT3$, ..., $IT16$, $IT17$. Значение допуска в каждом из квалитетов характеризуется постоянным числом единиц допуска a , называемым коэффициентом точности, и определяется по формуле

$$IT = ai. \quad (60)$$

Значения числа единиц допуска для квалитетов с $IT5$ по $IT17$ приведены в таблице 13.

Из таблицы видно, что число единиц допуска, а значит, и допуски увеличиваются при переходе от одного квалитета к другому по геометрической прогрессии со

Таблица 12. Значения единицы допуска для разных интервалов размеров

Интервал размеров, мм	Единица допуска, мкм
От 1 до 3	0,63
Св. 3 » 6	0,83
» 6 » 10	1,00
» 10 » 18	1,21
» 18 » 30	1,44
» 30 » 50	1,71
» 50 » 80	1,90
» 80 » 120	2,20
» 120 » 180	2,50
» 180 » 250	2,90
» 250 » 315	3,38
» 315 » 400	3,60
» 400 » 500	4,00

Таблица 13. Значения числа единиц допуска для квалитетов IT5...IT17

Квалитет	Число единиц допуска
IT5	7
IT6	10
IT7	16
IT8	25
IT9	40
IT10	64
IT11	100
IT12	160
IT13	250
IT14	400
IT15	640
IT16	1000
IT17	1600

знаменателем 1,6. Через каждые пять квалитетов, начиная с IT6, допуски увеличиваются в 10 раз; таким образом можно получить значения допусков более грубых квалитетов:

$$IT17 = 10 \cdot IT12 = 1600;$$

$$IT18 = 10 \cdot IT13 = 2500;$$

$$IT19 = 10 \cdot IT14 = 4000.$$

Такая система построения рядов допусков позволяет по известным номинальному размеру и допуску определить квалитеты, а следовательно, и сложность получения размера в заданном допуске.

Например, шейку коленчатого вала шлифуют под размер $85 \begin{matrix} -0,012 \\ -0,034 \end{matrix}$ мм. Допуск составляет 22 мкм, а единица допуска для диаметра 85 равна 2,2.

Определяем число единиц допуска

$$a = \frac{IT}{i} = \frac{22}{2,2} = 10,$$

что соответствует квалитету IT6.

Квалитеты включают допуски, назначаемые на сопрягаемые и несопрягаемые размеры, допуски калибров. Строгого разграничения областей применения различных

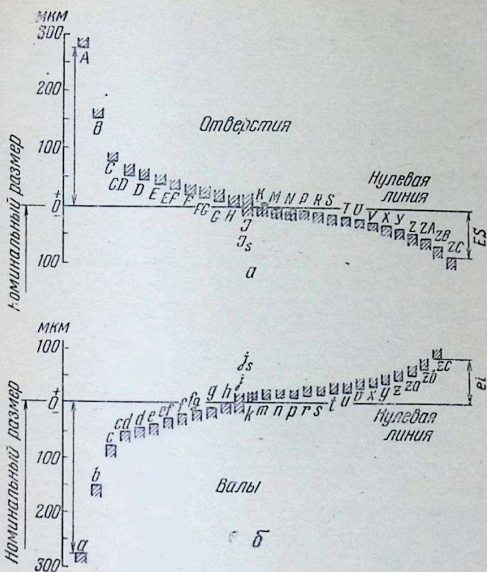


Рис. 85. Основные отклонения отверстий (а) и валов (б) в системе ИСО.

квалитетов нет, но преимущественно используются квалитеты:

- IT01...IT1 для концевых мер длины;
- IT2...IT5 для калибров и особо точных изделий;
- IT6...IT12 для сопрягаемых размеров;
- IT13...IT17 для несопрягаемых размеров.

Каждый квалитет может быть достигнут различными способами обработки, но из них назначают обычно экономические технологические процессы, дающие наименьшую себестоимость изготовления. Наибольшее распространение в машиностроении для окончательной обработки получили квалитеты IT6 и IT7.

Ряды основных отклонений. Положение поля допуска относительно нулевой линии определяется основным от-

клонением, то есть ближайшим к нулевой линии, соответствующей номинальному размеру. Системой допусков ИСО установлены 28 основных отклонений для отверстий и валов, каждое из которых обозначается одной или двумя латинскими буквами, прописной — для отверстий и строчной — для валов.

На рисунке 85 показано схематично положение допусков, определяемое основными отклонениями. Второе отклонение зависит от значения поля допуска и вычисляется по формулам.

Если основное отклонение верхнее, то нижнее равно:

$$\begin{aligned} \text{для отверстия } EI &= ES - IT; \\ \text{для вала } ei &= es - IT. \end{aligned}$$

Если основное отклонение нижнее, то верхнее равно:

$$\begin{aligned} \text{для отверстия } ES &= EI + IT; \\ \text{для вала } es &= ei + IT. \end{aligned}$$

Буквой H обозначается нижнее отклонение отверстия, равное нулю, а буквой h — верхнее отклонение вала, равное нулю. Следовательно, основное отверстие в системе отверстия обозначается H , а основной вал в системе вала — h .

Основные отклонения отверстий равны по значению и противоположны по знаку одноименным основным отклонениям валов, то есть симметричны относительно нулевой линии. Это дает возможность получать одинаковые посадки в системе отверстия и в системе вала.

Отклонения с A до H (с a до h) предназначены для образования полей допусков в посадках с зазорами, с J до N (с j до n) — в переходных посадках, с P до ZC (с p до zc) — в посадках с натягами.

Для отверстий и валов, обозначенных буквами J_s и j_s , поле допуска располагается строго симметрично относительно нулевой линии и предельные отклонения равны по значению и противоположны по знаку:

$$ES(es) = \pm \frac{IT}{2}; \quad EI(ei) = \mp \frac{IT}{2}.$$

Принципиально допускаются любые сочетания полей допусков отверстия и вала любых квалитетов, что позволяет иметь до тысячи различных посадок, в чем нет необходимости. Поэтому национальные и региональные системы допусков вводят ограничения и устанавливают

основные и дополнительные ряды рекомендуемых посадок, а некоторые основные отклонения из системы ИСО исключают полностью.

Температурный режим. Система допусков и посадок разработана, исходя из условий, что контроль деталей будет производиться при определенной температуре. Системой ИСО установлено, что температура контролируемой детали и средств измерения должна быть одинаковой, равной 20°C .

Особенно важное значение имеет соблюдение температурного режима при контроле калибров, переаттестации универсальных средств измерения, измерениях больших диаметров и в случаях, когда материал детали и материал, из которого изготовлен измерительный инструмент, имеют значительно отличающиеся друг от друга коэффициенты линейного расширения. Поэтому в лабораториях температура должна поддерживаться на уровне $20 \pm 2^{\circ}\text{C}$. В условиях цеха, где поддерживать постоянную температуру сложнее, при проведении точных измерений следует вычислять поправку:

$$\Delta l = l (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2), \quad (61)$$

где l — измеряемый размер; α_1 — коэффициент линейного расширения материала детали; α_2 — коэффициент линейного расширения материала измерительного средства; $\Delta t_1 = 20^{\circ}\text{C} - t_1$ — разность между нормальной температурой и температурой детали; $\Delta t_2 = 20^{\circ}\text{C} - t_2$ — разность между нормальной температурой и температурой средства измерения.

§ 51. Особенности Единой системы допусков и посадок СЭВ

Входящие в Единую систему допусков и посадок СЭВ стандарты СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 145—75 устанавливают систему допусков и посадок для гладких элементов деталей как цилиндрических, так и с параллельными плоскостями, с номинальными размерами до 3150 мм. Область их действия не ограничена какими-либо определенными видами материалов или способов обработки. В СТ СЭВ 145—75 установлены общие положения и основы построения системы допусков и посадок, которые соответствуют рекомендации ИСО Р286—1962 и изложены в параграфе 50.

Задача установления оптимального числа полей допусков, удовлетворяющих потребностям промышленности стран — членов СЭВ, решена в СТ СЭВ 144—75, в котором устанавливается ограничительный отбор полей допусков для стран — членов СЭВ. В отбор входят поля допусков для сопрягаемых и несопрягаемых элементов, особо отмечены знаком X те из полей, которые не рекомендуется использовать в соединениях. Отборы полей допусков для сопрягаемых элементов установлены различными для трех диапазонов номинальных размеров: малых — до 1 мм; средних — от 1 до 500 мм; больших — свыше 500 до 3150 мм.

Такое деление отражает специфические особенности применения допусков и посадок в различных диапазонах размеров. Для наиболее важного диапазона размеров от 1 до 500 мм отбор полей допусков подразделяется на основной, установленный непосредственно в стандарте, и дополнительный для ограниченного применения, приведенный в обязательном приложении к стандарту СТ СЭВ 144—75.

Из основного отбора полей допусков выделен более узкий ряд полей допусков для предпочтительного применения (они указаны в таблицах буквенным обозначением, заключенным в рамку), позволяющий в наибольшей степени унифицировать изделия и технологическую оснастку.

Разрешается применять любое поле допуска из основного или дополнительного отбора. Однако для предотвращения необоснованного многообразия в допусках и посадках и повышения экономических показателей установлен следующий порядок выбора полей допусков:

в первую очередь следует применять предпочтительные поля допусков;

при невозможности обеспечить конструктивные и технологические требования за счет предпочтительных полей допусков следует применять другие поля допусков из основного отбора;

в отдельных, технически обоснованных случаях, если применение полей допусков основного отбора не может обеспечить требований, предъявляемых к изделиям, допускается применение дополнительных полей допусков.

Такая очередность исходит из того, что специализированное производство размерных инструментов и ка-

либров в первую очередь будет ориентироваться на предпочтительные поля допусков и, как правило, не будет распространяться на дополнительные поля допусков. Кроме того, ряды полей допусков основного отбора для размеров от 1 до 500 мм и в особенности предпочтительные поля допусков хорошо согласованы с ограничительными отборами системы ИСО. Таким образом, в промышленности стран — членов СЭВ будут применяться в основном те же поля допусков, что и в других странах.

Поля допусков, не предусмотренные СТ СЭВ 144—75, считаются специальными. Их применение допускается лишь в технически и экономически обоснованных случаях. Основанием для применения специальных полей допусков, в частности, могут быть другие стандарты СЭВ для соответствующих видов продукции (например, подшипники качения), материалов (например, изделия из пластмасс) или способов обработки. В качестве специальных по возможности следует применять поля допусков, которые могут быть получены из основных отклонений и допусков по СТ СЭВ 145—75 (см. приложения II и III).

Рекомендуется назначать посадки в системе отверстия или системе вала. Рациональные сочетания квалитетов отверстия и вала в посадке приведены в СТ СЭВ 144—75. Наиболее рациональные сочетания предпочтительных полей допусков отверстий и валов указаны как предпочтительные посадки и рекомендованы для первоочередного применения (см. приложения IV и V).

§ 52. Обозначение на чертежах посадок, квалитетов и предельных отклонений

Положение относительно нулевой линии и значение поля допуска зависят соответственно от основного отклонения и квалитета, поэтому на чертежах поля допусков в буквенном виде условно обозначаются латинской буквой (или двумя буквами) и цифрой или числом, характеризующим номер квалитета, непосредственно после номинального размера. Например, $\varnothing 50 H6$, $\varnothing 40 p7$.

Посадка соединения обозначается сразу после номинального размера полями допусков отверстия и вала, начиная с отверстия, таким образом: $\varnothing 40 H7/g6$, или $\varnothing 40 H7/g6$.

Предельные отклонения линейных размеров могут быть указаны на чертежах одним из трех способов:

1) условными обозначениями полей допусков, например $18H7, 12e8$;

2) числовыми значениями предельных отклонений, например $18^{+0,018}; 12^{+0,032}_{-0,059}$;

3) условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например

$$18H7^{(+0,018)}; \quad 12e8 \left(\begin{matrix} -0,032 \\ -0,059 \end{matrix} \right).$$

На период внедрения ЕСДП СЭВ рекомендуется более широко применять 2-й и 3-й способы.

Общие записи о неуказанных отклонениях относительно низкой точности (от 12 качества и грубее) следует давать так.

1. «Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий $H14$, валов $h14$, остальных $\pm \frac{IT14}{2}$ ».

2. «Неуказанные предельные отклонения размеров диаметров $H12, h12$, остальных $\pm \frac{IT12}{2}$ ».

В первом примере отклонения $H14$ относятся к размерам всех внутренних (в соединениях — охватывающих) элементов, а отклонения $h14$ — к размерам всех наружных (в соединениях — охватываемых) элементов.

Во втором примере отклонения $H12$ относятся только к диаметрам круглых отверстий, отклонения $h12$ — к диаметрам круглых валов.

В общей записи обозначение $\pm \frac{IT}{2}$ рекомендуется для симметричных отклонений — межцентровых расстояний, высот, глубин.

§ 53. Методы и средства измерения гладких цилиндрических соединений

Универсальные средства измерения позволяют устанавливать все необходимые линейные размеры гладких цилиндрических соединений. Однако при контроле деталей и необходимости дать заключение о соответствии

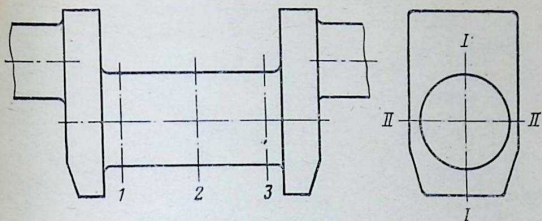


Рис. 86. Места измерения шейки коленчатого вала для определения погрешностей формы.

размеров, формы и расположения поверхностей деталей техническим условиям приходится пользоваться различными методами.

При повышенных, т. е. специально установленных требованиях к точности формы бывает необходимо производить не одно, а ряд измерений. Так, шейки коленчатого вала измеряют микрометром или рычажной скобой в трех сечениях — 1, 2, 3 и двух плоскостях — I, II, чтобы определить значения овальности, конусности, бочкообразности или корсетности (рис. 86). В то же время изгиб коленчатого вала может быть проверен индикатором со стойкой при установке коленчатого вала в центрах или на призмах (рис. 87). Контроль формы гильз цилиндров индикаторным нутромером также требует проведения ряда измерений в различных сечениях и плоскостях. Но для определения такого параметра, как раз-

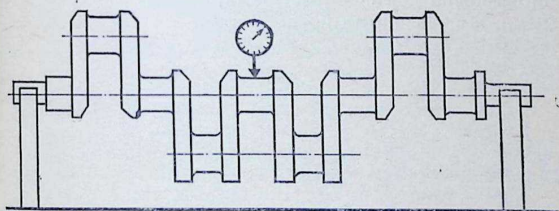


Рис. 87. Контроль изгиба коленчатого вала.

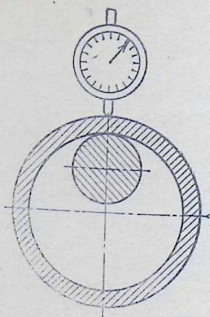


Рис. 88. Приспособление для измерения разности гильз.

ностенность, требуется применение специального индикаторного приспособления (рис. 88).

Для проведения этих измерений требуется много времени и большое число квалифицированных контролеров. Поэтому в серийном производстве в большинстве случаев стараются применять калибры, шаблоны и специальные приспособления. Использование калибров и шаблонов при ремонте машин, по данным Государственного всесоюзного научно-исследовательского технологического института ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (ГОСНИТИ), снижает трудоемкость дефекта-

ции деталей в 3...4 раза. Специализация ремонтной сети создает благоприятные условия для широкого использования калибров при ремонте машин.

§ 54. Предельные калибры

По способу проверки различают калибры нормальные и предельные. При контроле нормальным калибром годность изделия определяют по плотности его вхождения. Правильность определения годности при этом целиком зависит от квалификации контролера. Более просто и точно контролируют детали предельными калибрами, выполненными по предельным размерам изделия. Если калибр ПР проходит, а калибр НЕ нет, изделие считают годным.

Диаметры валов контролируют скобами. Наиболее удобны односторонние двухпредельные скобы (рис. 89, а). Они могут быть листовыми, штампованными и литыми. В инструментальных цехах заводов обычно применяют листовые скобы а и б (рис. 89), на специализированных заводах — штампованные в и г и литые д. Длину проходных губок скоб делают в два-три раза больше длины непроходных губок, чтобы увеличить срок их службы.

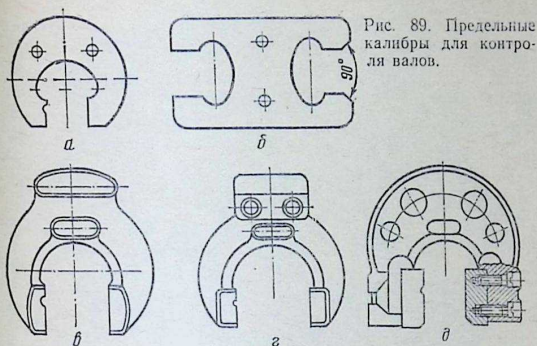


Рис. 89. Предельные калибры для контроля валов.

Большое распространение при ремонте машин должны получить и регулируемые скобы (рис. 90). Для установки скобы 1 на размер отвертывают на два-три оборота стопорный винт 6 и, нажав на головку винта, выталкивают втулку 5 стопора, освобождая измерительную головку 2. Между измерительными поверхностями скобы вставляют блок концевых мер 3 необходимого размера и винтом 4 выдвигают измерительную головку до соприкосновения с блоком плиток. В таком положении измерительную головку закрепляют стопорным винтом 6. После этого проверяют правильность установки скобы. Скоба должна с легким трением перемещаться по блоку плиток. Если скобу нельзя сдвинуть или она перемещается слишком свободно, настройку повторяют. Так как правильность настройки скобы оценивают по ощущению, а полученный размер сохраняется недостаточно надежно, не рекомендуется применять регулируемые скобы для контроля изделий выше 8-го качества. Регулируемые скобы целесообразно использовать при дефектации, настроив их на выбраковочный размер.

При контроле изделий скобами большую роль играет усилие измерения. Скоба должна проходить проходной стороной и задерживаться на непроходной стороне под действием собственного веса. Иногда удобнее изделие вдвигать в скобу или скобу надвигать на изделие не сверху, а сбоку. Но в любом случае усилие измерения должно быть приблизительно равно весу скобы.

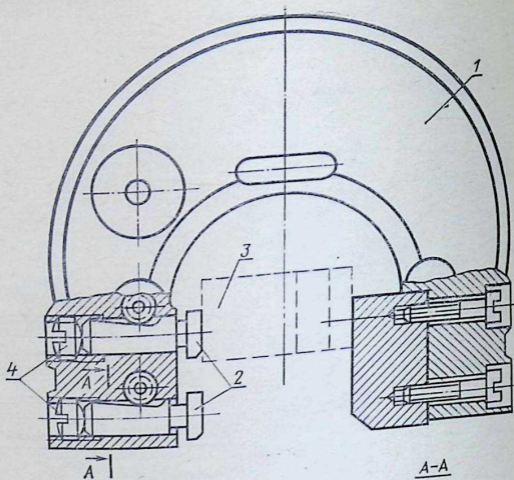


Рис. 90. Регулируемая скоба.

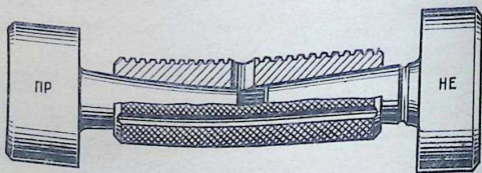
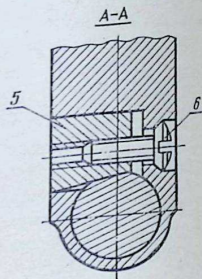


Рис. 91. Двусторонняя пробка.

Диаметры отверстий контролируют пробками. Наиболее распространены двусторонние пробки (рис. 91). Если проходная сторона (ПР) износилась, ее можно заменить. Непроходная сторона (НЕ) служит дольше.

Для контроля диаметров свыше 50 мм изготавливают неполные пробки двутаврового профиля с высверленными отверстиями (рис. 92).

Такие пробки легче, экономичнее, и пользоваться ими удобнее. Однако, чтобы определить годность отверстия, надо проверить его неполной пробкой несколько раз, поворачивая ее на некоторый угол. Этот же недостаток присущ листовым пробкам (рис. 93). Из-за простоты изготовления их целесообразно применять на ремонтных предприятиях. Регулируемые пробки ввиду их конструктивной сложности и дороговизны широкого распространения не получили.

При изготовлении предельных калибров в инструментальных цехах необходимо выдерживать их размеры в пределах допусков на калибры, установленных стандартами.

§ 55. Допуски гладких калибров

Размеры и предельные отклонения калибров зависят от их назначения. По назначению различают предельные калибры рабочие, приемные и контрольные. Рабочие калибры, обозначаемые Р-ПР и Р-НЕ, служат непосредственно для контроля деталей при их изготовлении и восстановлении на рабочих местах. Приемные калибры, обозначаемые П-ПР и П-НЕ, специально не изготавливают, а используют в качестве них частично

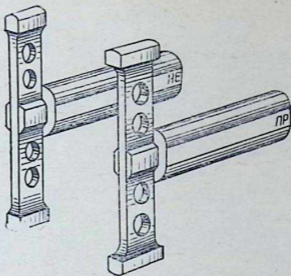


Рис. 92. Неполные пробки.

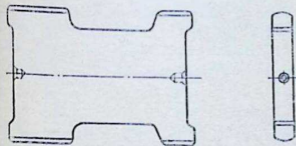


Рис. 93. Листовая пробка.

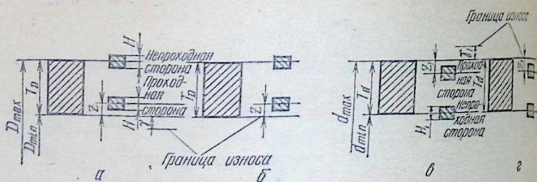


Рис. 94. Схемы расположения полей допусков калибров:
 а — для отверстий квалитетов 6, 7 и 8; б — для отверстий квалитетов 9 до 17; в — для валов квалитетов 6, 7 и 8; г — для валов квалитетов 9 до 17.

изношенные рабочие калибры. Приемными калибрами пользуются представители заказчика. Контрольные калибры предназначены для проверки или установки размера рабочих калибров — скоб.

Допуски на размеры гладких калибров до 500 мм установлены стандартом СТ СЭВ 157—75.

Неточности изготовления калибров, особенно при малых допусках на изготовление детали, могут привести к подаче на сборку деталей с размерами, выходящими за пределы поля допуска изделия. Однако этот выход должен быть строго ограниченным, чтобы на сборке обеспечивалась взаимозаменяемость.

Так как в процессе работы непроходная сторона калибров почти не изнашивается (практически износ образуется только при контроле бракованных деталей), поле допуска на обработку непроходной стороны расположено симметрично относительно ее номинального размера (D_{max} и d_{min}), что дает при нормальном законе распределения наибольшую вероятность получения размера, близкого к номинальному (рис. 94).

Проходная сторона калибра с трением проходит по поверхности всех годных деталей, поэтому износ ее значителен и его необходимо учитывать. Исходя из этого для проходной стороны, кроме допуска на обработку, дается еще допуск на износ калибра. Чтобы выход размеров деталей за пределы поля допуска изделия не был большим, поле допуска на обработку проходного калибра сдвигают на величину z для отверстия или z_1 для вала внутрь поля допуска изделия, а допуск на износ ограничивают величиной γ или γ_1 , определяющей границу износа (рис. 94, а и в). При этом производственный до-

пуск сокращается, что особенно усложняет обработку при малых допусках изделия в квалитетах IT6...IT8. В более грубых квалитетах точности IT9...IT17 это усложнение менее заметно, и здесь граница износа проходной стороны не выходит за пределы поля допуска изделия (рис. 94, б и г).

При контроле размеров свыше 180 мм необходимо учитывать дополнительные источники погрешностей — деформацию скобы, температурные колебания, сложность обеспечения постоянства усилия при продвижении скобы на деталь. Скобы для контроля малых диаметров обладают достаточной жесткостью, и их деформацией можно пренебречь. Но с увеличением контролируемого размера масса скобы увеличивается быстрее, причем зависимость между ними кубическая. Колебания температуры калибра и контролируемой детали при малых размерах также незначительны, а с увеличением размера их роль возрастает. Следует учитывать, что пробки для контроля размеров свыше 180 мм изготавливаются неполными, что тоже вносит определенную погрешность.

Чтобы компенсировать эти дополнительные погрешности при контроле размеров свыше 180 мм, вводят специальную величину компенсации α для пробок и α_1 для скоб, на которую уменьшается допуск на износ (рис. 95). Если обозначить допуск на износ калибров через $H_{\text{изн}}$, то в самом общем виде он будет равен

$$H_{\text{изн}} = z + \gamma - \alpha; \quad H_{1\text{изн}} = z_1 + \gamma_1 - \alpha_1. \quad (62)$$

Для размеров до 180 мм величина α или α_1 будет равна нулю, а для более грубых квалитетов IT9...IT17 будет равна нулю величина γ или γ_1 . Допуск непроходной

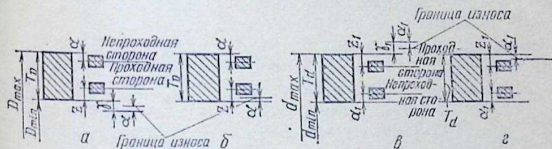


Рис. 95. Схемы расположения полей допусков калибров для номинальных размеров свыше 180 мм:

а — для отверстий квалитетов 6, 7 и 8; б — для отверстий квалитетов от 9 до 17; в — для валов квалитетов 6, 7 и 8; г — для валов квалитетов от 9 до 17.

стороны для калибров свыше 180 мм также смещается на величину компенсации α или α_1 внутрь поля допусков изделия.

Контрольные калибры К-ПР и К-НЕ имеют своим номинальными размерами середины полей допусков рабочих калибров Р-ПР и Р-НЕ, а калибр К-И, служащий для выбраковки калибров вследствие износа, своим номинальным размером имеет границу износа.

Отклонения размеров калибров сокращают производственный допуск особенно значительно в высоких квалитетах IT_6 , IT_7 , поэтому при контроле таких размеров целесообразнее использовать достаточно точные универсальные средства измерения.

§ 56. Выбор средств измерения

Применение конкретных средств измерения зависит от многих факторов: масштаба производства, принятой организационно-технической формы контроля, конструкции и материала детали, точности изготовления.

В массовом производстве с отработанным технологическим процессом, включающим контрольные операции, используют высокопроизводительные механизированные и автоматические средства измерения и контроля. Универсальные средства измерения применяются преимущественно для наладки оборудования.

В серийном производстве на машиностроительных заводах, а также на ремонтных заводах и в крупных специализированных ремонтных предприятиях основными средствами контроля годности должны быть жесткие предельные калибры, шаблоны, специальные контрольные приспособления. Возможно также применение универсальных средств измерения.

В индивидуальном и мелкосерийном производстве в ремонтных мастерских основными являются универсальные средства измерения, поскольку применение специальных контрольных приспособлений не оправдано экономически, а применение жестких предельных калибров при громадном разнообразии контролируемых размеров потребовало бы соответственно огромного количества калибров различных типоразмеров.

При стабильном технологическом процессе в массовом и крупносерийном производстве преимущественно

используется статистический метод выборочного контроля. Сплошной контроль применяется в индивидуальном и мелкосерийном производстве и обязателен в ремонтном производстве, где производится дефектация деталей и используются частично изношенные детали. При выборе средств измерения необходимо также учитывать размеры, массу, конфигурацию детали, а также физическую возможность произвести измерение данного размера выбранным инструментом. Материал детали, ее жесткость, шероховатость поверхности накладывают ограничения на измерительное усилие средства измерения и на возможность применения того или другого типа измерительных средств. Когда все эти факторы учтены, из возможных для использования средств измерения необходимо выбрать такое, погрешность которого обеспечивала бы заданную точность изготовления или восстановления детали.

Как показывает расположение полей допусков предельных калибров (см. § 55), в годные попадает часть деталей, размеры которых выходят за пределы поля допуска на обработку из-за непроходной стороны на величину, равную половине поля допуска калибра $H/2$ или $H_1/2$, и вследствие допускаемого выхода размера изношенной проходной стороны на γ или γ_1 (рис. 94 и 95). Эти выходы за пределы поля допуска изделия, установленные стандартом, обеспечивают взаимозаменяемость на сборке. Это объясняется и теоретически доказывается малой вероятностью попадания таких деталей на сборку и еще меньшей вероятностью того, что в одно соединение попадут именно две такие детали с выходами за пределы поля допуска в неблагоприятную сторону. Например, если вероятность выхода вала за пределы d_{\min} принять равной 0,01, а вероятность выхода отверстия за пределы D_{\max} также равной 0,01, то вероятность появления в соединении зазора, превышающего допускаемый (S_{\max}), будет равна 0,0001.

При использовании для контроля универсальных средств измерения также возможен выход размеров признанных годными деталей за пределы поля допуска. На первый взгляд кажется, что возможный выход за пределы поля допуска равен Δ_{lim} (рис. 96). Однако, поскольку появление какого-то размера в партии деталей в пределах поля рассеяния v — событие случайное и погрешность универсального средства измерения в преде-

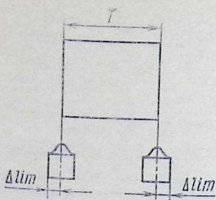


Рис. 96. Поле рассеяния при контроле универсальными средствами измерения.

ния в обе стороны одинаков, примем допускаемое поле рассеяния равным

$$v_{\text{доп}} = IT + 2\gamma_1 = 25 + 2 \cdot 3 = 31 \text{ мкм.}$$

Выберем для контроля универсальный инструмент, имеющий $\Delta_{\text{lim}} = 3$ мкм и рассчитаем, каково будет фактическое поле рассеяния деталей $v_{\text{ун}}$.

$$\sigma_{\text{изд}} = \frac{IT}{6} = \frac{25}{6} = 4,1; \quad \sigma_{\Delta_{\text{lim}}} = \frac{\Delta_{\text{lim}}}{3} = \frac{3}{3} = 1.$$

Тогда

$$\sigma_{\text{ун}} = \sqrt{\sigma_{\text{изд}}^2 + \sigma_{\Delta_{\text{lim}}}^2} = \sqrt{4,1^2 + 1^2} = 4,22,$$

а

$$v_{\text{ун}} = 6\sigma_{\text{ун}} = 6 \cdot 4,22 = 25,3 \text{ мкм}$$

при допускаемом поле рассеяния $v_{\text{доп}} = 31$ мкм.

Следовательно, инструмент выбран излишне точный и допускаемая погрешность измерения может быть больше.

ГОСТ 8.051—73 устанавливает значения погрешностей, допускаемых при измерениях линейных размеров от 1 до 500 мм (см. приложение VI). Предел допускаемой погрешности измерения является наибольшей допускаемой погрешностью измерения, включающей влияние погрешности измерительных средств, установочных мер, температурных деформаций, базирования и т. д. Кроме того, он включает случайные и неучтенные систематические погрешности измерения. Случайная погрешность

измерения не должна превышать 0,6 от предела допускаемой погрешности измерения и принимается с доверительной вероятностью $0,954 (\pm 2\sigma)$. Даже при этих условиях предел допускаемой погрешности в приведенном выше примере составляет 4,5 мкм, т. е. в 1,5 раза больше γ_1 .

Окончательное заключение о выборе средства измерения должно быть сделано после учета экономического фактора, зависящего от стоимости инструмента и трудоемкости проведения измерения. Например, требуется выбрать инструмент для измерения шейки коленчатого вала, имеющей размер $85^{+0,012}_{-0,034}$ мм. Это наружный размер цилиндрической части детали, который может быть измерен многими измерительными средствами. Однако размер, форма и масса детали не позволят измерить этот размер такими стационарными приборами, как оптиметр, микрокатор со стойкой, индикатор со стойкой. В этом случае удобнее применить переносный прибор типа индикаторной скобы, микрометра или рычажной скобы. Остается определить, какой из этих приборов обеспечит необходимую точность измерения. Для диаметра 85 мм и допуска 22 мкм по таблице (см. приложение VI) находим, что предел допускаемой погрешности измерения составляет $\delta = 6$ мкм. По таблице предельных погрешностей средств измерения (см. приложение VII) находим, что самый точный микрометр дает погрешность измерения $\Delta_{lim} = 7$ мкм и не должен применяться для такой ответственной измерительной операции. Только рычажная скоба обеспечивает в данном примере необходимую точность измерения, так как у этого прибора предельная погрешность составляет $\Delta_{lim} = 4,5$ мкм.

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА
И ВЫБОРА ПОСАДОК**

§ 57. Выбор системы посадок

Необходимость использования двух систем посадок (системы отверстия и системы вала) вызывается как конструктивными особенностями узлов машин, так главным образом и особенностью технологии изготовления деталей машин и их сборки. Важно подчеркнуть, что для работы того или другого сопряжения совершенно безразлично, в какой системе назначены допуски и посадки, так как только значения зазоров или натягов определяют характер работы соединения. Выбор той или другой системы определяет большую или меньшую сложность изготовления деталей и их сборки, а следовательно, и стоимость изготовления данного узла.

В настоящее время наиболее простой и дешевой технологией получения отверстий малого и среднего диаметров является сверление с последующим развертыванием, зенкерование или протягивание, а контроль годности отверстий осуществляется пробками. При этом каждый инструмент можно использовать для обработки или контроля отверстия только одного размера. Следовательно, целесообразно применять такую систему посадок, при которой различных по размерам отверстий будет меньше, а значит, потребуется меньшая номенклатура режущих и измерительных инструментов (разверток, зенкеров, протяжек, пробок). Такой системой посадок является система отверстия, в которой различные посадки обеспечиваются изменением размеров вала. Но получение валов различных размеров достигается изменением поперечной подачи суппорта на токарном или шлифовальном станке и не требует увеличения номенклатуры режущих инструментов. Поэтому экономически выгодная в большинстве случаев система отверстия в настоящее время получила преимущественное распространение.

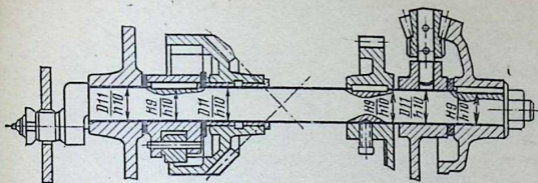


Рис. 97. Пример применения системы вала (узел вязального аппарата пресс-подборщика).

Вместе с тем иногда бывает целесообразно применять систему вала. Ее обычно применяют в следующих случаях:

- 1) когда имеется возможность использовать валы из чистотянутой калиброванной стали без механической обработки посадочных мест (рис. 97);
- 2) когда на валах или на их отдельных участках одного номинального размера необходимо обеспечить различные посадки нескольких деталей (рис. 98);
- 3) когда в сопряжении используются стандартные узлы или детали, изготовленные по системе вала (напри-

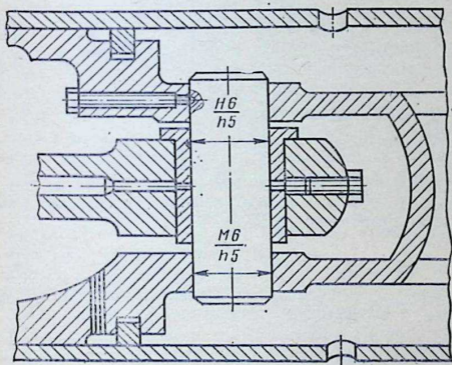


Рис. 98. Пример применения системы вала (сопряжение поршень — палец — втулка верхней головки шатуна компрессора).

мер, посадка наружных колец подшипников качения в корпус).

В автотракторной промышленности в большинстве случаев применяется система отверстия. В сельскохозяйственном машиностроении до 1962 года в качестве основной была принята система вала, так как в сельскохозяйственных машинах прежних конструкций широко были распространены гладкие валы, изготавливаемые из калиброванной чистотянутой стали без последующей механической обработки посадочных мест. Однако за последнее время в сельскохозяйственных машинах вместо подшипников скольжения все больше используются шариковые и роликовые подшипники, увеличивается удельный вес полностью точеных ступенчатых валов, при которых выбор системы отверстия является более обоснованным. Кроме того, следует иметь в виду, что даже для чистотянутых валов применение системы вала более выгодно лишь для соединений с гарантированным минимальным зазором. Посадки с нулевым минимальным зазором могут быть в этом случае выполнены и в системе вала и в системе отверстия, а посадки с натягом — только в системе отверстия.

§ 58. Выбор квалитета

Установление оптимальной точности обработки и выбор квалитета — сложная технико-экономическая задача. Произвольное назначение более грубого квалитета влечет за собой ухудшение качества работы соединения, сокращение его технического ресурса, снижение надежности. Выбор необоснованно высокого квалитета с малыми допусками вызывает резкое увеличение стоимости изготовления деталей (рис. 99).

Между допусками и зазорами существует вполне определенная зависимость (27):

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

Поэтому задача определения необходимых допусков и квалитета сводится к установлению предельно допустимых зазоров для данного соединения исходя из эксплуатационных требований, которые и определяют значение функционального допуска

$$S_{\text{пред. доп}} - S_{\text{нач}} = T_{\Delta\phi}. \quad (63)$$

Предельно допустимым называется зазор $S_{\text{пред. доп.}}$ после достижения которого нормальная эксплуатация соединения невозможна, так как приводит к аварийному износу и выходу из строя деталей. Начальный зазор также обусловлен особенностями эксплуатации данного соединения. В любом случае он не может быть меньше необходимой толщины масляного слоя, а в неко-

торых случаях необходимо учитывать и температурные расширения в рабочем состоянии. Разность двух этих зазоров равна функциональному допуску посадки $T_{\Delta\phi}$. Если всю эту величину использовать как допуск на обработку, то возможен случай, когда будет собрано новое соединение с зазором, равным предельно допустимому, т. е. соединение, нормальная эксплуатация которого невозможна и которое уже требует ремонта. Поэтому функциональный допуск должен быть разделен на две части — конструктивный допуск и эксплуатационный допуск:

$$T_{\Delta\phi} = T_{\Delta\kappa} + T_{\Delta\varepsilon}. \quad (64)$$

Конструктивный допуск используется для компенсации погрешностей в процессе изготовления деталей, сборки соединения, регулировки.

Эксплуатационный допуск необходим для создания определенного запаса точности и сохранения требуемого уровня эксплуатационных показателей в течение длительной эксплуатации.

Запас точности соединения K_T определяется как отношение функционального допуска к конструктивному:

$$K_T = \frac{T_{\Delta\phi}}{T_{\Delta\kappa}}. \quad (65)$$

От запаса точности соединения в значительной степени зависят его технический ресурс и надежность.

Все эти соображения и определяют выбор квалите-

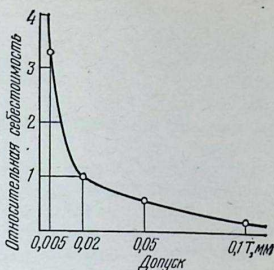


Рис. 99. Зависимость себестоимости обработки от допуска.

та, который неотделим от выбора посадки конкретного соединения. Окончательно квалитет устанавливается с учетом технологических возможностей изготовления деталей необходимой точности. Самое общее представление о применении тех или других квалитетов в соединениях машин можно получить из приведенных ниже примеров.

IT5, IT6 применяются в особо точных соединениях: поршневой палец — втулка верхней головки шатуна, коренные шейки коленчатого вала дизельного двигателя — вкладыши и др.

IT7 наиболее широко распространен в машиностроении: в посадках зубчатых колес на валы, подшипников качения на валы и в корпуса, фрез на оправки и т. п.

IT8 часто используется в неподвижных соединениях: в посадках шкивов и кривошипов на валы, в посадке втулки шпинделя хлопкоуборочной машины в корпус и др.

IT9 широко применяется в соединениях тракторных двигателей (соединения поршневое кольцо — канавка поршня по высоте, втулка — верхняя головка шатуна). В подвижных соединениях сельскохозяйственных машин при сравнительно высоких требованиях центрирования и соосности подшипников во время работы (посадка звездочек на вал, посадка вала вязального аппарата пресс-подборщика).

IT10 применяется редко и в основном там, где требования к точности соединения понижены и возможно изготовление гладких валов из калиброванного чистоты-натурного материала без последующей обработки посадочных мест (например, верхний вал наклонной камеры жатки комбайна).

IT11 широко распространен в подвижных соединениях сельскохозяйственных машин, в посадках часто снимаемых деталей (например, кривошипный вал вязального аппарата, контрпривод мотвила).

IT12 находит применение в подвижных соединениях сельскохозяйственных машин (например, посадка колес сеялки на ось), в сварных соединениях.

§ 59. Расчет и выбор посадок с зазором

Характер и условия работы подвижных соединений чрезвычайно разнообразны. Например, соединения шейки

коленчатого вала — вкладыш, поршень — гильза, поршневой палец — втулка верхней головки шатуна одного и того же двигателя внутреннего сгорания заметно отличаются одно от другого по характеру взаимного перемещения деталей, температурному режиму, способу подвода смазки, направлению действия нагрузок и т. п.

Понятно, что единой методики расчета зазоров подвижных соединений быть не может, и для каждого типа таких соединений должна использоваться своя методика расчета. В настоящее время для ряда основных типов подвижных соединений методика расчета зазоров разработана, поэтому для наиболее ответственных подвижных соединений машин и механизмов выбор посадок должен производиться на основании расчетов.

Рассмотрим в качестве примера методику расчета одного из наиболее распространенных типов подвижных соединений вал — подшипник скольжения. В состоянии покоя под действием силы тяжести вал находится в крайнем нижнем положении. При вращении силы трения увлекают смазку в узкую клинообразную щель между валом и отверстием. Под действием возникающего в клине давления при определенном соотношении размеров соединения, частоты вращения, вязкости смазки и давления вал как бы всплывает, опираясь на масляный клин и несколько смещаясь в сторону вращения (рис. 100).

Из гидродинамической теории смазки известно, что соотношение между величинами h и S в подшипниках конечной длины выражается зависимостью

$$hS = \frac{0,52d_n^2\omega\eta}{q} \cdot \frac{l}{d_n + l}, \quad (66)$$

где h — толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения поверхностей вала и подшипника в рабочем состоянии; m ; S — зазор между валом и подшипником в состоянии покоя, m ; d_n — номинальный диаметр соединения, m ; l — длина подшипника, m ; ω — угловая скорость, рад/с; η — абсолютная вязкость смазочного масла при рабочей температуре, Па·с; q — среднее удельное давление в подшипнике (в Па), определяемое через нагрузку R (в Н) на цапфу из выражения

$$q = \frac{R}{d_n l}.$$

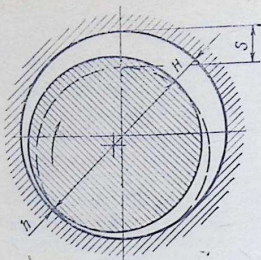


Рис. 100. Положение вала в сопряжении вал — подшипник скольжения.

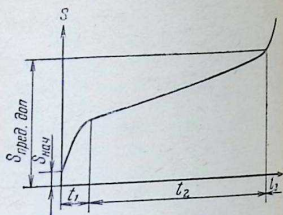


Рис. 101. Процесс увеличения зазора во времени.

Известно также, что если при установившемся движении $h=0,25 S$, то коэффициент трения получается наименьшим, следовательно, и тепловой режим работы подшипника будет наилучшим. Подставив это значение h в формулу, найдем значение наивыгоднейшего зазора (в м)

$$S_{наив} = 2 \sqrt{\frac{0,52 d_n^2 \omega \eta}{q} \cdot \frac{l}{d_n + l}} = 2 \sqrt{h S}. \quad (67)$$

При расчете и выборе подвижных посадок необходимо учитывать, что в процессе работы происходит износ поверхностей вала и отверстия, в результате чего зазор увеличивается. В подвижных сопряжениях процесс увеличения зазора во времени характеризуется кривой, изображенной на рисунке 101. В первый период времени t_1 — период приработки — зазор нарастает быстро вследствие сглаживания шероховатостей, выравнивания погрешностей формы. Период t_2 — время нормальной работы сопряжения. Зазор в это время нарастает сравнительно медленно, прямо пропорционально времени работы. Наконец, третий период t_3 характеризуется резким увеличением зазора. Нормальная работа сопряжения нарушается, и дальнейшая его эксплуатация может привести к аварии. Поэтому зазор, соответствующий окончанию периода нормальной эксплуатации сопряжения, называется предельно допустимым зазором $S_{пред. доп}$.

При определенном постоянном темпе нарастания зазора и постоянном предельно допустимом зазоре долго-

вечность сопряжения может быть увеличена уменьшением начального зазора $S_{\text{нач}}$. Поэтому целесообразно первоначальный зазор уменьшить на сумму высот шероховатостей вала и отверстия, что обеспечит больший технический ресурс сопряжения. Расчетный зазор, по которому следует выбирать посадку, можно определить из выражения

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наив}} - 2(R_{zD} + R_{zd}). \quad (68)$$

Чтобы большая часть сопряжений при сборке имела зазор, близкий к расчетному, при выборе стандартной посадки необходимо выдержать условие

$$S_{\text{ср.ст}} \approx S_{\text{расч}},$$

поскольку в этом случае средний зазор в сопряжении будет являться наиболее вероятным.

Однако выбирать посадку со средним зазором больше расчетного нежелательно, так как это будет сокращать технический ресурс соединения. Поэтому условие выбора посадки можно записать так:

$$S_{\text{ср.ст}} \leq S_{\text{расч}}.$$

Выбор посадки производят в первую очередь из числа предпочтительных, помня, что для соединения вал — подшипник скольжения посадки с минимальным зазором, равным нулю, применять нельзя. Выбранную посадку необходимо проверить, исходя из условия обеспечения наименьшего слоя смазки при наиболее неблагоприятных условиях. В этом случае

$$h_{\text{min}} = \frac{hS}{S_{\text{max.ст}} + 2(R_{zD} + R_{zd})} \quad (69)$$

Чтобы избежать сухого трения, наименьшая толщина масляного слоя должна быть больше суммы высот шероховатостей вала и отверстия, т. е.

$$h_{\text{min}} > R_{zD} + R_{zd}. \quad (70)$$

Если выдерживаются оба условия, посадка выбрана правильно. Если посадка не удовлетворяет второму условию, нужно выбрать другую посадку и вновь произвести проверку. Только если ни одна из предпочтительных посадок не удовлетворяет обоим условиям, следует выбирать посадку из числа рекомендуемых.

Шероховатости отверстия и вала при расчете и выборе подвижной посадки задают, исходя из общих принципов, изложенных в главе 4, а также на основании экспериментальных исследований по определению оптимальной шероховатости для сопряжений различного типа. Для сопряжений типа вал — подшипник скольжения оптимальные шероховатости находятся в пределах $R_z = 1,6 \dots 6,3$ мкм.

Пример. Требуется подобрать стандартную посадку с зазором для следующих условий: $d_n = 0,095$ м; $l = 0,05$ м; $\omega = 100$ рад/с; $\eta = 0,03$ Па·с; $q = 55 \cdot 10^5$ Па. Заданы шероховатости отверстия $R_{zD} = 3,2$ мкм и вала $R_{zd} = 3,2$ мкм.

1. Определяем значение hS

$$hS = \frac{0,52 d_n^2 \omega \eta}{q} \cdot \frac{l}{d_n + l} = \frac{0,52 \cdot 0,095^2 \cdot 100 \cdot 0,03}{55 \cdot 10^5} \cdot \frac{0,05}{0,095 + 0,05} = 880 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2 = 880 \text{ мкм}^2.$$

2. Определяем наивыгоднейший зазор

$$S_{\text{наив}} = 2\sqrt{hS} = 2\sqrt{880} = 59,5 \text{ мкм}.$$

3. Находим расчетный зазор

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наив}} - 2(R_{zD} + R_{zd}) = 59,5 - 2(3,2 + 3,2) = 46,7 \text{ мкм}.$$

4. По таблицам подбираем посадку, удовлетворяющую условию $S_{\text{ср. ст}} \leq S_{\text{расч}}$ (см. приложение VIII). Такому условию отвечает посадка $\varnothing 95 \frac{H7}{g6}$, у которой $S_{\text{max. ст}} = 69$ мкм, $S_{\text{min. ст}} = 12$ мкм, а

$$S_{\text{ср. ст}} = \frac{69 + 12}{2} = 40,5 \text{ мкм}.$$

5. Производим проверку по наименьшей толщине масляного слоя

$$h_{\text{min}} = \frac{hS}{S_{\text{max. ст}} + 2(R_{zD} + R_{zd})} = \frac{880}{69 + 2(3,2 + 3,2)} = 10,76 \text{ мкм}.$$

Условие $h_{\text{min}} > R_{zD} + R_{zd}$ выдерживается ($10,76 > 3,2 + 3,2$), следовательно, посадка выбрана правильно. Для этой посадки отклонения находим в приложениях II и III.

В настоящее время для практических расчетов посадок соединений типа вал — подшипник скольжения разработана уточненная методика; она также базируется на основных положениях гидродинамической теории смазки, но учитывает еще ряд факторов.

В тех случаях, когда методика расчета подвижного сопряжения данного типа не разработана, оптимальный зазор может быть установлен экспериментально. Дальнейший расчет, связанный с учетом шероховатостей, и

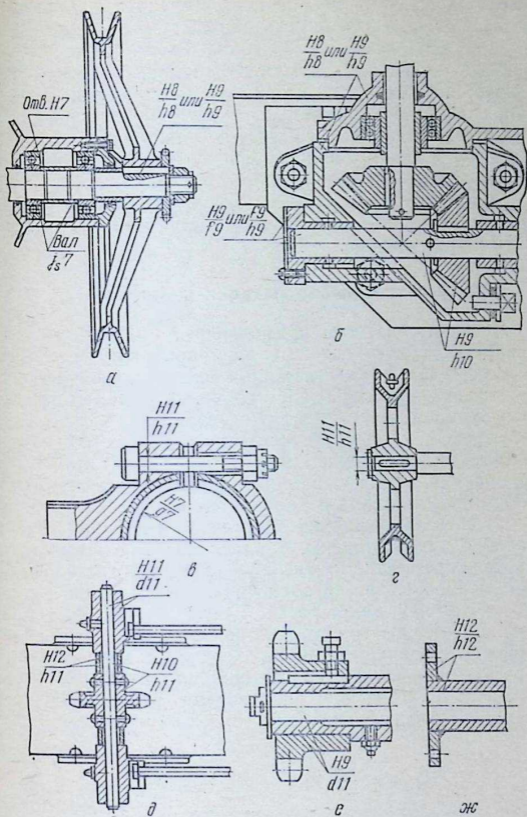


Рис. 102. Примеры применения посадок с зазором:

а — узел крепления шкива; б — коробка передач с льютерембилки; в — нижняя головка шатуна тракторного двигателя; г — звездочка тяговой цепи; д — ведомый валик колосового элеватора; е — контрпривод мото-вила; ж — сварное соединение.

выбор наиболее подходящей стандартной посадки производят так же, как в рассмотренном выше примере.

Для ориентировочного выбора посадок с целью дальнейшего экспериментального уточнения оптимального зазора, а также для выбора посадок неотвеченных сопряжений, не влияющих на технический ресурс, используется метод аналогии, заключающийся в назначении посадки, аналогичной известным посадкам хорошо работающих соединений этого же типа.

Примеры применения посадок с зазором в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении приведены на рисунке 102.

§ 60. Расчет и выбор посадок с натягом

Посадки с натягом применяются в неразъемных соединениях, причем относительная неподвижность сопрягаемых деталей достигается за счет упругих деформаций, возникающих при запрессовке. Иногда при передаче больших крутящих моментов с целью разгрузки контактирующих поверхностей применяют дополнительно крепежные детали (шпонки, винты, штифты). В этом случае крутящий момент передается шпонкой, а натяг удерживает деталь от осевых перемещений.

Натяг в неподвижной посадке должен быть таким, чтобы, с одной стороны, гарантировать относительную неподвижность вала и отверстия, а с другой стороны, не вызвать разрушения деталей при их соединении. Исходя из этих условий, ведут расчет и выбор неподвижной посадки. Возможны три вида нагрузок, передаваемых неподвижным сопряжением: 1) крутящий момент ($M_{кр}$); 2) осевая сила ($P_{ос}$); 3) крутящий момент и осевая сила ($M_{кр}$ и $P_{ос}$). Давление, необходимое для передачи нагрузки, определяют в зависимости от ее вида из выражений

$$\begin{aligned}
 1) \quad p &\geq \frac{2M_{кр}}{\pi d_n^2 l f}; & 2) \quad p &\geq \frac{P_{ос}}{\pi d_n l f}; \\
 3) \quad p &\geq \frac{\sqrt{P_{ос}^2 + \left(\frac{2M_{кр}}{d_n}\right)^2}}{\pi d_n l f}, & & (71)
 \end{aligned}$$

где p — давление, Па; d_n — номинальный размер, м; l — длина сопряжения, м; $M_{кр}$ — наибольший крутящий мо-

мент, Н·м; P_{oc} — наибольшая осевая сила, Н; f — коэффициент трения.

Рассчитав давление, необходимое для передачи заданной нагрузки, на основании зависимостей, известных из решения задачи Лямэ для толстостенных цилиндров, можно для наиболее общего случая определить наименьший натяг (в м), способный передать указанные выше нагрузки:

$$N_{\min} = p d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (72)$$

где E_D и E_d — модули упругости материала отверстия и материала вала, Па; C_D и C_d — коэффициенты, определяемые по формулам

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{D_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{D_2} \right)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2} - \mu_d. \quad (73)$$

Размеры d_1 и D_2 указаны на рисунке 103. Коэффициенты Пуассона для материала отверстия μ_D и материала вала μ_d : сталь — 0,3; чугун — 0,25; бронза — 0,35; латунь — 0,38.

При запрессовке вала в отверстие неровности поверхностей срезаются и сминаются, что уменьшает действительный натяг в соединении. Считают, что срезание и смятие неровностей при запрессовке составляет 60% от их высоты. Тогда расчетный натяг для выбора неподвижной посадки можно найти по формуле

$$N_{\text{расч}} = N_{\min} + 1,2 (R_{zD} + R_{zd}). \quad (74)$$

При выборе стандартной посадки необходимо выдерживать следующее условие относительной неподвижности сопрягаемых деталей:

$$N_{\min.ст} \geq N_{\text{расч}}. \quad (75)$$

Чтобы проверить детали на прочность, надо вычислить напряжения (в Па), которые возникают в них при

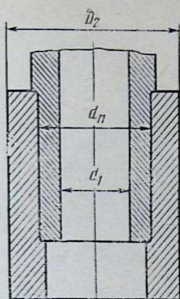


Рис. 103. Соотношение размеров вала и отверстия в посадках с натягом.

наибольшем для выбранной посадки натяге:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max.ст} - 1,2 (R_{zD} + R_{zd})}{d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}. \quad (76)$$

Эти напряжения для охватывающей и охватываемой деталей будут соответственно равны

$$\sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{D_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{D_2} \right)^2} p_{\max}; \quad \sigma_d = \frac{2p_{\max}}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2}. \quad (77)$$

Если эти напряжения меньше предела текучести материала, т. е.

$$\sigma_D < \sigma_{TD} \quad \text{и} \quad \sigma_d < \sigma_{Td}, \quad (78)$$

значит, посадка выбрана правильно.

Однако вследствие значительных колебаний свойств материалов, погрешностей при обработке, различия в способах осуществления прессовых посадок перед массовым применением необходима экспериментальная проверка прочности соединения.

Пример. Требуется подобрать стандартную посадку с натягом для следующих условий: $d_n = 0,15$ м; $D_2 = 0,25$ м; $l = 0,18$ м; $M_{кр} = 9000$ Н·м; $d_1 = 0$ (вал сплошной). Материал втулки и вала—сталь 40, $f = 0,085$. Шероховатость вала $R_{zd} = 6,3$ мкм, отверстия $R_{zD} = 10$ мкм.

1. Определяем значение необходимого давления

$$p = \frac{2M_{кр}}{\pi d_n^2 l f} = \frac{2 \cdot 9000}{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,25 \cdot 0,085} = 120 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

2. Находим наименьший натяг

$$N_{\min} = p d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = \\ = 120 \cdot 10^5 \cdot 0,15 \left(\frac{2,43 + 0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 27 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 27 \text{ мкм,}$$

где

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{D_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{D_2} \right)^2} + \mu_D = \frac{1 + \left(\frac{0,15}{0,25} \right)^2}{1 - \left(\frac{0,15}{0,25} \right)^2} + 0,3 = 2,43;$$

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2} - \mu_d = 1 - 0,3 = 0,7, \text{ так как } d_1 = 0.$$

3. Определяем расчетный натяг

$$N_{\text{расч}} = N_{\text{min}} + 1,2 (R_{zD} + R_{zd}) = 27 + 1,2 (10 + 6,3) = 46,5 \text{ мкм.}$$

4. По таблицам находим, что условию $N_{\text{min.ст}} \geq N_{\text{расч}}$ удовлетворяет только одна предпочтительная посадка $\frac{H7}{s6}$, имеющая минимальный натяг 60 мкм (см. приложение IX). Проверяем эту посадку по условию прочности охватывающей детали.

5. Определяем наибольшее давление, которое может возникнуть после запрессовки при применении посадки $\varnothing 150 \frac{H7}{s6}$

$$p_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max.ст}} - 1,2 (R_{zD} + R_{zd})}{d \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)} =$$

$$= \frac{[125 - 1,2 (10 + 6,3)] \cdot 10^{-6}}{0,15 \frac{2,43 + 0,7}{2,1 \cdot 10^{11}}} = 471 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

6. Наибольшее напряжение во втулке

$$\sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{D_2}\right)^2} p_{\text{max}} = \frac{1 + \left(\frac{0,15}{0,25}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,15}{0,25}\right)^2} \cdot 471 \cdot 10^5 = 1001 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

7. Условие прочности охватывающей детали выдерживается, так как для стали 40 предел текучести $\sigma_T = 3400 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $\sigma_D < \sigma_T$, следовательно, посадка выбрана правильно.

Если бы условие прочности не было выдержано для этой посадки, то следовало проверить рекомендуемые посадки и выбрать из них ту, которая удовлетворяет обоим условиям.

После окончательного выбора посадки отклонения находим по приложениям II и III.

Для сопряжений, в которых крутящий момент или осевая нагрузка передается крепежными деталями, можно назначать неподвижную посадку методом аналогии.

Примеры применения неподвижных посадок приведены на рисунке 104.

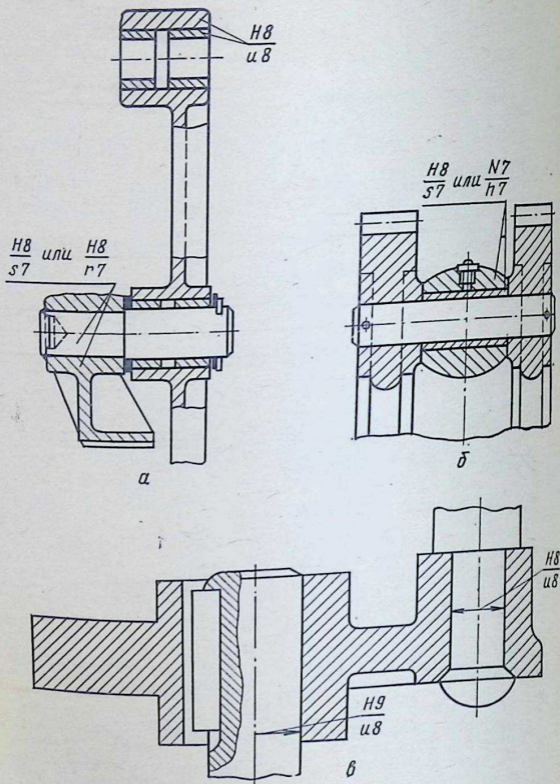


Рис. 104. Примеры применения посадок с натягом:
 а — рычаг привода очистки зерноуборочного комбайна; б — кривошипные шестерни сеного пресса; в — кривошип косилки.

§ 61. Выбор переходных посадок

Переходные посадки характеризуются возможностью появления в сопряжении как зазоров, так и натягов, близких к нулю, и применяются для центрирования деталей, которые должны быть взаимно неподвижны в процессе работы. Неподвижность в этом случае достигается использованием шпонок, штифтов и других видов крепления, воспринимающих и передающих нагрузки. В зависимости от частоты разборки и сборки сопряжения, необходимости предупреждения осевого смещения, допустимого значения радиального биения требования к возможным значениям натягов и зазоров могут быть различными.

Рассмотрим методику определения вероятных зазоров и натягов для переходной посадки и их процентного соотношения на конкретном примере. Для сопряжения

$$\varnothing 55 \frac{H7(+0,030)}{h6 \left(\begin{array}{l} +0,039 \\ +0,020 \end{array} \right)}$$

примем, что поля рассеяния размеров валов и отверстий соответственно равны допускам на обработку, т. е. $v_D = IT_D$ и $v_d = IT_d$, и закон распределения размеров валов и отверстий в пределах поля рассеяния — нормальный (рис. 105). Тогда закон распределения зазоров (натягов)

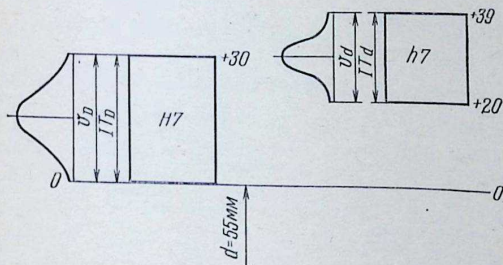


Рис. 105. Определение вероятных зазоров и натягов в переходной посадке.

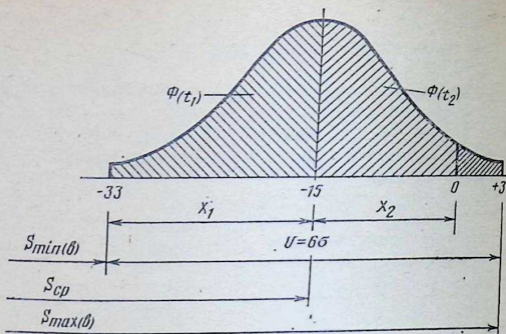


Рис. 106. Определение процентного соотношения зазоров и натягов в переходной посадке.

будет также нормальным. Он будет характеризоваться следующими величинами:

$$S_{cp} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{10 + (-39)}{2} = -14,5 \text{ мкм};$$

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{5^2 + 3,16^2} = 5,9 \text{ мкм},$$

где

$$\sigma_D = \frac{v_D}{6} = \frac{30}{6} = 5 \text{ мкм}; \quad \sigma_d = \frac{f v_d}{6} = \frac{19}{6} = 3,16 \text{ мкм}.$$

Из рисунка 106 видно, что вероятные зазоры и натяги могут быть найдены из выражений

$$S_{max(b)} = S_{cp} + 3\sigma_s = -14,5 + 3 \cdot 5,9 = +3,2 \text{ мкм};$$

$$S_{min(b)} = S_{cp} - 3\sigma_s = -15 - 3 \cdot 5,9 = -32,2 \text{ мкм}.$$

Чтобы определить вероятность появления зазоров и натягов в посадке, необходимо найти величины $\Phi(t_1)$ и $\Phi(t_2)$. Для этого вычисляем коэффициенты риска

$$t_1 = \frac{x_1}{\sigma_s} = \frac{17,7}{5,9} = 3; \quad t_2 = \frac{x_2}{\sigma_s} = \frac{14,5}{5,9} = 2,49.$$

Соответствующие им функции Лапласа находим по таблицам (см. приложение I). Вероятность появления

натягов в пределах от $-14,5$ до $-32,2$ равна $\Phi_{(t_1)}=0,5$. Вероятность появления натягов в пределах от $-14,5$ до 0 равна $\Phi_{(t_2)}=0,4931$. Тогда вероятность появления натягов в данной посадке будет равна $P_N=\Phi_{(t_1)}+\Phi_{(t_2)}=0,5+0,4931=0,9931$, а вероятность появления зазоров $P_S=1-P_N=1-[\Phi_{(t_1)}+\Phi_{(t_2)}]=1-(0,5+0,4931)=0,0069$. Процентное соотношение зазоров и натягов находим из выражения

$$Q_N=100P_N=99,31\%; \quad Q_S=100P_S=0,69\%.$$

Таким образом, в посадке $\frac{H7}{n6}$ практически все соединения будут иметь натяг.

Примерное соотношение посадок с натягом и с зазором в различных переходных посадках приведено в таблице 14.

Таблица 14. Соотношения зазоров и натягов в переходных посадках

Вид соединения	Посадка			
	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{j_s6}$
С натягом	99%	80%	37%	1%
С зазором	1%	20%	63%	99%

Из таблицы видно, что в посадке $\frac{H7}{k6}$ большая часть сопряжений будет иметь натяги и зазоры, близкие к нулю. Поэтому для центрирования деталей наибольшее распространение получила именно эта посадка, которая является предпочтительной. Посадку $\frac{H7}{n6}$, которая также относится к предпочтительным, применяют в тех случаях, когда, кроме центрирования, натяг необходим и для удерживания детали от осевых перемещений. В случае частой разборки и сборки сопряжения рекомендуется посадка $\frac{H7}{j_s6}$, которая является предпочтительной.

Примеры применения переходных посадок приведены на рисунке 107.

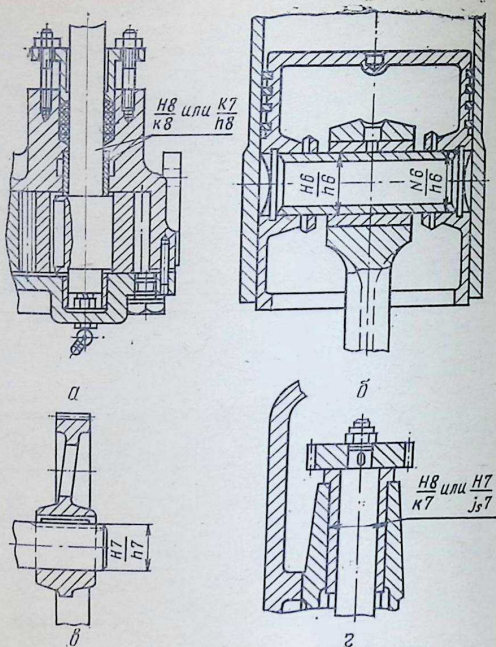


Рис. 107. Примеры применения переходных посадок:
а — шестеренный насос; *б* — узел кривошипно-шатунного механизма тракторного двигателя; *в* — соединение зубчатого колеса с валом; *г* — узел масляного насоса трактора.

§ 62. Расчет и выбор посадок подшипников качения

Надежность и долговечность подшипников качения в значительной степени зависят от правильно выбранных посадок подшипника в корпус и на вал при соблюдении правильного взаимного расположения поверхностей. По точности изготовления (ГОСТ 520—71) подшипники делятся на пять классов точности — 0, 6, 5, 4 и 2 (в порядке повышения). Подшипники классов точности 6, 5,

4 и 2 используют в станкостроении, приборостроении. В тракторах, автомобилях, сельскохозяйственных и гидромелиоративных машинах применяют подшипники только класса 0.

Допуск на присоединительные размеры подшипника (d — внутреннего кольца и D — наружного кольца) для класса 0 примерно соответствует $IT5$, $IT6$, шероховатость поверхности $R_a = 1,25 \dots 2,5$ мкм.

Допуск на наружное кольцо подшипника задается, как для основного вала, — в тело детали. Допуск на внутреннее кольцо — из тела детали, не как для основного отверстия. Это делается для того, чтобы у сопряжений с натягом использовать валы, изготовленные по стандартным переходным посадкам, а не вводить новых посадок.

Для нормальной работы подшипника необходимо, чтобы между кольцами и телами вращения был зазор. При изготовлении подшипника обеспечивают начальный зазор, размер которого строго регламентирован. После посадки подшипника на вал и в корпус начальный зазор уменьшается, как правило, вследствие деформации внутреннего кольца после напрессовки его на вал. При установившихся рабочем режиме и температуре в подшипнике образуется рабочий зазор больше посадочного. Именно от рабочего зазора и зависит долговечность подшипника. Но обеспечить рабочий зазор в нужных пределах можно, только правильно назначив посадку и выдержав посадочный зазор заданного размера, который будет зависеть от условий работы подшипника.

Посадку подшипников качения на вал и в корпус выбирают прежде всего в зависимости от характера нагружения колец. Различают три основных вида нагружения колец: циркуляционное, местное, колебательное.

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает нагрузку последовательно всей окружностью, что наблюдается при вращении кольца вместе с сопрягаемой деталью и постоянном направлении действия нагрузки.

При местном нагружении кольцо воспринимает нагрузку ограниченным участком окружности, например при постоянном направлении нагрузки и неподвижном кольце.

При колебательном нагружении постоянная по направлению нагрузка сочетается с меньшей вращаю-

шейся радиальной нагрузкой, при этом равнодействующая сил не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке невращающегося кольца. Такой вид нагружения является как бы промежуточным между циркуляционным и местным.

Посадки подшипников назначают таким образом, чтобы циркуляционно нагруженные кольца были неподвижно соединены с сопрягаемой деталью, а местно нагруженные кольца имели посадку с небольшим зазором. Неподвижная посадка обеспечивает равномерный износ циркуляционно нагруженного кольца. Зазор у местно нагруженного кольца дает ему возможность под действием толчков несколько проворачиваться по посадочной поверхности, в результате чего у кольца нагружаются попеременно разные участки и износ становится более равномерным. Исходя из этих предпосылок для установки радиальных подшипников рекомендуются поля допусков валов и отверстий, приведенные в таблице 15.

Таблица 15. Поля допусков вала и отверстия для установки радиальных подшипников качения

Вид нагружения колец	Поля допусков вала (под внутреннее кольцо подшипника)	Поля допусков отверстия корпуса (под наружное кольцо подшипника)
Циркуляционное	$k5, m5, n5, k6, m6, n6$	$K6, M6, N6, K7, M7, N7, P7$
Местное Колебательное	$h6, j_s6, j_s5$ i_s5, i_s6	$H7, H8, J_s6, J_s7$ J_s6, J_s7

Для циркуляционно нагруженных колец посадка может быть выбрана более определенно по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности P_R [2].

Интенсивность нагрузки определяют по формуле

$$P_R = \frac{R}{B} K_n F F_A, \quad (79)$$

где R — расчетная радиальная реакция опоры, Н; B — рабочая ширина посадочного места, м; K_n — динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (коэффициент изменяется от 1 — при нагрузке с умеренными толчками и вибрацией, перегрузке до 150% до 1,8 — при нагрузке с сильными ударами и вибрацией, перегрузке до 300%); F — коэффициент, учитывающий

степень ослабления посадочного натяга при полом вале и тонкостенном корпусе [коэффициент изменяется для вала в пределах от 1 до 3 (при массивном вале $F=1$), для корпуса — в пределах от 1 до 1,8]; F_A — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки A на опору (коэффициент изменяется в пределах от 1 до 2; при отсутствии осевой нагрузки $F_A=1$).

Допускаемые значения P_R , подсчитанные по средним значениям посадочных натягов, приведены в таблице 16.

Пример. У подшипника № 210 циркуляционно нагружено наружное кольцо. Радиальная нагрузка составляет 8000 Н, нагрузка с сильными ударами. Корпус массивный.

По таблице (см. приложение X) определяем наружный диаметр подшипника $D=90$ мм и ширину кольца $B=20$ мм. Динамический коэффициент посадки в соответствии с характером нагрузки принимаем равным $K_n=1,8$. Коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при тонкостенном корпусе, принимаем $F=1$, так как корпус массивный. Коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки $F_A=1$, так как подшипник однорядный.

Тогда интенсивность нагрузки

$$P_R = \frac{R}{B} K_n F F_A = \frac{8000}{0,02} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 720\,000 \text{ Н/м} = 720 \text{ кН/м}.$$

По таблице 16 выбираем посадку K7.

Таблица 16. Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R

Диаметр, мм		Значения интенсивности нагрузки, кН/м			
отверстия внутреннего кольца подшипника		поле допуска вала			
свыше	до	i_5^6	k_6	m_6	n_6
18	80	До 300	30...1400	1400...1600	1600...3000
80	180	До 600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	До 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
наружной поверхности внешнего кольца подшипника		поле допуска корпуса			
свыше	до	K7	M7	N7	P7
50	180	До 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180	360	До 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300

Для местно нагруженных колец посадку выбирают в зависимости от условий работы и в первую очередь от характера нагрузки и частоты вращения. Рекомендации по выбору посадок для местно нагруженных колец приведены в таблице 17, а отклонения — в приложении XI.

Таблица 17. Рекомендуемые посадки для местно нагруженных колец подшипников

Размеры посадочных диаметров, мм		Поля допусков сопрягаемой с подшипником детали			Типы подшипников
		вал	стальной или чугу- ный корпус		
свыше	до			неразъем- ный	разъемный
<i>Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией</i>					
—	80	<i>h6</i>	<i>H7</i>	<i>H7, H8</i>	Все типы, кроме штампованных игольчатых
80	260	<i>h6, g6</i>	<i>G7</i>		
<i>Нагрузка с ударами и вибрацией</i>					
—	80	<i>h6</i>	<i>i_s7</i>	<i>i_s7</i>	Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
80	260		<i>H7</i>		

При назначении указанных в таблице посадок местно нагруженное кольцо может под действием толчков и вибрации проворачиваться. Однако при назначении посадок необходимо иметь в виду, что проворачивание кольца вначале приводит к некоторому увеличению зазора, а затем оно может вызвать ускоренный износ посадочного места. Если учесть, что стоимость корпусных деталей, в которые устанавливают подшипники качения (например, корпус коробки передач, корпус заднего моста трактора или автомобиля), во много раз больше, чем стоимость подшипника, посадки с зазором следует назначать очень осторожно.

Посадки подшипников качения записывают на чертежах в виде условного обозначения поля допуска сопрягаемой с подшипником детали, к которому добавляют индекс «п» (рис. 108). Такое специфическое обозначение необходимо потому, что при сопряжении деталей, имеющих стандартные размеры, с кольцами подшипника за-

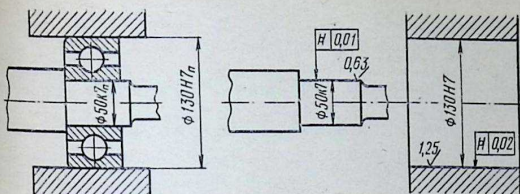


Рис. 108. Обозначение посадок подшипников качения на чертежах.

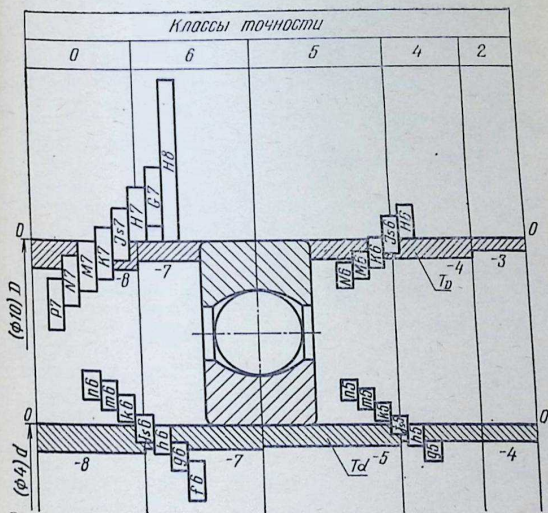


Рис. 109. Схемы расположения полей допусков колец подшипника и сопрягаемых с ними деталей.

зоры и натяги будут отличными от обычных стандартных посадок. Например, при сопряжении внутреннего кольца подшипника с валами k , m , n вместо переходных посадок будут иметь место посадки с гарантированным натягом. Это объясняется расположением поля допуска внутреннего кольца из тела детали. Отличными от стандартных будут и сопряжения корпусов с наружными кольцами подшипника из-за малого допуска на обработку кольца (рис. 109).

Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипниками качества, не должна значительно отличаться от шероховатости поверхности самих подшипников. Для подшипников класса точности 0 при диаметре сопрягаемых поверхностей до 80 мм $R_a \leq 1,25$ мкм, свыше 80 мм — $R_a \leq 2,5$ мкм. Эти требования обусловлены тем, что неровности посадочных поверхностей срезаются и сминаются в процессе запрессовки. Вследствие этого уменьшается натяг в неподвижных соединениях колец с валом или корпусом. В подвижных соединениях при проворачивании кольца неровности быстро истираются, зазор увеличивается и значительное ослабление посадки приводит к ускоренному изнашиванию посадочных мест.

Допускаемые отклонения от правильной геометрической формы (овальность, конусность) посадочных поверхностей валов и корпусов не должны превышать $\frac{1}{2}$ допуска на обработку, так как такие отклонения приводят к уменьшению натяга в неподвижных соединениях колец с посадочной поверхностью и быстрому увеличению зазора в подвижных соединениях. И то и другое значительно уменьшает технический ресурс подшипников.

В предыдущих главах рассматривались сопряжения, состоящие из двух деталей — вала и отверстия. Однако у машин, механизмов и отдельных деталей взаимное расположение осей и поверхностей зависит обычно от большого числа сопрягаемых размеров. Расчет допусков на все эти размеры является сложной задачей, которая решается размерным анализом. Установление рациональных допусков размеров, определяющих взаимное положение осей и поверхностей, не только обеспечивает взаимозаменяемость и облегчает процесс сборки, но, как правило, обуславливает и эксплуатационные качества машины. Большое значение имеет использование размерного анализа при ремонте машин, когда приходится восстанавливать первоначальное взаимное положение осей и поверхностей.

§ 63. Термины и определения

Размерный анализ основан на составлении и расчете размерных цепей и нормирован ГОСТ 16319—70 «Цепи размерные. Термины, определения и обозначения» и ГОСТ 16320—70 «Цепи размерные. Методы расчета плоских цепей».

Размерной цепью называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи по определению взаимного положения осей и поверхностей детали, механизма или машины в целом.

Размеры, образующие размерную цепь, называются звеньями. Звено, которое при сборке или при изготовлении детали выявляется последним, называется замыкающим. Остальные звенья называются составляющими. Принято обозначать составляющие звенья

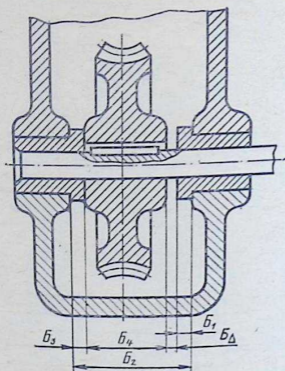


Рис. 110. Сборочная размерная цепь.

ся поддетальной. В поддетальных размерных цепях все звенья являются размерами одной детали. В сборочных размерных цепях все звенья представляют собой размеры разных деталей. Если это правило не соблюдается и в сборочную размерную цепь входит несколько размеров одной детали, то надо изменить постановку размеров этой детали, рассчитать поддетальную размерную цепь и в сборочную размерную цепь включить один размер данной детали.

Замыкающим звеном в размерной цепи редуктора будет размер B_{Δ} (рис. 110) — зазор между червячным колесом и опорной втулкой, так как он выявляется после изготовления всех деталей с размерами B_1, B_2, B_3, B_4 и их сборки.

Какое из звеньев размерной цепи ступенчатого валика (рис. 111) будет замыкающим, зависит от технологии его изготовления. Если валик будет обработан вначале под диаметр d_1 на длине L_1 , затем под

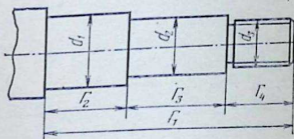


Рис. 111. Поддетальная размерная цепь.

одной цепи одной буквой русского алфавита. На рисунке 110 изображен узел редуктора, размеры которого составляют размерную цепь. Такая размерная цепь, которая определяет взаимное положение поверхностей и осей разных деталей, называется сборочной.

На рисунке 111 приведен чертеж ступенчатого валика, размеры которого также образуют размерную цепь. Размерная цепь, которая определяет взаимное положение поверхностей и осей одной детали, называется

диаметр d_2 на длине $(\Gamma_1 - \Gamma_2)$ и, наконец, под диаметр d_3 на длине $(\Gamma_1 - \Gamma_2 - \Gamma_3)$, то последним выявится размер Γ_4 , который и будет замыкающим. Если же обрабатывать валик с помощью копировального устройства и вначале получить d_3 на длине Γ_4 , затем d_2 на длине Γ_3 и, наконец, d_1 на длине Γ_2 , то в этом случае последним выявится размер Γ_1 , являющийся суммой уже полученных размеров. При такой технологии изготовления размер Γ_1 будет замыкающим звеном размерной цепи.

Составляющие звенья по-разному влияют на замыкающее звено. Например, при увеличении размера B_2 (рис. 110) и постоянном размере остальных звеньев замыкающее звено будет увеличиваться. При увеличении каждого из размеров B_1 , B_3 или B_4 и постоянном размере остальных звеньев замыкающее звено будет уменьшаться. Звенья, с увеличением которых замыкающее звено также увеличивается, называют увеличивающими. А звенья, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается, называют уменьшающими.

Размерные цепи могут быть линейными, плоскостными и пространственными. В линейных размерных цепях все линейные размеры параллельны. В плоскостных размерных цепях линейные размеры могут быть направлены под углом друг к другу, но располагаются в одной плоскости, в пространственных размерных цепях — в непараллельных плоскостях.

В плоскостных и пространственных размерных цепях звеньями могут быть как линейные, так и угловые размеры. В зависимости от этого различают размерные цепи: 1) с линейными размерами; 2) с угловыми размерами; 3) со смешанными размерами (где звеньями являются и линейные и угловые размеры).

§ 64. Порядок составления размерных цепей

Составление размерной цепи начинается с выявления замыкающего звена, т. е. размера, к точности которого предъявляются определенные технические требования, так как он определяет качество работы данного механизма или детали. Такими размерами являются, например, зазор между бичами барабана и декой в молотильном устройстве, зазор между стержнем клапана и коромыслом в газораспределительном механизме и др.

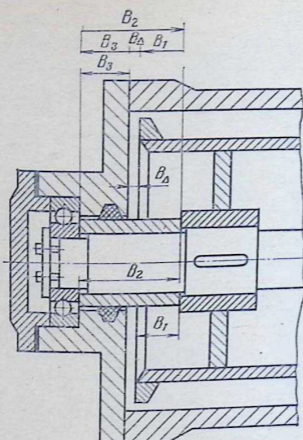


Рис. 112. Узел барабана лебедки (вверху — схема размерной цепи).

На рисунке приведен схематический чертеж узла крепления барабана лебедки. Чтобы обеспечить нормальную работу узла, между торцом барабана и внутренней стенкой боковой винны корпуса лебедки должен быть зазор. Этот зазор является замыкающим звеном, так как он выявляется после сборки всего узла.

Чтобы построить размерную цепь, определяющую размер зазора B_{Δ} , необходимо выявить все составляющие звенья, т. е. размеры, изменение кото-

рых влечет за собой изменение зазора. Зная, что положение деталей в узле определяется поверхностями касания соседних деталей, которые принято называть сборочными базами, мы выявляем эти поверхности, а через них — размерные связи. Рассматриваемый зазор B_{Δ} зависит от взаимного положения внутренней стенки боковой винны корпуса лебедки и торца барабана. Барабан, в свою очередь, упирается внутренней втулкой в распорную втулку, сидящую на валу. Распорная втулка упирается в подшипник, посаженный в корпус и прижимаемый крышкой к торцовой поверхности отверстия под подшипник в корпусе. Коротко эти размерные связи можно записать так:

зазор	— барабан;
барабан	— втулка;
втулка	— подшипник;
подшипник	— корпус;
корпус	— зазор.

В размерную цепь войдут размеры между поверхностями касания каждой из этих деталей: у барабана — B_1 , у распорной втулки — B_2 , у корпуса — B_3 . Размеры колец

подшипника не влияют на замыкающее звено, так как корпус и втулка касаются его с одной стороны. Затем необходимо убедиться в том, что каждый из этих размеров влияет на замыкающее звено, и определить, как он влияет. Если поочередно увеличивать каждый размер, считая, что остальные звенья в это время остаются постоянными, то размер замыкающего звена во всех случаях будет изменяться. Но с увеличением размера B_2 зазор B_Δ будет увеличиваться, а с увеличением размеров B_1 и B_3 — уменьшаться. Следовательно, размер B_2 — увеличивающее звено, а размеры B_1 и B_3 — уменьшающие звенья.

Для построения схемы размерной цепи (рис. 112) необходимо отложить в верхней ее части размеры всех увеличивающих звеньев (в примере B_2), а в нижней части — уменьшающих (B_3 и B_1) и замыкающего звена. Так как размерная цепь — замкнутый контур, сумма номинальных размеров увеличивающих звеньев должна быть равна сумме номинальных размеров уменьшающих звеньев и замыкающего звена, т. е. для данного примера $B_2 = B_3 + B_1 + B_\Delta$, а в общем виде

$$\sum_{i=1}^m A_i^{yb} = \sum_{m+1}^{n-1} A_i^{ym} + A_\Delta,$$

откуда

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^m A_i^{yb} - \sum_{m+1}^{n-1} A_i^{ym}, \quad (80)$$

где A_Δ — номинальный размер замыкающего звена;

$\sum_{i=1}^m A_i^{yb}$ — сумма номинальных размеров увеличивающих

звеньев; $\sum_{m+1}^{n-1} A_i^{ym}$ — сумма номинальных размеров умень-

шающих звеньев; m — число увеличивающих звеньев; n — общее число звеньев размерной цепи.

Чтобы общее уравнение размерной цепи стало универсальным, т. е. пригодным для расчета линейных, плоскостных и пространственных цепей, необходимо ввести понятие «передаточное отношение», обозначаемое буквой ξ_i и равное

$$\xi_i = \frac{\partial A_\Delta}{\partial A_i}, \quad (81)$$

т. е. частной производной, показывающей отношение погрешности замыкающего звена (вызванной погрешностью составляющего звена) к погрешности составляющего звена. Для линейной цепи передаточное отношение равно:

для увеличивающих звеньев $\xi_i^{yb} = +1$;

для уменьшающих звеньев $\xi_i^{ym} = -1$.

Тогда для любого вида размерных цепей

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} \xi_i A_i.$$

§ 65. Методы достижения точности замыкающего звена

Поскольку размер замыкающего звена зависит от размеров каждого из составляющих звеньев, обеспечить точность замыкающего звена возможно, лишь определив необходимую точность каждого составляющего звена. В процессе конструирования приходится при расчете размерных цепей решать прямую и обратную задачи. Прямая задача заключается в определении допусков и предельных отклонений на все составляющие звенья по известному допуску и предельным отклонениям замыкающего звена. Обратная задача заключается в определении допуска и предельных отклонений замыкающего звена по известным допускам и предельным отклонениям всех составляющих звеньев. Как правило, она используется для проверки правильности назначения допусков и предельных отклонений составляющих звеньев решением прямой задачи. Обе эти задачи, имеющие своей целью достижение необходимой точности замыкающего звена, могут решаться различными методами, которые можно разделить на две группы.

1-я группа — методы, обеспечивающие взаимозаменяемость в подетальных и сборочных размерных цепях:

- 1) метод полной взаимозаменяемости, обеспечиваемый расчетом на максимум-минимум;
- 2) метод неполной взаимозаменяемости, обеспечиваемый расчетом вероятностным методом.

Метод полной взаимозаменяемости — это метод, при котором требуемая точность замыкающего

звена размерной цепи достигается при включении в нее или замене в ней любого звена без выбора, подбора или изменения его размера. Достигается полная взаимозаменяемость расчетом допусков на максимум-минимум, при котором учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев.

При использовании метода неполной взаимозаменяемости требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается не у всех объектов, а у заранее обусловленной их части при включении в нее или замене в ней любого звена без выбора, подбора или изменения его размера. Неполная взаимозаменяемость обеспечивается использованием вероятностного метода расчета размерных цепей, учитывающего явление рассеяния размеров и вероятность различных сочетаний размеров составляющих звеньев в одной цепи.

2-я группа — методы компенсации, используемые только в сборочных размерных цепях:

- 1) метод регулирования;
- 2) метод пригонки;
- 3) метод селективной сборки (групповой взаимозаменяемости).

Сущность этих методов будет позже рассмотрена подробнее на конкретных примерах.

§ 66. Метод расчета размерных цепей на максимум-минимум

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, необходимо даже при самых неблагоприятных сочетаниях размеров составляющих звеньев получить размер замыкающего звена в заданных пределах. Этот принцип лежит в основе метода расчета на максимум-минимум.

Запишем выражения максимального и минимального значений замыкающего звена:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^m A_{i \max}^{yB} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i \min}^{yM};$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^m A_{i \min}^{yB} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i \max}^{yM}.$$

Вычтя из первого равенства второе и перегруппировав члены правой части с их знаками, получим

$$A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^m A_{i \max}^{yB} - \sum_{i=1}^m A_{i \min}^{yB} + \\ + \sum_{m+1}^{n-1} A_{i \max}^{yM} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i \min}^{yM}.$$

Так как разность предельных размеров есть допуск, то можно записать

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m TA_i^{yB} + \sum_{m+1}^{n-1} TA_i^{yM}$$

или

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} TA_i, \quad (83)$$

т. е. допуск замыкающего звена равен сумме допусков всех составляющих звеньев.

Это понятно, так как замыкающее звено выявляется последним и все отклонения размеров составляющих звеньев сказываются на отклонениях размера замыкающего звена. Именно поэтому его допуск не может быть меньше суммы допусков составляющих звеньев, а в крайнем случае должен быть равен этой сумме.

Для определения отклонений замыкающего звена выразим предельные размеры в виде алгебраической суммы номинального размера и предельного отклонения:

$$A_{\Delta} + ESA_{\Delta} = \left(\sum_{i=1}^m A_i^{yB} + \sum_{i=1}^m ESA_i^{yB} \right) - \left(\sum_{m+1}^{n-1} A_i^{yM} + \sum_{m+1}^{n-1} EIA_i^{yM} \right);$$

$$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_i^{yB} - \sum_{m+1}^{n-1} A_i^{yM} - A_{\Delta} + \sum_{i=1}^m ESA_i^{yB} - \sum_{m+1}^{n-1} EIA_i^{yM}.$$

Так как первые три члена правой части вместе равны 0, что следует из общего уравнения размерной цепи, получаем

$$\left. \begin{aligned} ESA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m ESA_i^{y^B} - \sum_{m+1}^{n-1} EIA_i^{y^M} \\ EIA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m EIA_i^{y^B} - \sum_{m+1}^{n-1} ESA_i^{y^M} \end{aligned} \right\} \quad (84)$$

и аналогично

Эти равенства можно записать в виде, более удобном для расчета размерных цепей, выразив предельные отклонения через координату середины поля допуска или, другими словами, через среднее отклонение EMA_i , которое равно

$$EMA_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}.$$

Тогда

$$\left. \begin{aligned} ESA_i &= EMA_i + 0,5TA_i; \\ EIA_i &= EMA_i - 0,5TA_i. \end{aligned} \right\} \quad (85)$$

Аналогично для замыкающего звена

$$\left. \begin{aligned} ESA_{\Delta} &= EMA_{\Delta} + 0,5TA_{\Delta}; \\ EIA_{\Delta} &= EMA_{\Delta} - 0,5TA_{\Delta}. \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

Чтобы получить формулу, определяющую среднее отклонение замыкающего звена, запишем выражения (84) через средние отклонения и половины полей допусков:

$$\begin{aligned} EMA_{\Delta} + 0,5TA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m EMA_i^{y^B} + 0,5 \sum_{i=1}^m TA_i^{y^B} - \\ &- \sum_{m+1}^{n-1} EMA_i^{y^M} + 0,5 \sum_{m+1}^{n-1} TA_i^{y^M}; \\ EMA_{\Delta} - 0,5TA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m EMA_i^{y^B} - 0,5 \sum_{i=1}^m TA_i^{y^B} - \\ &- \sum_{m+1}^{n-1} EMA_i^{y^M} - 0,5 \sum_{m+1}^{n-1} TA_i^{y^M}. \end{aligned}$$

Сложив эти равенства и разделив на 2, получаем

$$EMA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EMA_i^{yB} - \sum_{m+1}^{n-1} EMA_i^{yM}, \quad (87)$$

а для любого вида размерных цепей

$$EMA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} \xi_i EMA_i. \quad (88)$$

Таким образом, мы получили все уравнения, необходимые для решения обратной задачи.

Более сложной является прямая задача, когда по известному допуску и отклонениям замыкающего звена требуется найти допуски и отклонения всех составляющих звеньев. Поскольку допуск на замыкающее звено должен быть равен сумме допусков всех составляющих звеньев, суть задачи сводится к тому, как распределить допуск замыкающего звена между всеми составляющими звеньями. Прямая задача может решаться двумя способами:

- 1) способом равных допусков;
- 2) способом назначения допусков одного качества.

При способе равных допусков, когда составляющие звенья являются близкими по значению и могут быть выполнены с одинаковой точностью, $TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{n-1}$, тогда $TA_{\Delta} = (n-1)TA_i$, откуда

$$TA_i = \frac{TA_{\Delta}}{n-1},$$

т. е. допуск любого составляющего звена равен допуску замыкающего звена, деленному на число составляющих звеньев.

Этот способ прост, но не учитывает разницу в номинальных размерах составляющих звеньев и связанную с ней разницу в технологической сложности получения размеров с заданными допусками. Поэтому способ равных допусков применяют только для ориентировочных расчетов и предварительной оценки точности изготовления составляющих звеньев. Чтобы сложность получения заданной точности всех звеньев была приблизительно одинаковой, необходимо назначить допуски одного качества, а для этого надо допуск замыкающего звена

разделить пропорционально единице допуска каждого составляющего звена. Допуск звена равен $TA_i = ai_{\Delta i}$. Подставив это значение допуска в выражение

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} TA_i,$$

получим

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} ai_{\Delta i} = a \sum_{i=1}^{n-1} i_{\Delta i}.$$

Так как мы хотим назначить допуски одного качества, число единиц допуска у всех звеньев должно быть одинаковым. Отсюда

$$a = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{n-1} i_{\Delta i}}. \quad (89)$$

По полученному числу единиц допуска, или коэффициенту точности a , находят по таблице 13 качество, по которому необходимо назначить допуски на все звенья.

Если коэффициент точности a не подходит близко ни к одному качеству, а имеет какое-то среднее значение, можно на часть звеньев, более сложных в изготовлении, назначить допуски по ближайшему грубому качеству, а на остальные звенья — по более точному. При этом должно соблюдаться условие

$$\sum_{i=1}^{n-1} ITA_i \leq TA_{\Delta}. \quad (90)$$

Предельные отклонения желательно назначать в соответствии с правилами, выработанными практикой применительно к существующим технологическим процессам изготовления деталей. Для размеров охватывающих поверхностей (диаметр отверстия, ширина паза и др.) отклонения назначают, как для основного отверстия H , т. е. $EIA_1 = 0$. Для размеров охватываемых поверхностей (диаметр вала, толщина выступа и др.) отклонения назначают, как для основного вала h , т. е. $ESA_1 = 0$. Для таких размеров, как глубина отверстия, ширина уступа,

межцентровое расстояние, предельные отклонения обычно принимают симметричными $\pm \frac{IT}{2}$.

Назначенные отклонения должны удовлетворять условиям

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^m ESA_i^{y^B} - \sum_{m+1}^{n-1} EIA_i^{y^M} &\leq ESA_{\Delta}; \\ \sum_{i=1}^m EIA_i^{y^B} - \sum_{m+1}^{n-1} ESA_i^{y^M} &\geq EIA_{\Delta}. \end{aligned} \right\} \quad (91)$$

Если эти условия не соблюдаются, корректируют отклонения. Когда допуск приходится несколько уменьшать, тогда корректировку осуществляют за счет наиболее просто изготавливаемого и измеряемого звена. Когда же путем корректировки допуск можно несколько расширить, ее осуществляют за счет наиболее сложного в изготовлении звена. При известных допусках замыкающего звена и всех (кроме одного) составляющих звеньев допуск корректирующего звена может быть найден из уравнения

$$TA_{\text{кор}} = TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n-2} ITA_i. \quad (92)$$

Если допуск по этому уравнению получается с отрицательным знаком или чрезвычайно малым, следует применять более точный квалитет для одного или нескольких составляющих звеньев.

Предельные отклонения корректирующего увеличивающего звена находят из уравнений

$$\left. \begin{aligned} ESA_{\text{кор}}^{y^B} &= \sum_{m+1}^{n-2} EIA_i^{y^M} + ESA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-1} ESA_i^{y^B}; \\ EIA_{\text{кор}}^{y^B} &= \sum_{m+1}^{n-2} ESA_i^{y^M} + EIA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-1} EIA_i^{y^B}. \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

Предельные отклонения корректирующего уменьшающего звена находят из аналогичных уравнений

$$\left. \begin{aligned} ESA_{\text{кор}}^{\text{ум}} &= \sum_{i=1}^m EIA_i^{\text{уб}} - EIA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n-2} ESA_i^{\text{ум}}; \\ EIA_{\text{кор}}^{\text{ум}} &= \sum_{i=1}^m ESA_i^{\text{уб}} - ESA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n-2} EIA_i^{\text{ум}}. \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

Пример. Рассчитаем допуски размерной цепи червячного редуктора (см. рис. 110) для условий: $B_1=5$ мм; $B_2=55$ мм; $B_3=5$ мм; $B_4=45$ мм. Зазор между червячным колесом и втулкой должен находиться в пределах от 0,1 до 0,45 мм, т. е. $B_{\Delta}=0 \begin{smallmatrix} +0,45 \\ +0,10 \end{smallmatrix}$ мм.

Определяем коэффициент точности размерной цепи

$$a = \frac{TB_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{n-1} i_{B_i}} = \frac{350}{0,75 + 1,90 + 1,60 + 0,75} = 70.$$

Значения i_{B_i} найдены по таблице 12.

По коэффициенту точности размерной цепи $a=70$ устанавливаем допуски на все составляющие звенья по ИТ10 (см. таблицу 13).

Для охватываемых размеров B_1 , B_3 и B_4 отклонения определяем как для основного вала:

$$B_1 = 5_{-0,048} \text{ мм}; \quad B_3 = 5_{-0,048} \text{ мм}; \quad B_4 = 45_{-0,1} \text{ мм}.$$

В качестве корректирующего звена выбираем B_2 , так как использование обычных калибров для его контроля затруднительно. Тогда отклонения размера B_2 рассчитываем как для корректирующего увеличивающего звена по формулам:

$$\begin{aligned} ESB_2 &= EIB_1 + EIB_3 + EIB_4 + ESB_{\Delta} = \\ &= (-48) + (-48) + (-100) + 450 = +254 \text{ мкм}; \\ EIB_2 &= ESB_1 + ESB_3 + ESB_4 + EIB_{\Delta} = \\ &= 0 + 0 + 0 + 100 = +100 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Округляем отклонения до сотых долей миллиметра с целью облегчения контроля и записываем окончательно

$$B_2 = 55 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ +0,10 \end{smallmatrix} \text{ мм}.$$

Производим проверку правильности расчета размерной цепи по условиям:

$$\begin{aligned} ESB_2 - (EIB_1 + EIB_3 + EIB_4) &= \\ = 250 - (-48 - 48 - 100) &= +446 < ESB_{\Delta} = +450; \\ EIB_2 - (ESB_1 + ESB_3 + ESB_4) &= \\ = 100 - (0 + 0 + 0) &= +100 = EIB_{\Delta} = +100 \end{aligned}$$

Оба условия выдержаны, следовательно, размерная цепь рассчитана правильно.

Преимуществами расчета размерных цепей методом полной взаимозаменяемости являются: упрощение процесса сборки и возможность его точного нормирования; создание более благоприятных условий для специализации и кооперирования производства. К недостаткам этого метода следует отнести получение излишне жестких, технологически трудно выполнимых допусков, невозможность использования его для расчета цепей высокой точности. Исходя из этой характеристики метода полной взаимозаменяемости, можно определить область его применения: 1) предварительный расчет допусков; 2) расчет допусков в мелкосерийном и индивидуальном производстве; 3) расчет размерных цепей невысокой точности.

§ 67. Вероятностный метод расчета размерных цепей

При расчете размерных цепей на максимум-минимум исходят из того, что даже при самом неблагоприятном сочетании размеров звеньев (например, когда все увеличивающиеся звенья будут наибольшими, а все уменьшающиеся звенья будут наименьшими) замыкающее звено должно находиться в пределах поля допуска. Этим достигается полная (или абсолютная, как ее иногда называют) взаимозаменяемость. Но допуски при этом необходимо назначать необоснованно малые, что значительно удорожает изготовление деталей. Необоснованность предпосылок расчета размерных цепей методом полной взаимозаменяемости или методом расчета на максимум-минимум объясняется тем, что в партии изделий вероятность одновременного попадания в один узел наибольших размеров всех увеличивающих звеньев и наименьших размеров всех уменьшающих звеньев чрезвычайно

мала и с увеличением числа звеньев в размерной цепи все более уменьшается. Если в механизме имеется размерная цепь, состоящая из 10 звеньев, то вероятность появления наихудшего сочетания равна 0,00000000000002. Практически это значит, что даже при выпуске предприятием 1 миллиона таких механизмов в день наихудшее сочетание будет встречаться в среднем один раз в 10...15 тысяч лет. Этот пример показывает всю теоретическую необоснованность применения метода расчета на максимум-минимум для многозвенных размерных цепей.

Поэтому в крупносерийном и массовом производстве при расчете размерных цепей необходимо использовать основные положения теории вероятностей. Размер замыкающего звена можно рассматривать как сложное случайное событие, зависящее от ряда независимых простых случайных событий — размеров составляющих звеньев. Поэтому на основании закона сложения случайных независимых событий среднее квадратическое отклонение размера замыкающего звена определится из выражения

$$\sigma_{\Delta} = \sqrt{\sigma_{A_1}^2 + \sigma_{A_2}^2 + \dots + \sigma_{A_{n-1}}^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \sigma_{A_i}^2}$$

где σ_{A_i} — среднее квадратическое отклонение размеров составляющих звеньев.

Если принять, что закон распределения размеров составляющих звеньев нормальный и кривая распределения симметрична относительно середины поля допуска, а поле рассеяния σ равно допуску T , то, определив из выражения $t = \frac{T}{2\sigma}$ среднее квадратическое отклонение через допуск и коэффициент риска $\sigma_{A_i} = \frac{TA_i}{2t_i}$, можно записать

$$\frac{TA_{\Delta}}{2t_{\Delta}} = \sqrt{\left(\frac{TA_1}{2t_1}\right)^2 + \left(\frac{TA_2}{2t_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{TA_{n-1}}{2t_{n-1}}\right)^2}$$

Примем коэффициент риска для всех составляющих звеньев одинаковым и равным $t_n = 3$, т. е. будем считать, что при получении всех размеров составляющих звеньев выбран технологический процесс, близкий к оптимально-

му, тогда, обозначив отношение коэффициента риска составляющих звеньев к коэффициенту риска замыкающего звена через

$$\eta = \frac{t_n}{t_\Delta}, \quad (95)$$

получим окончательно

$$TA_\Delta = \frac{1}{\eta} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} TA_i^2}. \quad (96)$$

Коэффициент η , равный отношению коэффициентов риска составляющих и замыкающего звена, определяет вероятность появления брака по замыкающему звену. Если же вероятный процент брака по замыкающему звену задан, то через коэффициент η находят возможность расширения полей допусков составляющих звеньев.

Чтобы найти отклонения замыкающего звена, необходимо определить координату середины поля допуска этого звена, которая при указанных выше допущениях будет совпадать с центром группирования размеров замыкающего звена. В этом случае

$$EMA_\Delta = \sum_{i=1}^{n-1} \xi_i EMA_i.$$

Тогда отклонения замыкающего звена могут быть найдены из выражений

$$ESA_\Delta = EMA_\Delta + 0,5TA_\Delta;$$

$$EIA_\Delta = EMA_\Delta - 0,5TA_\Delta.$$

С помощью этих уравнений может быть решена обратная задача. Определение допусков составляющих звеньев по известному допуску замыкающего звена производят методом, аналогичным методу полной взаимозаменяемости, но коэффициент точности размерной цепи находят с учетом сложения размеров составляющих звеньев как случайных и независимых событий. Если подставить значения допусков составляющих звеньев,

выраженные через единицу допуска и число единиц допуска, в формулу (96), то получим

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{\eta} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} a_p^2 i_{A_i}^2} = \frac{a_p}{\eta} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} i_{A_i}^2},$$

откуда

$$a_p = \frac{TA_{\Delta} \eta}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} i_{A_i}^2}}, \quad (97)$$

где a_p — коэффициент точности размерной цепи, полученный вероятностным методом (так как этот метод дает возможность расширить допуски по сравнению с методом расчета на максимум-минимум, добавлен индекс «р»).

По коэффициенту a_p определяют, по какому качеству должны быть изготовлены все составляющие звенья.

Назначенные допуски должны удовлетворять условию

$$\frac{1}{\eta} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} IT_p A_i^2} \leq TA_{\Delta}. \quad (98)$$

Чтобы координата центра группирования размеров замыкающего звена не изменялась, надо сохранить координаты центров группирования составляющих звеньев. В связи с этим расширение полей допусков составляющих звеньев производят в обе стороны симметрично (рис. 113). Тогда отклонения расширенных допусков составляющих звеньев могут быть найдены из выражений

$$ES_p A_i = EMA_i + 0,5 IT_p A_i;$$

$$EI_p A_i = EMA_i - 0,5 IT_p A_i.$$

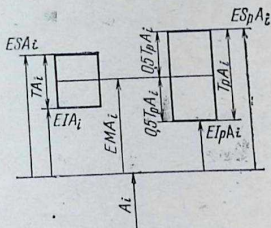


Рис. 113. Вычисление расширенных предельных отклонений составляющих звеньев.

С помощью этих уравнений решается прямая задача вероятностным методом.

Так как коэффициент точности выбранного качества, как правило, не равен рассчитанному и может быть несколько больше его, необходимо определить вероятный процент брака по замыкающему звену для технологических цепей или процент ожидаемой переборки узлов для сборочных размерных цепей. Выбрав качество, находят по таблицам коэффициент точности $a_{ст}$. Затем вычисляют η по уравнению

$$\eta = \frac{a_{ст}}{TA_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} i^2 \lambda_i^2} \quad (99)$$

Определив из формулы (95) коэффициент риска по замыкающему звену

$$t_{\Delta} = \frac{t_n}{\eta},$$

находят по таблицам соответствующее значение функции Лапласа $\Phi(t)$ и вычисляют процент брака или переборки по уравнению

$$Q_{\Delta} = (1 - 2\Phi(t)) 100. \quad (100)$$

На основании технико-экономических расчетов делают заключение о целесообразности изготовления размеров по выбранному качеству при условии получения брака в количестве $Q_{\Delta} \%$ или о целесообразности изготовления всех размеров по более точному качеству с большими затратами на обработку, чтобы полностью исключить возможность появления брака.

Пример. Чтобы оценить экономическую эффективность применения вероятностного метода расчета размерных цепей, рассчитаем допуски размерной цепи червячного редуктора (см. рис. 110) этим методом и сравним результаты с расчетом на максимум-минимум.

Для условий $B_1=5$ мм, $B_2=55$ мм, $B_3=5$ мм, $B_4=45$ мм и $B_{\Delta} = 0^{+0,45}_{+0,10}$ мм задаемся процентом брака по замыкающему звену

$Q_{\Delta}=0,27\%$, т. е. практически близким к нулю.

Вычисляем функцию Лапласа

$$\Phi(t_{\Delta}) = \frac{100 - Q_{\Delta}}{200} = \frac{100 - 0,27}{200} = 0,49865$$

и по таблице (см. приложение I) находим соответствующее значение $t_{\Delta}=3$. Тогда

$$\eta = \frac{t_{\Pi}}{t_{\Delta}} = \frac{3}{3} = 1.$$

Определяем коэффициент точности размерной цепи из выражения (97):

$$a_p = \frac{350 \cdot 1}{\sqrt{0,75^2 + 1,9^2 + 1,6^2 + 0,75^2}} = 130.$$

По коэффициенту точности размерной цепи $a_p=130$ устанавливаем допуски на все составляющие звенья по IT11. Тогда предельные отклонения звеньев будут следующими: $B_1=5_{-0,075}$ мм; $B_2=55^{+0,19}$ мм; $B_3=5_{-0,075}$ мм; $B_4=45_{-0,16}$ мм.

Производим проверку правильности выбранных допусков по условию (98):

$$\frac{1}{1} \sqrt{75^2 + 190^2 + 75^2 + 160^2} = 270 < 350.$$

Проверка показывает, что даже при переходе с IT10 на IT11 для всех составляющих звеньев по сравнению с расчетом на максимум-минимум имеется возможность еще большего расширения полей допусков, так как остается большой запас точности по замыкающему звену. Если назначить допуск на звено B_4 по IT12, то и тогда точность замыкающего звена будет обеспечена. Действительно, при $B_4=45_{-0,25}$ мм проверка дает следующий результат:

$$\frac{1}{1} \sqrt{75^2 + 190^2 + 75^2 + 250^2} = 331 < 350.$$

Следовательно, точность замыкающего звена при этих расширенных допусках будет обеспечена.

Ввиду того что в большинстве случаев закон распределения размеров составляющих звеньев в большей или меньшей степени отличается от закона нормального распределения, а систематические ошибки обработки приводят к смещению центра группирования относительно середины поля допуска, можно использовать более точные формулы для расчета размерных цепей при любом законе распределения. С этой целью вводится коэффициент относительного рассеяния λ_i , определяемый из выражения

$$\lambda_i = \frac{6\sigma_i}{TA_i}, \quad (101)$$

где TA_i — допуск размера i -го составляющего звена; σ_i — среднее квадратическое отклонение i -го составляющего звена, определяемое экспериментальным путем.

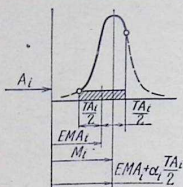


Рис. 114. Определение коэффициента асимметрии.

В случае, если закон распределения составляющих звеньев неизвестен, рекомендуется брать $\lambda_1=1,5$ для всех составляющих звеньев. Зная λ_1 , можно более точно определить зависимость между допуском замыкающего и допуском составляющих звеньев по уравнению

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \lambda_i^2 TA_i^2}, \quad (102)$$

где λ_{Δ} — коэффициент относительного рассеяния замыкающего звена.

При известных λ_1 всех составляющих звеньев приближенное значение λ_{Δ} можно найти по формуле

$$\lambda_{\Delta} = 1 + \frac{0,55}{\sum_{i=1}^{n-1} TA_i} \left(\sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \lambda_i^2 TA_i^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} TA_i^2} \right). \quad (103)$$

В зависимости от принятого процента брака по замыкающему звену коэффициент λ_{Δ} следует перед постановкой в расчетные формулы умножить на коэффициент λ_0 , значения которого приведены ниже:

$Q_{\Delta}, \%$	0,05	0,1	0,2	0,27	0,5	1	1,5	2	3	4	5
λ_0	0,86	0,91	0,97	1	1,06	1,16	1,23	1,29	1,33	1,46	1,52

Несовпадение центра группирования размеров с серединой поля допуска может быть учтено коэффициентом относительной асимметрии α_i кривой распределения отклонений i -го размера. Этот коэффициент определяют на основании экспериментальных данных (рис. 114) по формуле

$$\alpha_i = \frac{2(M_i - EMA_i)}{TA_i}, \quad (104)$$

где M_i — координата центра группирования размеров i -го составляющего звена.

Тогда координату центра группирования размеров замыкающего звена можно найти из уравнения

$$M_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \left(M_i^{yB} + \alpha_i \frac{TA_i^{yB}}{2} \right) - \sum_{m+1}^{n-1} \left(M_i^{yM} + \alpha_i \frac{TA_i^{yM}}{2} \right) - \alpha_{\Delta} \frac{TA_{\Delta}}{2}. \quad (105)$$

При известных коэффициентах α_i для всех составляющих звеньев приближенное значение коэффициента α_{Δ} находят по формуле

$$\alpha_{\Delta} = \frac{0,59 \sum_{i=1}^{n-1} \alpha_i TA_i}{\sum_{i=1}^{n-1} TA_i}. \quad (106)$$

В крупносерийном и массовом производстве при установившейся технологии значения λ_i и α_i могут быть найдены путем сбора и математической обработки статистических данных о действительных размерах составляющих звеньев.

Наиболее рациональной областью применения вероятностного метода является решение многозвенных сборочных размерных цепей при сравнительно высокой точности замыкающих звеньев. Необходимо помнить, что этот метод, как и все вероятностные расчеты, может использоваться только в крупносерийном и массовом производстве.

§ 68. Особенности расчета размерных цепей, имеющих звенья с известными допусками

В размерную цепь часто входят размеры, допуски на которые уже известны и изменять их нельзя. К таким звеньям относятся в первую очередь размеры стандартизованных деталей (болтов, гаек, шайб, колец подшипников качения и т. д.). Размеры этих деталей, входящие в размерную цепь, будут оказывать влияние на размер замыкающего звена, поэтому при расчетах допусков составляющих звеньев необходимо учитывать и известные уже допуски звеньев.

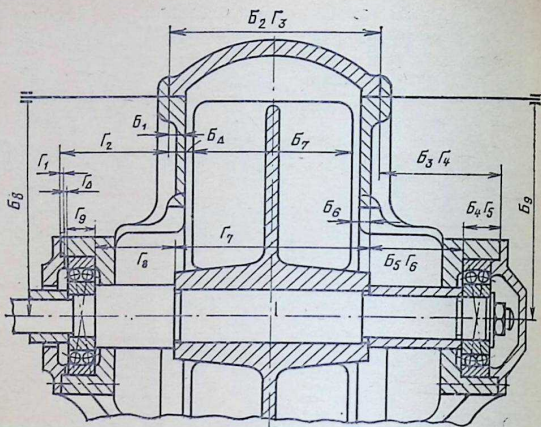


Рис. 115. Размерные цепи узла вентилятора (пример связанных размерных цепей).

Часто одни и те же размеры деталей входят в различные размерные цепи. Например, на рисунке 115 показаны две размерные цепи вентилятора, причем звенья $B_2Г_3$, $B_3Г_4$, $B_4Г_5$ и $B_5Г_6$ входят в обе размерные цепи. Такие размерные цепи носят название связанных. После расчета одной из этих размерных цепей допуски на указанные звенья будут определены, и при расчете другой размерной цепи их можно учесть как известные. Чтобы избежать в этом случае повторных вычислений, следует начинать расчет с размерной цепи, в которой предъявляются самые высокие требования к точности замыкающего звена.

При расчете размерных цепей методом полной взаимозаменяемости известные допуски звеньев учитывают следующим образом. Допуск замыкающего звена равен сумме допусков всех составляющих звеньев, в том числе и известных. Но так как изменить известные допуски звеньев нельзя, то оставшуюся часть допуска замыкающего звена следует распределить между остальными звеньями. Исходя из этого, коэффициент точности раз-

мерной цепи с имеющимися известными допусками можно определить по формуле

$$a = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n-1} TA_{i \text{ изв}}}{\sum_{i=1}^q i_{A_i \text{ опр}}}, \quad (107)$$

где $\sum_{i=1}^{n-1} TA_{i \text{ изв}}$ — сумма известных допусков составляющих звеньев; $\sum_{i=1}^q i_{A_i \text{ опр}}$ — сумма единиц допуска всех остальных (определяемых) составляющих звеньев; q — число звеньев, для которых определяются допуски.

Дальнейший расчет производят обычным методом.

При теоретико-вероятностном методе расчета известные допуски учитываются таким же образом. Действительно,

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{\eta} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} TA_i^2} = \frac{1}{\eta} \sqrt{\sum_{i=1}^q a_p^2 i_{A_i \text{ опр}}^2 + \sum_{i=1}^{n-1} TA_{i \text{ изв}}^2},$$

откуда

$$a_p = \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 \eta^2 - \sum_{i=1}^{n-1} TA_{i \text{ изв}}^2}{\sum_{i=1}^q i_{A_i \text{ опр}}^2}}. \quad (108)$$

Дальнейший расчет ведут обычным для теоретико-вероятностного метода порядком.

§ 69. Методы компенсации

Необходимую точность размера замыкающего звена можно обеспечить, введя в размерную цепь звено, размер которого возможно изменять, регулировать в определенных пределах. В этом случае погрешности размеров всех составляющих звеньев компенсируются изменением размеров одного звена, которое называется компенса-

тором. При наличии компенсатора все составляющие звенья размерной цепи можно изготавливать с расширенными допусками, которые свободно выдерживаются при принятом технологическом процессе. Сумма расширенных допусков будет больше, чем заданный допуск замыкающего звена $\sum_{i=1}^{n-1} T_p A_i > T_{A_\Delta}$, и это превышение должно быть устранено с помощью компенсатора. Следовательно, значение компенсации может быть найдено из уравнения

$$TK = \sum_{i=1}^{n-1} T_p A_i - T_{A_\Delta}. \quad (109)$$

Номинальный размер компенсатора зависит от того, является ли компенсирующее звено увеличивающим или уменьшающим. Его можно определить из общего уравнения размерной цепи

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^m A_i^{yb} - \sum_{m+1}^{n-1} A_i^{ym} \pm K, \quad (110)$$

где K — номинальный размер компенсатора.

Если компенсатор является увеличивающим звеном, то в уравнение он входит со знаком плюс, а если уменьшающим — со знаком минус.

Компенсацію погрешностей составляющих звеньев за счет звена, являющегося компенсатором, можно осуществлять различными методами.

Метод регулирования — распространенный метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением размера компенсирующего звена без снятия материала. С помощью этого метода можно компенсировать погрешности как линейных размеров (рис. 116, 117, 118, 119), так и диаметральных размеров (рис. 120).

Основным и очень важным преимуществом этого метода является возможность поддерживать заданную точность замыкающего звена в процессе эксплуатации при изменении размеров составляющих звеньев вследствие износа и деформаций, чего нельзя добиться другими методами. Например, точность высоты подъема клапана двигателя внутреннего сгорания довольно высока, и зависит она от точности размеров многих деталей (рис. 116). Обеспечить такую точность при изготовлении

машин и тем более поддерживать ее в процессе эксплуатации было бы невозможно без использования компенсатора в виде регулировочного винта. Регулирование зазора в клапанах восстанавливает необходимую точность в сложной размерной цепи.

Роль компенсатора может выполнять специальное звено в виде прокладки, шайбы, кольца. В этих случаях происходит ступенчатое регулирование размера, равное разности размеров двух компенсирующих звеньев.

Более совершенными являются компенсаторы с непрерывным изменением размеров по мере необходимости. К ним относятся винтовые компенсаторы (таким компенсатором и регулируют зазор в клапанах). Кроме того, в различных конструкциях могут использоваться

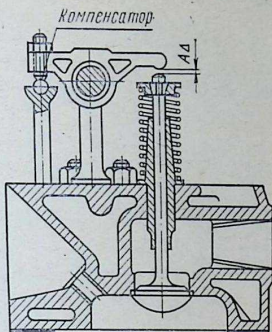


Рис. 116. Использование регулируемого компенсатора в механизме газораспределения двигателя.

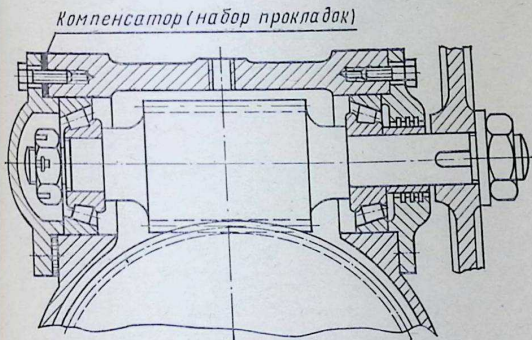


Рис. 117. Компенсатор в виде набора прокладок.

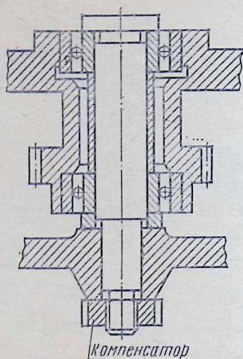


Рис. 118. Компенсатор в виде резьбового соединения.

звено, размер которого может быть легко изменен. Недостатками этого метода являются сложность нормирования процесса пригонки и полный отход от принципа взаимозаменяемости.

Разновидностью метода пригонки является метод дополнительной обработки по результатам замеров на сборке. Он получил распространение в размерных цепях, где требуется очень высокая точность замыкающего звена.

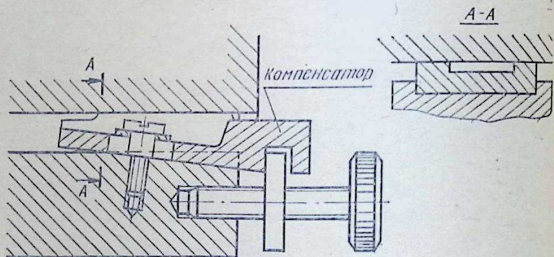


Рис. 119. Компенсатор в виде клина.

эксцентриковые компенсаторы, а также пружинные компенсаторы, обладающие способностью саморегулирования при изменении размеров звеньев в процессе эксплуатации.

Недостатком этого метода является необходимость введения в конструкцию дополнительных деталей, что усложняет и удорожает ее.

Метод пригонки заключается в том, что требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением размера компенсирующего звена путем снятия слоя материала. Этот метод находит применение там, где компенсация невелика и в размерной цепи есть

на, но экономически невыгодно достигать ее точной обработкой всех звеньев и сложно ввести в конструкцию регулируемый компенсатор. В качестве примера на рисунке 121 показан узел крепления конического зубчатого колеса. Точность его положения в осевом направлении обеспечивается изменением размера компенсирующей шайбы. В зависимости от фактических размеров деталей толщину шайбы подрезают при сборке до соответствующего размера. Недостатки этого метода — отход от принципа взаимозаменяемости и увеличение трудоемкости сборки.

Недостатком метода подбора — одной из разновидностей метода регулирования — также является нарушение принципа взаимозаменяемости. К методу подбора относится применение набора регулировочных прокладок, шайб переменной толщины и т. д. Например, на рисунке 117 показан узел червячного редуктора, где зазор в роликовых подшипниках регулируется набором прокладок. Число ступеней регулирования в этом и аналогичных случаях определяют по формуле

$$n_k = \frac{TK}{TA_{\Delta}} + 1, \quad (111)$$

где n_k — число ступеней регулирования, т. е. число прокладок, шайб, втулок разного размера, являющихся компенсаторами. Допуск на изготовление этих компенсаторов может быть найден из выражения

$$TA_k = \frac{TA_{\Delta}}{n_k}, \quad (112)$$

Рис. 121. Узел крепления конического зубчатого колеса с компенсатором в виде шайбы.

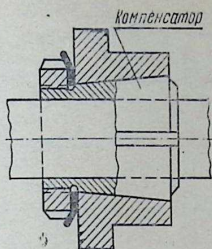
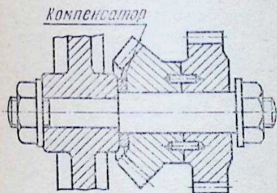


Рис. 120. Компенсатор в виде конической втулки.



где TA_k — допуск на изготовление компенсатора.

Номинальный размер компенсатора в этом, как и в других случаях, определяется из общего уравнения размерной цепи.

Применение того или другого метода компенсации зависит от конструкции узла, характера производства (индивидуального, мелкосерийного, крупносерийного или массового), технологии сборки и определяется в конечном счете технико-экономическим расчетом. Ниже рассматривается еще один метод компенсации — метод селективной сборки.

§ 70. Метод селективной сборки

Применение этого метода, называемого также методом групповой взаимозаменяемости, удобнее рассмотреть, начиная с решения простейшей размерной цепи в гладком диаметральном сопряжении, где размеры отверстия и вала — составляющие звенья, а зазор или натяг — замыкающее звено.

Требования, предъявляемые к надежности и долговечности машин, часто вынуждают конструкторов ограничивать допустимые зазоры и натяги очень жесткими пределами. Это приводит к необходимости назначать такие небольшие допуски на обработку, что изготовление деталей становится невозможным или экономически нецелесообразным на имеющемся в настоящее время оборудовании. Например, обеспечить надежную и долговечную работу плунжерной пары топливного насоса можно, если зазор между плунжером и гильзой будет находиться в пределах от 1 до 3 мкм.

Из выражения $S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d = 3 - 1 = 1 + 1$ следует, что допуск на обработку плунжера и гильзы должен быть равным 1 мкм. При диаметре сопряжения 8,5 мм находим число единиц допуска

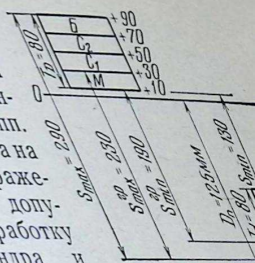
$$a = \frac{T}{i} = \frac{1}{1} = 1.$$

Это означает, что точность обработки плунжера и гильзы должна быть в 10 раз выше, чем по 6-му качеству. Ни один из применяемых технологических процессов не может обеспечить такую точность обработки.

В этом случае прибегают к методу селективной сборки. Сущность его заключается в сортировке изготовленных деталей по группам в зависимости от их действи-

и в раз-
 енсации
 изводства
 йного или
 ся в конеч-
 . Ниже рас-
 и — метод се-

тельного размера и в последующей сборке соединений из валов и отверстий одноименных размерных групп. В качестве примера на рисунке 122 изображена схема полей допусков на обработку гильзы цилиндра и поршня двигателя Д-75



и групповых допусков при сортировке деталей на четыре группы. Из схемы видно, что при сборке поршней и

Рис. 122. Схема сопряжения гильзы цилиндра и поршня двигателя Д-75

ваемого также мето-
 ти, удобнее рассмот-
 шей размерной цепи в
 кении, где размеры от-
 ле звенья, а зазор или на-

гильз цилиндров одноименных в каждой группе будут находиться в пределах от 0,13 до 0,19 мм, что соответствует классу точности IT12. Если бы эти детали не сортировались, то при обозначенном зазоре в сопряжении поршня и гильзы в пределах от 0,13 до 0,19 мм не выдержаны. В результате на стенках гильзы возникли задиров, а сопряжение значительно пострадало. Таким образом, сортировка деталей селективным методом позволяет повысить точность сборки и уменьшить износ деталей.

Такая точность обработки плунжера и гильзы должна быть в 10 раз выше, чем по 6-му классу точности. Ни один из применяемых технологических процессов не может обеспечить такую точность обработки. В этом случае прибегают к методу селективной сборки. Сущность его заключается в сортировке изготовленных деталей по группам в зависимости от их действительных размеров.

$$a = \frac{T}{i} = \frac{1}{1} = 1.$$

смещения деталей под воздействием нагрузок, близких к максимальным. Увеличение первоначальных натягов также нежелательно, так как это всегда усложняет сборку и разборку, а иногда может привести к разрушению охватываемой детали.

Селективная сборка обеспечивает требуемую стабильность зазоров и натягов без повышения качества сопрягаемых деталей, причем увеличение числа размерных групп повышает точность сопряжений и стабильность зазоров или натягов в сопряжении. Это основное преимущество селективной сборки.

Однако применение селективной сборки, в свою очередь, приводит к дополнительным затратам, которые возрастают с увеличением числа размерных групп. В самом деле, при использовании метода селективной сборки особенно высокие требования предъявляются к точности геометрической формы, шероховатости поверхности. Если обычно отклонения геометрической формы не должны превышать допуска на обработку, то при селективной сборке они не должны превышать группового допуска.

При назначении допустимого значения шероховатости поверхности приходится сопоставлять его со значением группового допуска. Это требует применения точного оборудования и ограничивает возможность значительного увеличения числа размерных групп. Кроме того, увеличение числа размерных групп приводит к повышению затрат на селективную сборку, так как требуется больше калибров, усложняются сортировка, маркировка, хранение. Поэтому в любом случае желательно обходиться наименьшим необходимым числом размерных групп.

Наименьшее необходимое число размерных групп нужно определять исходя из требований к значениям зазоров в сопряжении. Их устанавливают расчетом или экспериментально, т. е. должны быть известны значения $S_{\max}^{\text{гр}}$ и $S_{\min}^{\text{гр}}$. Необходимо также знать точность, которую обеспечивает имеющееся оборудование при обработке деталей данного сопряжения, другими словами, должны быть известны достижимые значения IT_D и IT_d . Для того чтобы зазоры и натяги во всех группах были одинаковыми, при селективной сборке допуски на обработку вала и отверстия принимают одинаковыми ($IT_D = IT_d$). Но это значит, что и групповые допуски вала и отверстия будут

одинаковыми, т. е. $T_D^{гр} = T_d^{гр}$, где $T_d^{гр}$ — групповой допуск вала, $T_D^{гр}$ — групповой допуск отверстия.

Тогда групповой допуск может быть найден из выражения

$$S_{max}^{гр} - S_{min}^{гр} = T_D^{гр} + T_d^{гр},$$

откуда

$$T_D^{гр} = T_d^{гр} = \frac{S_{max}^{гр} - S_{min}^{гр}}{2}.$$

Например, для сопряжения золотник — отверстие корпуса распределителя установлено, что зазор должен находиться в пределах от $S_{max}^{гр} = 16$ мкм до $S_{min}^{гр} = 8$ мкм. Тогда групповой допуск равен

$$T_D^{гр} = T_d^{гр} = \frac{16 - 8}{2} = 4 \text{ мкм.}$$

Число групп сортировки деталей при известном достижимом значении допуска на обработку и известном требуемом значении группового допуска определяют по формуле

$$n = \frac{T_D}{T_D^{гр}} \quad \text{или} \quad n = \frac{T_d}{T_d^{гр}}, \quad (113)$$

где $T_d^{гр}$ и $T_D^{гр}$ — групповые допуски вала и отверстия; T_d и T_D — допуски на обработку вала и отверстия.

Для рассматриваемого примера технологически достижимый допуск на обработку отверстия корпуса распределителя диаметром 25 мм составляет $T_D = 20$ мкм, групповой допуск $T_D^{гр} = 4$ мкм. Тогда необходимое число групп равно

$$n = \frac{T_D}{T_D^{гр}} = \frac{20}{4} = 5.$$

Из экономических или технических соображений может возникнуть необходимость изготавливать это отверстие с допуском на обработку $T_D = 80$ мкм, но это сейчас же потребует резкого увеличения числа групп

$$n = \frac{T_D}{T_D^{гр}} = \frac{80}{4} = 20.$$

В любом случае решение принимается только на основе технико-экономического анализа.

Если же выбрана стандартная посадка, по которой могут быть изготовлены детали, подвергаемые сортировке, число групп может быть определено из соотношения (см. рис. 122):

$$S_{\max}^{\text{гр}} = S_{\min \text{ ст}} + IT_d + \frac{IT_D}{n},$$

откуда

$$n = \frac{IT_D}{S_{\max}^{\text{гр}} - S_{\min \text{ ст}} - IT_d}. \quad (114)$$

Например, для сопряжения поршень — гильза цилиндра двигателя Д-75 необходимое число групп

$$n = \frac{80}{230 - 130 - 80} = 4.$$

Использование селективной сборки в неподвижных сопряжениях повышает надежность соединения благодаря большей стабильности натягов.

В более сложных линейных размерных цепях сортировка изготовленных деталей на размерные группы и сборка деталей одноименных групп позволяют обеспечить необходимую точность замыкающего звена без введения в конструкцию дополнительных деталей.

Преимуществом метода селективной сборки является возможность получения сопряжений высокой точности, которая недостижима или экономически нецелесообразна на имеющемся технологическом оборудовании.

Применение селективной сборки требует дополнительных затрат на сортировку, маркировку и хранение деталей; возрастает незавершенное производство, взаимозаменяемость ограничивается пределами одной размерной группы.

При обработке деталей на универсальных станках на распределение деталей в поле допуска влияет психологический фактор, так как рабочий стремится избежать неисправимого брака. В результате этого центры распределения смещаются в плюс для вала и в минус — для отверстия (рис. 123). Незавершенная продукция при этом значительно возрастает, так как число валов и число отверстий в одноименных размерных группах резко различаются.

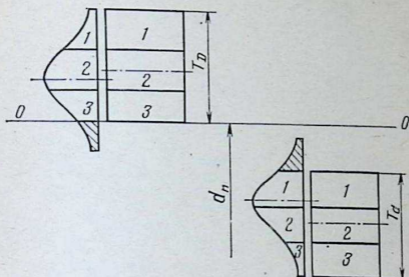


Рис. 123. Влияние положения центра распределения размеров на целесообразность применения селективной сборки.

В массовом и крупносерийном производстве влияние этого фактора в значительной степени ослабляется использованием станков-автоматов. По этим причинам селективную сборку целесообразно применять в массовом и крупносерийном производстве. В мелкосерийном и индивидуальном производстве экономически выгоднее использовать индивидуальный подбор.

В связи с этим может возникнуть вопрос, почему селективная сборка так широко распространена в ремонтных предприятиях сельского хозяйства, которые не являются ни крупносерийными, ни массовыми производствами. Дело в том, что ремонтные сельскохозяйственные предприятия получают запасные детали, собираемые методом селективной сборки (поршни, гильзы, пальцы и т. д.), со специализированных заводов, где производство крупносерийное. А ремонтная мастерская в этом случае является как бы лишь одним из сборочных цехов такого завода.

§ 71. Особенности расчета плоскостных и пространственных размерных цепей

Расчет плоскостных размерных цепей обычно сводят к расчету линейных размерных цепей проектированием всех размеров на одно направление, как правило, на направление замыкающего звена. Например, для нормальной работы зубчатой передачи от коленчатого вала к

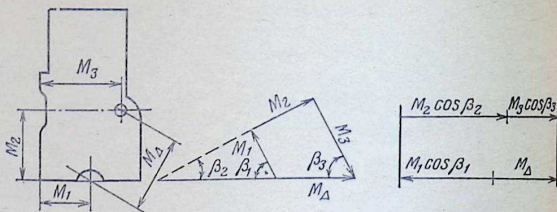


Рис. 124. Плоскостная размерная цепь.

распределительному валу необходимо выдержать межцентровое расстояние M_{Δ} в пределах заданного допуска (рис. 124). Размер M_{Δ} зависит от размеров M_1 , M_2 и M_3 , расположенных под углом один к другому и составляющих плоскостную размерную цепь. Чтобы привести ее к линейной размерной цепи, проектируют все размеры на направление замыкающего звена. Тогда уравнение размерной цепи можно записать следующим образом:

$$M_{\Delta} = M_2 \cos \beta_2 + M_3 \cos \beta_3 - M_1 \cos \beta_1, \quad (115)$$

причем при расчете размерной цепи номинальным размером звеньев будет служить $M_1 \cos \beta_1$.

Расчет пространственных размерных цепей может быть сведен вначале к расчету плоскостных размерных цепей путем разложения на три взаимно перпендикулярных размерных цепи. Затем к расчету линейных размерных цепей всех звеньев на направление замыкающего звена.

При расчете линейных и плоскостных размерных цепей ведется с использованием передаточных отношений из составляющих звеньев. Для плоскостной размерной цепи передаточные отношения будут соответственно

$$\xi_1 = -\cos \beta_1; \quad \xi_2 = +\cos \beta_2; \quad \xi_3 = +\cos \beta_3.$$

Пространственные размерные цепи также решаются с использованием передаточных отношений, которые позволяют применять обычную методику расчета размерных цепей.

§ 72. Расчет допусков на межцентровые расстояния

Взаимное положение осей отверстий в деталях часто определяет нормальную работу механизма и условия взаимозаменяемости при сборке узлов. Например, межцентровые расстояния отверстий корпуса коробки передач определяют качество работы зубчатых передач, и, следовательно, допуски на них должны быть рассчитаны исходя из требований работы зубчатого зацепления. Крепление сегментов к ножевой полосе и пальцев к пальцевому брусу режущих аппаратов косилок и жаток нужно осуществлять с точностью, необходимой для обеспечения среза высокого качества. И в том и в другом случае требования к точности взаимного положения осей отверстий определяются из условий правильной работы кинематических пар.

Широко распространен в машиностроении способ крепления деталей с помощью ряда болтов, штифтов, шпилек, заклепок. К таким деталям относятся разного рода фланцы, крышки, поддоны масляного картера, блоки цилиндров, головки блока и т. д. В этих соединениях взаимное положение осей отверстий должно обеспечивать лишь взаимозаменяемость при сборке.

Поскольку общие принципы расчета допусков на межцентровые расстояния разных узлов и деталей одинаковы и являются частным случаем расчета размерных цепей, целесообразно рассмотреть методику расчета на типовых примерах крепления двух деталей.

При обработке отверстий происходит некоторое смещение осей от их теоретического положения. Применение кондукторов может только уменьшить это смещение, но не устранить его полностью. Во время крепления деталей смещения осей компенсируются зазорами между болтами и отверстиями. Значит, задача расчета допусков на межцентровые расстояния деталей, прикрепляемых друг к другу, состоит в отыскании зависимости между зазором и допусками на межцентровые расстояния.

Так как в большинстве случаев для крепления используют стандартные болты, шпильки и т. д. и, следовательно, их размеры и размеры отверстий под них совершенно определены, значение допусков на межцентровые расстояния могут быть легко установлены по значениям зазоров.

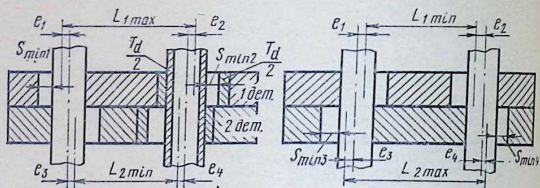


Рис. 125. Соединение двух деталей с помощью гладких болтов.

Рассмотрим методику расчета допусков на межцентровые расстояния для некоторых вариантов крепления двух деталей. Исходными для расчета являются следующие предпосылки: 1) известен зазор между болтом и отверстием; 2) значение допуска не зависит от номинального межцентрового расстояния; 3) имеется возможность относительного смещения или поворота деталей. Расчет будем вести методом полной взаимозаменяемости.

1-й вариант — соединение деталей с помощью гладких болтов (тип А). Рассмотрим наихудший случай, когда расстояние между осями отверстий одной детали наибольшее, а расстояние между осями отверстий другой детали наименьшее. И даже в этом случае наименьший зазор между болтом и отверстием должен быть достаточным, чтобы компенсировать смещения положений отверстий. Болт должен входить в оба отверстия без перекосов (рис. 125).

Зависимость между наименьшим зазором и допуском на размер L может быть найдена из выражений

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

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

где $e_1 = e_2 = e_3 = e_4$ — эксцентриситеты осей отверстия относительно оси болта.

Сложив правые и левые части обоих уравнений и перегруппировав члены, получим

$$(L_{1 \max} - L_{2 \min}) + (L_{2 \max} - L_{1 \min}) = 8e$$

или

$$2TL = 8e; \quad TL = 4e.$$

Для принятого нами случая $2e = S_{\min}$, следовательно $e = S_{\min}/2$ и можно записать

$$TL = 2S_{\min}. \quad (116)$$

Допуски на межцентровые расстояния задаются симметрично расположенными, следовательно, отклонения межцентровых расстояний одной и второй деталей должны быть равны $\pm \frac{TL}{2}$.

2-й вариант — соединение двух деталей с помощью штифтов, запрессованных в одну из деталей (тип Б). В этом случае погрешности межцентровых расстояний между осями отверстий обеих деталей могут компенсироваться зазором между штифтом и отверстием только одной детали. При запрессовке в другую деталь происходит центрирование штифта и оси штифта и отверстия совмещаются. Следовательно, возможность компенсации погрешностей межцентровых расстояний сокращается и допуски на них должны задаваться более жесткими. Действительно, в этом случае (рис. 126)

$$L_{1 \max} - L_{2 \min} = 2e;$$

$$L_{2 \max} - L_{1 \min} = 2e,$$

откуда, сложив уравнения, получим

$$(L_{1 \max} - L_{1 \min}) + (L_{2 \max} - L_{2 \min}) = 4e$$

или

$$2TL = 4e; \quad TL = 2e,$$

а, подставив значение e , выраженное через наименьший зазор, получим в результате

$$TL = S_{\min}. \quad (117)$$

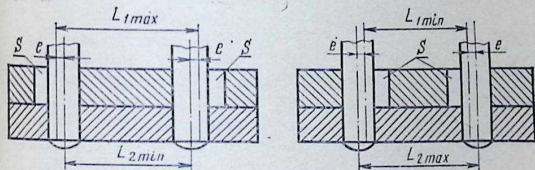


Рис. 126. Соединение двух деталей с помощью штифтов, запрессованных в одну из деталей.

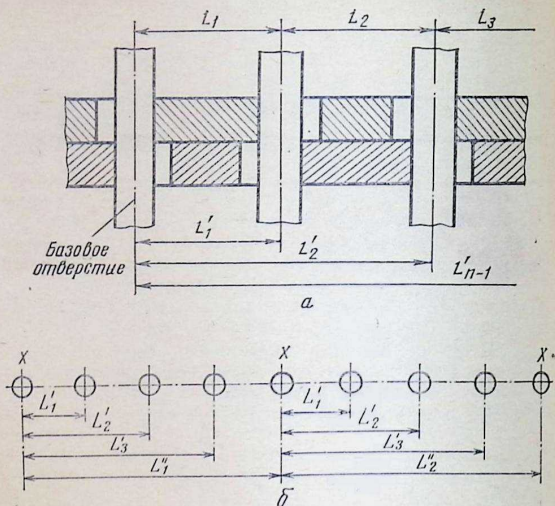


Рис. 127. Простановка размеров:

a — «цепочкой» (вверху) и «лесенкой» (внизу); *б* — комбинированным способом.

Таким образом, если гладкие штифты запрессовывают в одну из деталей, допуск на межцентровые расстояния должен задаваться в два раза меньше.

Аналогичным образом могут быть определены допуски на межцентровые расстояния между двумя отверстиями и при других вариантах крепления. Однако, как правило, крепление осуществляют не по двум, а по большему числу отверстий, расположенных в один ряд. Значения допусков на межцентровые расстояния в этом случае зависят от числа отверстий в ряду и от способа простановки размеров межцентральных расстояний.

На рисунке 127, *a* показаны два способа простановки размеров: «цепочкой» и «лесенкой». Для способа простановки размеров «цепочкой» (так как $TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} TA_i$)

$$T(L_1 + L_2 + \dots + L_{n-1}) = TL_1 + TL_2 + \dots + TL_{n-1}.$$

В то же время при соединении деталей гладкими болтами допуск на расстояние между двумя любыми отверстиями должен быть равен $TL = 2S_{\min}$. Исходя из этого можно записать

$$TL_1 + TL_2 + \dots + TL_{n-1} = 2S_{\min}$$

или

$$(n-1) TL_i = 2S_{\min},$$

откуда

$$TL_{i \text{ цеп}} = \frac{2S_{\min}}{n-1}, \quad (118)$$

где n — число отверстий, расположенных в ряд.

При способе простановки размеров «лесенкой» от базового отверстия допуск межцентрового расстояния для любых двух отверстий будет равен

$$T(L'_2 - L'_1) = TL'_1 - TL'_2;$$

$$T(L'_3 - L'_2) = TL'_2 - TL'_3;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$T(L'_{n-1} - L'_{n-2}) = TL'_{n-2} - TL'_{n-1}.$$

Так как в случае соединения деталей гладкими болтами $TL = 2S_{\min}$, для любых двух отверстий,

$$TL'_1 + TL'_2 = 2S_{\min},$$

откуда

$$TL_{i \text{ лес}} = S_{\min}. \quad (119)$$

Следовательно, при простановке размеров «цепочкой» допуски на межцентровые расстояния должны быть уменьшенными пропорционально числу отверстий, расположенных в ряд. При простановке размеров «лесенкой» ужесточения допусков не происходит.

Однако с увеличением межцентрового расстояния технологически труднее уложиться в такой же допуск, кроме того, иногда бывает трудно измерить большое межцентровое расстояние. В связи с этим часто прибегают к комбинированной простановке размеров межцентровых расстояний, расположенных в ряд (рис. 127, б). В этом случае размеры проставляют «лесенкой» до тех пор, пока размер технологически просто измерить и выдержать. Затем последнее отверстие принимают за ба-

зовое и от него снова проставляют размеры «лесенкой». При комбинированной простановке размеров жесточайшие допуски происходят лишь во столько раз, сколько размеров проставлено «цепочкой». Тогда

$$TL_{\text{комб}} = \frac{2S_{\text{min}}}{n_{\text{цеп}}}, \quad (12)$$

где $n_{\text{цеп}}$ — число групп размеров, проставленных «цепочкой».

Рассмотренные зависимости между зазорами и допусками на межцентровое расстояние при практическом применении должны быть скорректированы, так как для компенсации смещения осей отверстий от номинального расположения может быть использована лишь часть зазора.

Другая часть необходима для обеспечения легкости сборки и регулирования взаимного положения соединяемых деталей, а также для компенсации других погрешностей расположения поверхностей соединяемых и крепежных деталей, например несоосности поверхностей крепежной детали, отклонения от перпендикулярности осей отверстий к опорной плоскости и др.

Исходя из этих принципиальных положений, разработан ГОСТ 14140—69 «Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей» и методические указания по выбору предельных смещений осей отверстий от номинального расположения в качестве приложения к стандартам. Зная зазор для прохода крепежных деталей, по таблицам выбирают предельные смещения отверстий от номинального расположения или предельные отклонения размеров, координирующих оси отверстий.

§ 73. Использование размерного анализа при ремонте машин

При эксплуатации машин размеры деталей изменяются вследствие износа, пластических деформаций, коррозии. В размерных цепях, где точность замыкающего звена зависит от многих размеров, это приводит к значительным искажениям взаимного положения осей и поверхностей деталей, ухудшает качественные и экономические показатели работы машины. Поэтому при ремонте машин важно восстановить не только посадки диаметральных сопряжений, но и точность замыкающих

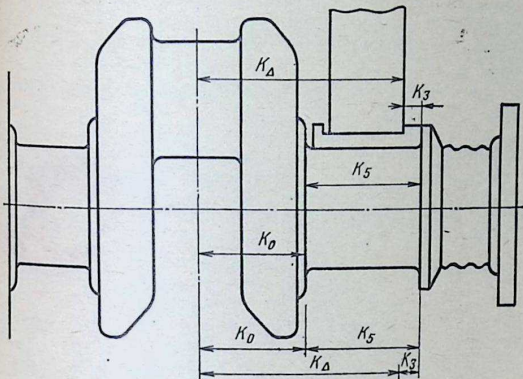


Рис. 128. Размерная цепь, определяющая положение коленчатого вала в осевом направлении.

звеньев размерных цепей, определяющих надежность и долговечность машины. В большинстве случаев нет необходимости восстанавливать все размеры, входящие в размерную цепь. Как правило, можно выбрать одно или два звена, за счет изменения размеров которых удастся восстановить точность замыкающего звена.

Например, правильное взаимное положение гильзы цилиндра и шеек коленчатого вала тракторного дизельного двигателя обеспечивает его длительную нормальную работу. Размеры, определяющие положение гильз цилиндров относительно базовой поверхности, в процессе эксплуатации практически не изменяются. В то же время размеры, определяющие положение шейки коленчатого вала относительно той же базовой поверхности, значительно изменяются. На рисунке 128 показана размерная цепь, определяющая положение середины шатунной шейки относительно базовой поверхности блока. Вследствие износа размеры K_3 и K_5 изменяются. Кроме того, при перешлифовке вала в большей или меньшей мере сошлифовывается металл с боковых поверхностей шеек коленчатого вала, что приводит к неравномерному

AT_h — допуск угла, выраженный отрезком на перпендикуляре к стороне угла на расстоянии L_1 от вершины (рис. 129, а);

AT_d — допуск угла конуса, выраженный допуском на разность диаметров в двух, нормальных к оси сечениях конуса на заданном расстоянии между ними, определяемым по перпендикуляру к оси конуса (рис. 129, б).

Допуски вида AT_h назначают на конусы, имеющие конусность более 1:3, в зависимости от длины L_1 . Для конусов с конусностью меньше 1:3 принимают $L_1 \approx L$ и назначают допуск вида AT_d .

Допуски на угловые размеры указывают в виде симметричных предельных отклонений $\pm \frac{AT}{2}$. Но если име-

ются особые требования, вызванные конструкцией соединения, то допускается и несимметричное расположение с сохранением значения допуска по стандарту.

Независимо от расположения поля допуска предельные отклонения угловых размеров отсчитываются от номинального размера угла.

На угловые размеры установлено 17 степеней точности. Степень точности проставляют рядом с обозначением допуска, например AT_6 . Область применения каждой из 17 степеней определяется функциональными требованиями к точности угловых размеров:

1, 2, 3, 4 степени точности используются для угловых мер;

5, 6, 7 — предназначаются для углов и конусов высокой точности, конусных калибров, инструментальных конусов;

10, 11, 12 — применяются в деталях нормальной точности (центры и центровые гнезда, направляющие планки, угловые пазы в поводках дисковых стопоров и т. д.);

13, 14, 15 — назначаются в деталях пониженной точности, для угловых размеров и конусов стопорящих

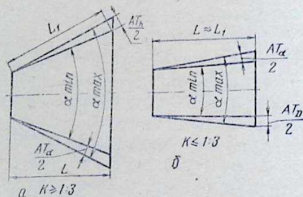


Рис. 129. Допуски угловых размеров и их обозначения.

деталей в виде фиксаторов, звездочек, стопорных втулок; 16, 17 — используются для угловых размеров, к точности которых не предъявляются высокие требования (свободные размеры).

Значение допуска устанавливается в зависимости от длины меньшей стороны, образующей угол. Объясняется это тем, что точность изготовления и измерения угловых размеров зависит главным образом от длины стороны угла и с уменьшением ее снижается. Поэтому при выборе допуска за основу берется длина меньшей стороны угла.

Допуск углового размера задается в угловых единицах, однако в случае необходимости его можно выразить и через линейные единицы

$$AT_h = AT_\alpha L_1 10^{-3}, \quad (121)$$

где AT_h — допуск в линейных единицах, мкм; AT_α — допуск в угловых единицах, мкрад; L_1 — длина меньшей стороны угла, мм.

§ 75. Взаимозаменяемость гладких конических соединений

Гладкие конические соединения не так широко распространены, как цилиндрические, хотя имеют перед ними ряд преимуществ. Основное их преимущество — возможность регулирования зазора или натяга в процессе эксплуатации машины.

Различают три вида конических сопряжений: неподвижные, подвижные и плотные. Неподвижные сопряжения обеспечивают за счет натяга надежное центрирование и передачу крутящих моментов. Большое преимущество этих сопряжений — легкость монтажа и демонтажа. Применяют их для крепления инструментов, в конических фрикционных муфтах и т. п. Подвижные сопряжения обеспечивают возможность регулирования зазора в процессе эксплуатации, что позволяет длительное время сохранять необходимую точность соединения. Эти сопряжения применяют, например, в конических подшипниках шпинделей станков. Плотные сопряжения, обеспечивающие герметичность, находят применение в клапанах двигателей внутреннего сгорания, в кранах различного назначения. Герметичность достигают притиркой, при этом взаимозаменяемость сопрягаемых деталей нарушается.

Коническое сопряжение характеризуется следующими основными параметрами (рис. 130):

D_o и D_B — расчетные диаметры большого основания конуса;

d_o и d_B — расчетные диаметры малого основания конуса;

L_o и L_B — длина конуса, равная расстоянию между расчетными диаметрами большого и малого оснований конуса;

k — конусность, равная $\frac{D-d}{L}$;

α — угол уклона, т. е. угол между осью конуса и его образующей;

2α — угол конуса, т. е. угол между образующими конуса в осевом сечении.

Расчетные диаметры, или диаметры расчетных сечений, выбирают для удобства измерений вблизи одного из оснований конуса или принимают в качестве расчетных диаметров сами диаметры оснований.

Базой конуса называют плоскость, перпендикулярную к оси конуса, относительно которой определяется положение его сечений.

Базорасстояние конуса — это расстояние от базы конуса до одного из его расчетных сечений, принятого за основное. Если в качестве базы конуса выбрано основное расчетное сечение, то базорасстояние конуса будет равно нулю.

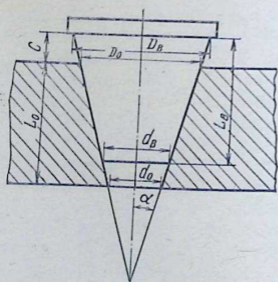


Рис. 130. Параметры конического соединения.

Базорасстояние соединения (C) — это расстояние между базой наружного конуса и базой внутреннего конуса, определяющее положение одной детали относительно другой. Если в качестве баз наружного и внутреннего конусов приняты основные расчетные сечения, то номинальное базорасстояние сопряжения может быть определено по формулам

$$C_H = \frac{D_B - D_O}{k} \quad \text{и} \quad C_H = \frac{d_B - d_O}{k}. \quad (122)$$

Для нормальной работы конического сопряжения необходимо обеспечить требуемую точность этих размеров, что при изготовлении конических поверхностей не легко сделать. Экспериментально установлено, что погрешности параметров конических поверхностей возрастают с увеличением длины конуса. Поэтому СТ СЭВ 178—75 определяет допуски на углы в зависимости от длины конуса. Стандарт устанавливает только числовые значения допусков углов.

В конических сопряжениях от расположения поля до пуска вала и отверстия относительно номинального размера зависит значение базорасстояния, поэтому допускаются одностороннее расположение поля допуска в плюс или минус, а также симметричное расположение поля допуска в зависимости от ограничений значения базорасстояния.

Базорасстояние C в зависимости от размеров наружного и внутреннего конусов будет изменяться в пределах от C_{\max} до C_{\min} , причем

$$C_{\max} = \frac{D_{B \max} - D_{O \min}}{k}; \quad C_{\min} = \frac{D_{B \min} - D_{O \max}}{k}.$$

Если вычесть из первого уравнения второе, то получим

$$C_{\max} - C_{\min} = T_c = \frac{T_B + T_O}{k}, \quad (123)$$

где T_c — допуск на базорасстояние; T_B — допуск конуса-вала; T_O — допуск конуса-отверстия.

Существует три варианта расположения полей допусков конусов относительно номинальной линии (рис. 131).

1-й вариант — допуски на обработку располагаются «в тело» детали (рис. 131, а). В этом случае $D_{B \max} = D_B$, а $D_{O \min} = D_O$. Тогда

$$C_{\max} = \frac{D_{B \max} - D_{O \min}}{k} = \frac{D_B - D_O}{k} = C_H;$$

$$\begin{aligned} C_{\min} &= \frac{D_{B \min} - D_{O \max}}{k} = \frac{(D_B - T_B) - (D_O + T_O)}{k} = \\ &= \frac{D_B - D_O}{k} - \frac{T_B + T_O}{k} = C_H - T_c. \end{aligned}$$

При таком расположении полей допусков базорасстояние не может быть больше номинального C_H . За счет рассеяния размеров в пределах допуска конус-вал может только опускаться вниз на T_C . Этот вариант можно применять, если в конструкции есть ограничение перемещению конуса-вала вверх, а перемещение вниз на T_C конструкцией не ограничивается.

2-й вариант — допуски на обработку конуса-вала и конуса-отверстия располагаются «из тела» детали (рис. 131, б). В этом случае $D_{в\ min} = D_{в}$ и $D_{о\ max} = D_{о}$. Если произвести подстановку (как в 1-м варианте), то получим

$$C_{\max} = C_H + T_C; \quad C_{\min} = C_H.$$

При таком расположении полей допусков конус-вал не может занять положение ниже номинального, а может только быть выше в пределах T_C . Этот вариант применим при наличии ограничения перемещению конуса-вала вниз и при отсутствии препятствий для перемещения его вверх на T_C .

3-й вариант — допуски на обработку конуса-вала и конуса-отвер-

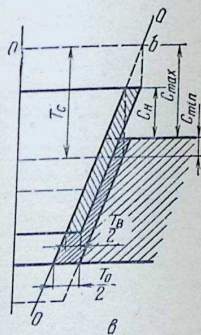
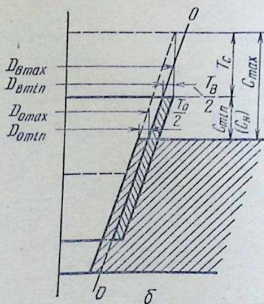
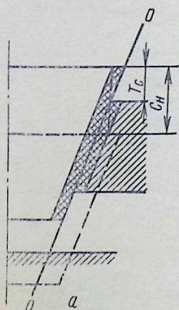


Рис. 131. Варианты расположения полей допусков конусов.

ствия располагаются по одну сторону от номинальной линии: к оси конуса или от оси конуса (рис. 131, в). Произведенная подставка максимальных и минимальных размеров деталей конической пары в формулу базорасстояния, как это делалось в первых двух вариантах, показывает, что базорасстояние будет изменяться в следующих пределах:

а) при расположении допусков в сторону оси конуса

$$C_{\max} = C_n + \frac{T_o}{k}; \quad C_{\min} = C_n - \frac{T_b}{k};$$

б) при расположении допусков от оси конуса

$$C_{\max} = C_n + \frac{T_b}{k}; \quad C_{\min} = C_n - \frac{T_o}{k}.$$

При одинаковых допусках на обработку деталей конического соединения колебание базорасстояния будет симметрично относительно его номинального размера. Если в конструкции есть ограничения перемещению конуса-вала и вверх и вниз, то такой вариант расположения полей допусков предпочтителен.

Знание связи расположения полей допусков деталей конического соединения с его базорасстоянием необходимо и при эксплуатации конических соединений, когда из-за износа деталей базорасстояние будет изменяться.

§ 76. Методы и средства контроля углов и конусов

При измерении углов используются специальные угловые меры. Они служат для проверки и настройки приборов для измерения углов, для проверки угловых шаблонов, а также для непосредственного точного измерения углов. Угловые меры имеют или треугольную форму с одним рабочим углом от 10 до 79°, или четырехугольную форму с четырьмя рабочими углами от 80 до 100° (рис. 132). Из плиток могут быть составлены блоки в пределах от 10 до 360°. Плитки в блоке скрепляют между собой с помощью односторонних или двусторонних державок и клиньев, вставляемых в отверстия плиток и державок (рис. 133).

Проверяют углы плитками на просвет. Размер просвета оценивают на глаз или сопоставлением с образцовым просветом. Образцовый просвет получают путем со-

поставления нескольких блоков плиток с известной разностью между ними в угловых размерах. Большие просветы можно измерять щупом.

Угольники предназначены для проверки и разметки углов в 45, 60, 90 и 120°. Наибольшее распространение получили угольники в 90°. Промышленность выпускает пять типов таких угольников различных размеров (рис. 134) четырех классов точности (0, 1, 2 и 3). Класс точности угольника характеризует значение погрешности, т. е. отклонение конца длинной стороны угольника от перпендикуляра, опущенного на основание. Угольники 0-го класса применяют для лекальных работ, 1-го класса — для особо точных работ, 2-го класса — для обычных работ, 3-го класса — для монтажных работ.

При контроле и разметке углов угольниками деталь и угольник чаще всего располагают на плите, хотя можно проверять углы, непосредственно накладывая угольник на деталь или небольшую деталь на угольник. По просвету судят об отклонении от заданного значения угла. При значительном отклонении зазор между угольником и деталью можно определить щупом.

Широкое применение для контроля углов нашли угловые шаблоны (рис. 135). Пользуются ими так же, как угольниками.

Наиболее универсальными средствами измерения углов являются угломеры (рис. 136). Из механических угломеров наиболее универсальным является угломер, выпускаемый заводом «Калибр». Им вместе с лекальной линейкой и угольником, придаваемыми к угломеру, можно измерять углы от 0 до 320° с точностью отсчета по нониусу 2'. Техника измерения угломером понятна из рисунка 137.

Контроль и измерение углов и конусов высокой степени точности осуществляют с помощью синусной линейки (рис. 138). Синусная линейка состоит из плиты с отверстиями для крепления деталей, двух жестко закрепленных роликов и упорной планки. Основным размером линейки является расстояние между центрами роликов L_n — это база линейки. Измерение производят, установив линейку на плите под углом α , равным номинальному значению измеряемого угла. Для этого под один из роликов подкладывают блок концевых мер высотой H . Размер H определяют по формуле

$$H = L_n \sin \alpha. \quad (124)$$

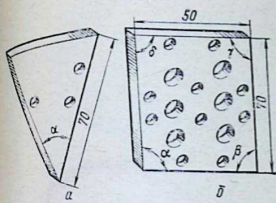


Рис. 132. Угловые плитки.

Рис. 133. Принадлежности к угловым плиткам.

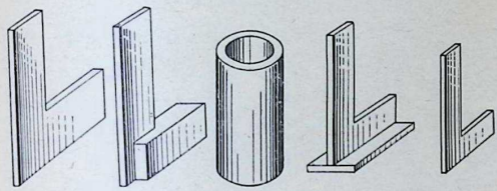
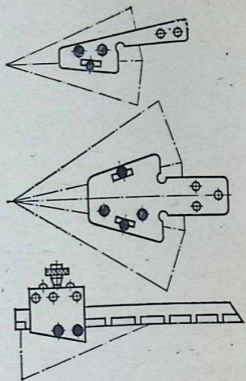


Рис. 134. Угольники.

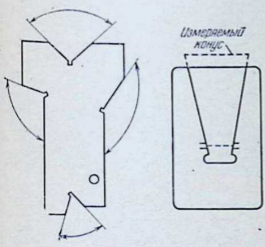


Рис. 135. Угловые шаблоны.

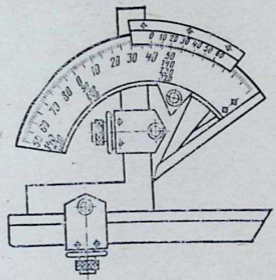


Рис. 136. Угломеры.

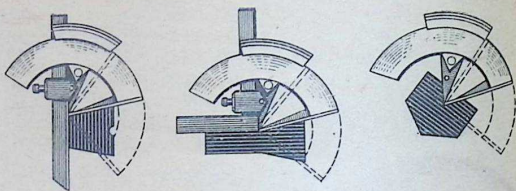


Рис. 137. Техника измерения углов угломером.

Отклонения от заданного угла определяются индикатором со стойкой. Необходимая точность индикатора зависит от степени точности измеряемого угла. Определив отклонения в показаниях прибора в двух точках, расположенных на расстоянии $l_{и}$ друг от друга, вычисляют отклонение угла от номинального значения по формуле

$$\operatorname{tg} \Delta_{\alpha} = \frac{\Delta_{и}}{l_{и}} \approx \Delta_{\alpha}, \quad (125)$$

где $\Delta_{и}$ — линейное отклонение, равное разности показаний индикаторов; Δ_{α} — отклонение измеряемого угла на длине $l_{и}$.

С увеличением измеряемого синусной линейкой угла погрешность измерения быстро растет, поэтому измерять углы более 45° линейкой не рекомендуется.

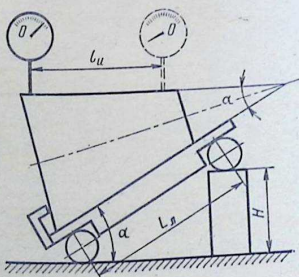


Рис. 138. Синусная линейка.

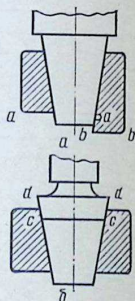


Рис. 139. Конусные калибры.

В массовом и крупносерийном производстве контроль конусов осуществляется с помощью конусных калибров. При контроле гладких конусов калибрами проверяют, находится ли отклонение базорасстояния в установленных пределах. С этой целью калибры изготавливают с уступами *aa* и *bb* (рис. 139, а) или с двумя рисками *cc* и *dd* (рис. 139, б), расстояние между которыми равно допуску на базорасстояние.

Отклонения формы конусов можно также контролировать конусными калибрами методом проверки «на краску». Калибр смазывают тонким слоем краски. По равномерности отпечатков краски на измеряемом конусе судят о правильности формы.

Глава 14

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В машиностроении резьбовые соединения распространены очень широко. Известно много типов крепежных резьб, резьб для герметичного соединения деталей, резьб для передачи движения винтовыми парами. В тракторах, автомобилях и сельскохозяйственных машинах в большинстве соединений применяют крепежные резьбы как для скрепления деталей между собой, так и в регулировочных устройствах. Ниже будут рассмотрены допуски и посадки крепежных метрических резьб по СТ СЭВ 182—75.

Метрическая резьба разделяется на две группы: 1) с крупным шагом; 2) с мелким шагом. У резьбы с крупным шагом каждому диаметру соответствует определенный шаг. У резьбы с мелким шагом для каждого диаметра могут назначаться различные шаги. Резьба с мелким шагом более надежна по сравнению с крупной резьбой там, где возможно самоотвинчивание. Поэтому резьбу с крупным шагом рекомендуется применять для соединения деталей, работающих при постоянных нагрузках, без толчков и вибраций. Резьба с мелким шагом рекомендуется для деталей, работающих при переменных нагрузках, в условиях вибрации, при малой длине свинчивания, для тонкостенных деталей, в различных регулировочных устройствах.

§ 77. Основные параметры резьбового соединения и их влияние на взаимозаменяемость

Номинальным размером резьбы, одинаковым для наружной (болта, шпильки, винта и др.) и внутренней (гайки, резьбового отверстия и т. д.) резьбы, является наружный диаметр (рис. 140).

Наружный диаметр резьбы $d(D)$ — диаметр воображаемого цилиндра, описанного касательно к вершинам наружной резьбы или впадинам внутренней резьбы.

Внутренний диаметр резьбы $d_1(D_1)$ — диаметр воображаемого цилиндра, вписанного касательно к впадинам наружной резьбы или вершинам внутренней резьбы. Он играет главную роль в обеспечении прочности резьбового соединения, так как определяет опасное сечение болта.

Средний диаметр резьбы $d_2(D_2)$ — диаметр воображаемого соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль резьбы в точках, где ширина канавки равна половине номинального шага резьбы.

Этот диаметр определяет собираемость резьбового соединения и является главным параметром в обеспечении взаимозаменяемости резьб.

Высота H — высота исходного треугольника, полученного продолжением боковых сторон профиля до их пересечения. Рабочая высота профиля H_1 — высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьбы в направлении, перпендикулярном оси резьбы.

Шаг резьбы P — расстояние между соседними одноименными сторонами профиля, измеренное в направлении, параллельном оси резьбы на расстоянии от этой оси, равном половине среднего диаметра.

Угол профиля резьбы α — угол между боковыми сторонами профиля в осевой плоскости. Половина угла профиля $\frac{\alpha}{2}$ — угол между боковой стороной профиля и перпендикуляром, опущенным из вершины исходного профиля симметричной резьбы на ось резьбы. Измеряя $\frac{\alpha}{2}$ левое и $\frac{\alpha}{2}$ правое, можно установить не только значение α , но и перекося профиля резьбы.

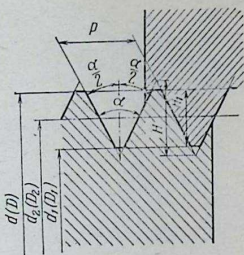


Рис. 140. Профиль и основные параметры метрической резьбы.

Угол подъема резьбы ψ — угол, образованный касательной к винтовой линии в точке, лежащей на среднем диаметре резьбы, и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы. Угол подъема определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi d_2}. \quad (126)$$

Когда угол ψ меньше приведенного коэффициента трения, резьба является самотормозящейся. Метрическая резьба имеет большой запас самоторможения при статических нагрузках, но нуждается в специальных стопорных устройствах при вибрационных нагрузках.

На работу резьбового соединения наибольшее влияние оказывают отклонения шага, угла профиля и среднего диаметра, так как они определяют характер контакта резьбового соединения, его прочность, точность поступательного перемещения и другие эксплуатационные качества. Назначать допуски и контролировать все эти параметры чрезвычайно сложно и трудоемко.

Из трех перечисленных параметров проще всего измерить средний диаметр. Поскольку между отклонениями шага, угла профиля и среднего диаметра существует геометрическая зависимость, необходимо, чтобы допуск на средний диаметр предусматривал также компенсацию отклонений шага и угла профиля. Из-за погрешности шага ΔP (рис. 141, *a*) профиль резьбы по среднему диаметру сместится из точки *a* в точку *b*. Чтобы компенсировать эту погрешность шага и обеспечить свинчиваемость, надо уменьшить средний диаметр на f_P , тогда профиль наружной резьбы по среднему диаметру сместится в точку *c* и свинчиваемость будет обеспечена. Из рисунка 141, *a* видно, что диаметральная компенсация погрешности шага f_P будет равна для метрической резьбы

$$f_P = \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \Delta P = 1,732 \Delta P. \quad (127)$$

Определять диаметральную компенсацию необходимо исходя из наибольшего значения отклонения ΔP_n .

Зависимость между отклонением половины угла профиля резьбы $\frac{\alpha}{2}$ и диаметальной компенсацией отклонения угла профиля f_α можно установить, пользуясь рисун-

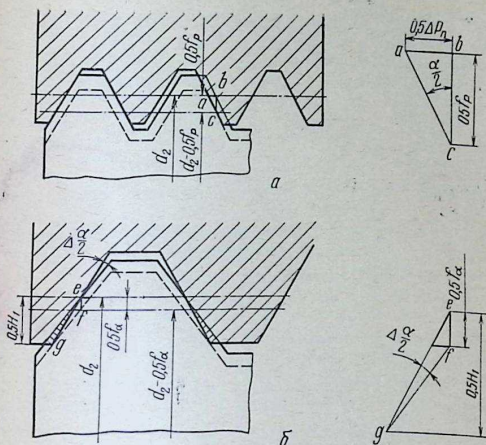


Рис. 141. Зависимость между параметрами метрической резьбы:

a — диаметральная компенсация погрешностей шага; *b* — диаметральная компенсация погрешностей угла.

ком 141, б. Из-за погрешности угла профиля $\Delta \frac{\alpha}{2}$ профиль наружной резьбы не может войти в профиль внутренней резьбы. Заштрихованные треугольные участки будут мешать свинчиванию. Чтобы компенсировать эту погрешность профиля, надо уменьшить средний диаметр на f_α , тогда профиль наружной резьбы по среднему диаметру сместится из точки *e* в точку *f* и соприкосновение профилей наружной и внутренней резьб произойдет в точке *g*, что обеспечит свинчиваемость резьбы.

Диаметральная компенсация

$$f_\alpha = \frac{2H_1\Delta \frac{\alpha}{2}}{\sin \alpha} \approx 0,36P\Delta \frac{\alpha}{2}. \quad (128)$$

Обеспечить свинчиваемость возможно лишь при условии, что разность средних диаметров наружной и внутренней резьб будет равна или больше суммы диамет-

ральных компенсаций шага и половины угла профиля обеих деталей. Для удобства контроля резьб и расчета допусков введено понятие «приведенный средний диаметр» резьбы, который находится из уравнений:

$$\text{для наружной резьбы} - d_{\text{пр}} = d_{2 \text{ изм}} + (f_p + f_\alpha); \quad (129)$$

$$\text{для внутренней резьбы} - D_{\text{пр}} = D_{2 \text{ изм}} - (f_p + f_\alpha).$$

Приведенный средний диаметр — это средний диаметр теоретической резьбы, которая свинчивается с действительной резьбой без зазора и без натяга.

Допустимые отклонения шага и угла профиля не нормируют, а устанавливают только суммарный допуск на средний диаметр наружной резьбы Td_2 и внутренней — TD_2 , который включает допустимое отклонение собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации отклонений шага и угла профиля и определяется по формуле

$$Td_2 (TD_2) = \Delta d_2 (\Delta D_2) + f_p + f_\alpha. \quad (130)$$

Эти общие принципы положены в основу разработанных стандартов на допуски и посадки метрических резьб.

§ 78. Степени точности резьб

Допуск среднего диаметра определяется в зависимости от принятой степени точности резьбы в соответствии со СТ СЭВ 640—77. Основным для всех диаметров принят допуск 6-й степени точности, значение которого вычисляется по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \text{для } d_2 - Td_2 (6) &= 90P^{0,4}d^{0,1}; \\ \text{для } d - Td (6) &= 180P^{0,66} - 3,15P^{0,5}; \\ \text{для } D_1 - TD_1 (6) &= 433 - 190P^{1,22} \text{ при } P < 1 \text{ мм}; \\ &230P^{0,7} \text{ при } P \geq 1 \text{ мм}; \\ \text{для } D_2 - TD_2 (6) &= 1,32Td_2 \end{aligned} \right\} \quad (131)$$

Допуски на эти параметры для остальных степеней точности определяются умножением допуска 6-й степени

точности, найденного по формулам, на следующие коэффициенты:

Степень точности	2	3	4	5	6	7	8	9
Коэффициент	0,37	0,49	0,63	0,80	1,00	1,25	1,60	2,15

Допуски для различных степеней точности образуют геометрическую прогрессию со знаменателем $\approx 1,25$.

При одной и той же степени точности резьбы, как это следует из формулы (131), допуск TD_2 на $1/3$ больше допуска Td_2 , что связано с технологическими трудностями получения точного размера внутренней резьбы.

В зависимости от длины свинчивания резьбовые соединения делятся на три группы: S — малая длина свинчивания, N — нормальная, L — большая. Для каждого шага в зависимости от диапазона диаметров резьбы предусмотрены два значения нормальной (N) длины свинчивания, равные $2,24 Pd^{0,2}$ и $6,7 Pd^{0,2}$. При длине свинчивания L допуск рекомендуется увеличивать, а при длине свинчивания S — уменьшать на одну степень точности.

В зависимости от эксплуатационных требований к степени подвижности для резьбовых соединений стандартами установлены поля допусков, образующие посадки трех групп: с зазором, переходные, с натягом.

§ 79. Посадки с зазором

Установлено пять основных отклонений (h, g, f, e, d) для наружной резьбы и четыре (H, G, F, E) — для внутренней резьбы, позволяющих получать различные посадки с гарантированным зазором (рис. 142). При графическом изображении допусков резьбы началом отсчета отклонений диаметров служит номинальный профиль, общий для наружной и внутренней резьбы. Отсчет ведется в направлении, перпендикулярном оси резьб.

Если по существовавшей ранее практике для обычных крепежных резьб устанавливалась посадка с минимальным зазором, равным нулю (что соответствует сочетанию основных отклонений H/h), то теперь рекомендуется преимущественно использовать наружные резьбы с гарантированным занижением размеров (поля допусков $6g$ и $8g$). Резьбовые соединения такого типа облегчают

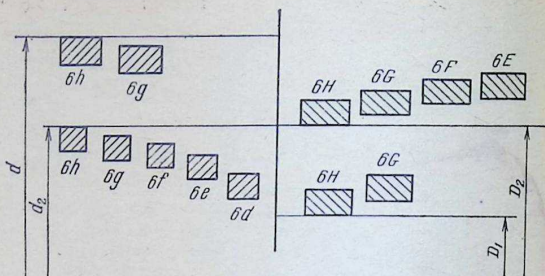


Рис. 142. Расположение полей допусков резьб с зазором.

свинчивание деталей и позволяют наносить тонкие антикоррозионные покрытия.

Резьбовые соединения с большими гарантированными зазорами по диаметрам применяются, когда соединение работает при высокой температуре, для компенсации температурных деформаций; когда необходима быстрая и легкая свинчиваемость деталей даже при наличии небольшого загрязнения или повреждения резьбы; когда требуется повышенная циклическая прочность резьбовых соединений; когда на резьбовые детали наносят антикоррозионные покрытия.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение. Так как точность резьбы определяется сочетанием полей допусков по среднему диаметру d_2 (D_2), по наружному d для наружных и по внутреннему D_1 для внутренних резьб, обозначение точности резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска наружного диаметра d или внутреннего диаметра D_1 , помещаемого на втором месте, например $7g6g$; $5H6H$. Если поля допусков на эти параметры одинаковы, то в обозначении они не повторяются ($6g$, $7H$).

Стандартом допускаются любые сочетания полей допусков резьбы и болта, указанные в таблице 18, поля допусков предпочтительного применения заключены в рамки, поля допусков, указанные в скобках, применять не рекомендуется.

Таблица 18. Рекомендуемые поля допусков в резьбовых соединениях с зазором

Класс точности	Наружная резьба			Внутренняя резьба		
	длины свинчивания			длины свинчивания		
	S	N	L	S	N	L
Точный	(3h 4h)	4h, 4g	(5h4h)	4H	4H5H, 5H	6H
Средний	5h6h, 5g6g	6h, $\overline{6g}$, 6f, $\overline{6e, 6g}$	(7h6h), 7g6g, (7e6e)	5H (5G)	$\overline{6H}$, 6G	7H, (7G)
Грубый	—	(8h), 8g	(9g8g)	—	7H, 7G	8H, (8G)

Обозначение поля допуска резьбы ставят после ее размера. Например, болт M12—8g; гайка M12—7H; болт M12×1,5—6g; гайка M12×1,5—6H.

Посадки резьбовых соединений обозначают дробью, в числителе которой указывают поле допуска гайки, а в знаменателе — поле допуска болта: M12—7H/8g; M12×1,5—6H/6g.

Если длина свинчивания отличается от нормальной, то она указывается в обозначении после поля допуска, например M12—7g6g—30, где 30 — длина свинчивания в мм.

§ 80. Переходные посадки

Переходные посадки резьбовых соединений применяются в тех случаях, когда необходимо обеспечить неподвижность соединения в процессе работы, но создание большого натяга может привести к разрушению деталей (резьбовые соединения, подверженные вибрации, тонкостенные детали).

Поскольку в переходных посадках очень малые натяги не могут удерживать детали от развинчивания (тем более, если в соединении будут зазоры), необходимо в конструкции резьбового соединения, где предполагается использовать переходные посадки, предусмотреть применение дополнительных элементов заклинивания. Конструктивно элементы заклинивания могут быть выполнены в виде конического сбega резьбы, плоского бурта после

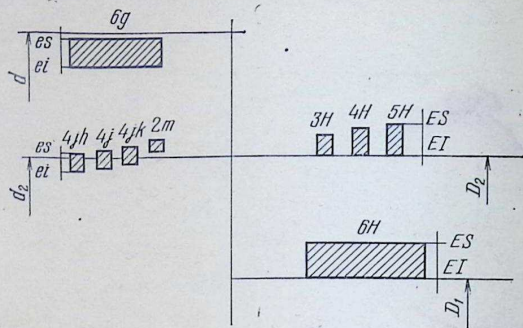


Рис. 143. Расположение полей допусков резьб с переходными посадками.

резьбы или цилиндрической цапфы перед резьбой на конце шпильки.

Переходные посадки, установленные СТ СЭВ 305—76, предназначаются для наружных резьб (резьба на ввинчиваемом конце шпильки) из стали, сопрягаемых с внутренними резьбами в деталях из стали, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов. В случае применения переходных посадок для резьбовых соединений из других материалов требуется их дополнительная проверка.

Стандартом предусмотрены четыре поля допуска для наружной резьбы (шпильки) — $4jh$, $4j$, $4jk$, $2m$ и три поля допуска для внутренней резьбы (резьбовое отверстие) — $3H$, $4H$, $5H$. Расположение полей допусков переходных посадок показано на рисунке 143, а рекомендуемые посадки, т. е. сочетания различных полей допусков, приведены в таблице 19.

Длины свинчивания резьбовых соединений с переходными посадками должны соответствовать применяемым материалам деталей с внутренней резьбой и быть в пределах: для стали $1 \dots 1,25 d$, для чугуна $1,25 \dots 1,5 d$, для алюминиевых и магниевых сплавов $1,5 \dots 2,0 d$.

Отклонение формы наружной и внутренней резьб, определяемое разностью между наибольшим и наимень-

Таблица 19. Рекомендуемые поля допусков в резьбовых соединениях с переходными посадками

Номинальный диаметр резьбы, мм	Материал детали с внутренней резьбой	Поля допусков		Посадки
		наружной резьбы	внутренней резьбы	
От 5 до 16	Сталь	4jk; 2m	4H6H; 3H6H	$\frac{4H6H}{4jk}$; $\frac{3H6H}{2m}$
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4jk; 2m	5H6H; 3H6H	$\frac{5H6H}{4jk}$; $\frac{3H6H}{2m}$
От 18 до 30	Сталь	4j; 2m	4H6H; 3H6H	$\frac{4H6H}{4j}$; $\frac{3H6H}{2m}$
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4j; 2m	5H6H; 3H6H	$\frac{5H6H}{4j}$; $\frac{3H6H}{2m}$
От 33 до 45	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4jh	5H6H	$\frac{5H6H}{4jh}$

шим действительными средними диаметрами, не должно превышать 25% от допуска среднего диаметра. Обратная конусность не допускается.

§ 81. Посадки с натягом

Посадки с натягом для резьбовых соединений применяются в тех случаях, когда необходимо устранить возможность самоотвинчивания только за счет натяга без применения дополнительных элементов заклинивания. Установленные СТ СЭВ 306—76 посадки с натягом предназначаются для наружных резьб (резьба на ввинчиваемом конце шпильки) из стали, сопрягаемых с внутренними резьбами в деталях из стали, высокопрочных и титановых сплавов, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов.

Стандартом предусмотрены три поля допуска среднего диаметра d_2 для наружной резьбы (шпильки) — 3n, 3p, 3r и одно поле допуска среднего диаметра D_2 для внутренней резьбы (резьбовое отверстие) — 2H (рис. 144). Поля допусков наружной резьбы по d установлены 6e и 6c, а внутренней резьбы по D_1 — 4D, 5D,

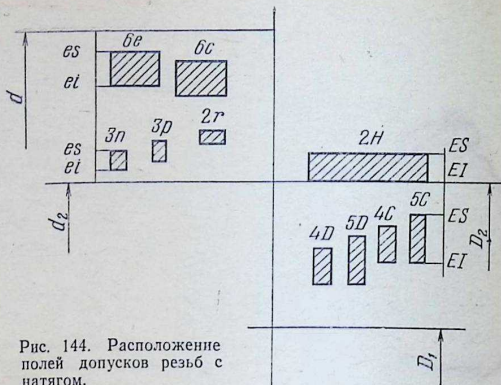


Рис. 144. Расположение полей допусков резьб с натягом.

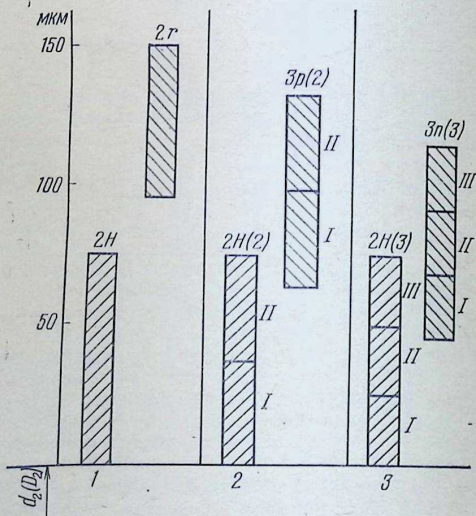


Рис. 145. Сортировка резьб по группам:

1 — посадка без сортировки; 2 — посадка с сортировкой на две группы; 3 — посадка с сортировкой на три группы.

4С, 5С, что обеспечивает по наружному диаметру зазор, а по среднему диаметру — натяг.

Поскольку даже незначительное увеличение натяга вызывает быстрый рост напряжений в соединении, что может привести к появлению пластических деформаций, возникает необходимость проведения селективной сборки с сортировкой резьбовых деталей на две или три размерные группы (рис. 145). Сортировка должна производиться по собственно среднему диаметру в средней части длины резьбы. Сборка резьбового соединения должна осуществляться из резьбовых деталей одноименных размерных групп. Поля допусков $3r$ и $3n$ без сортировки на размерные группы могут применяться в сочетании с полем допуска $3H6H$ по СТ СЭВ 305—76, но, поскольку эти посадки относятся к переходным, их применение требует дополнительной проверки.

Рекомендуемые поля допусков и их сочетания, образующие посадки резьбовых соединений с натягом, приведены в таблице 20. В скобках указано число групп сортировки.

Технические условия на длину свинчивания и отклонения формы наружной и внутренней резьб такие же, как и для переходных посадок в соответствии со СТ СЭВ 305—76.

Таблица 20. Рекомендуемые поля допусков в резьбовых соединениях с натягом

Материал детали с внутренней резьбой	Поля допусков			Посадки		Дополнительные условия сборки
	наружной резьбы	внутренней резьбы при шагах P		при шагах P		
		до 1,25 мм	свыше 1,25 мм	до 1,25 мм	свыше 1,25 мм	
Чугун и алюминиевые сплавы	$2r$	$2H5D$	$2H5C$	$\frac{2H5D}{2r}$	$\frac{2H5C}{2r}$	—
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	$3r(2)$	$2H5D(2)$	$2H5C(2)$	$\frac{2H5D(2)}{3r(2)}$	$\frac{2H5C(2)}{3r(2)}$	Сортировка на две группы
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	$3n(3)$	$2H4D(3)$	$2H4C(3)$	$\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$	$\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$	Сортировка на три группы

§ 82. Методы и средства контроля резьб

Параметры резьбы могут контролироваться дифференцированными и комплексным методами. При дифференцированном методе контроля отдельно проверяют собственно средний диаметр, шаг и половину угла профиля. Заключение о годности дают также по каждому параметру отдельно. Используется этот сложный и трудоемкий метод для контроля точных резьб: калибров-пробок, резьбообразующего инструмента и т. п., а также при выявлении причин брака и наладке технологического оборудования.

Комплексный метод контроля резьб осуществляется предельными резьбовыми калибрами (рис. 146). При этом одновременно контролируются средний диаметр, шаг, половина угла профиля, а также внутренний и наружный диаметры резьбы. Это достигается путем сравнения действительного контура резьбовой детали с предельными. Контроль резьб калибрами применяют не только в массовом и крупносерийном, но и в мелкосерийном и индивидуальном производстве, так как дифференцированный контроль чрезвычайно сложен.

В ремонтных предприятиях, где из-за многообразия типоразмеров резьбовых соединений не всегда удается иметь полный набор необходимых калибров, часто резьбу проверяют на свинчиваемость с новой соединяемой деталью: резьбу болта или шпильки — по новой гайке, резьбу отверстия — по новому болту или шпильке.

Чтобы подобрать соответствующий резьбовой калибр или деталь с образцовой резьбой, необходимо знать номинальный шаг резьбы, который проще всего определить резьбомером.

Резьбовые шаблоны, или резьбомеры (рис. 147), представляют собой собранные в наборы стальные пластинки с зубьями стандартных метрических профилей

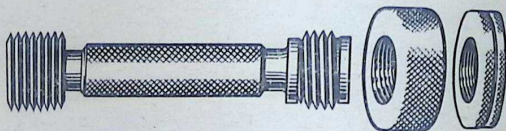


Рис. 146. Резьбовые калибры.

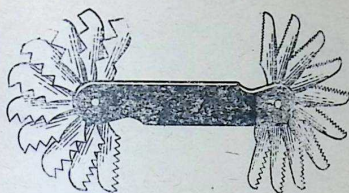


Рис. 147. Резьбовые шаблоны.

резьбы с шагами от 0,4 до 6 мм. Основное назначение резьбомеров — определение номинального шага резьбы подбором и наложением наиболее подходящего резьбового шаблона. Резьбомерами можно также определять полноту профиля резьбы при нарезании наружных резьб на токарно-винторезных станках с последующим обязательным измерением среднего диаметра. В зависимости от требуемой точности средний диаметр наружной резьбы может быть измерен резьбовым микрометром, методом трех проволок, а также на универсальном или инструментальном микроскопах.

Резьбовой микрометр 1 (рис. 148) отличается от обычного сменными измерительными наконечниками. Коническая вставка 4 всегда должна находиться в микрометрическом винте, а призматическая 3 — в неподвижной пятке. На нуль микрометр настраивают, или непосредственно сводя наконечники до упора (для микрометров с диапазоном измерения 0...25 мм), или по специальной установочной мере 2 (для микрометров с диапазоном измерения 25...50 мм). Поскольку к резьбовому микрометру приложены сменные измерительные наконечники, при каждой их замене надо обязательно проверять микрометр и устанавливать его на нуль. Используются резьбовой микрометр при сравнительно невысоких требованиях к точности резьбы, так как сменные наконечники вносят большую погрешность в результат измерения.

Значительно точнее средний диаметр может быть определен методом трех проволок, схема измерения которыми показана на рисунке 149. Диаметр калиброванных проволок (роликов) подбирается таким образом, чтобы контакт их с профилем резьбы

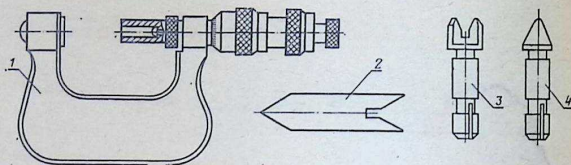


Рис. 148. Резьбовой микрометр.

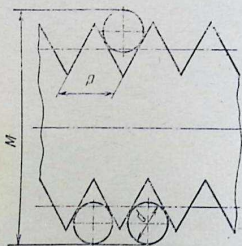


Рис. 149. Определение среднего диаметра резьбы методом трех проволочек.

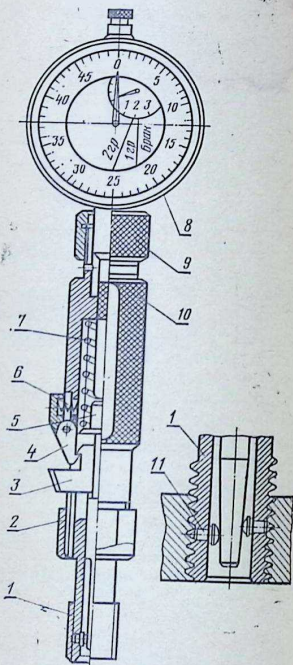


Рис. 150. Индикаторный резьбомер.

осуществлялся на уровне, где ширина впадины равна ширине выступа. В зависимости от требуемой точности охватывающий размер M может быть измерен микрометром, микрокатером, оптиметром, а средний диаметр вычислен по формуле

$$d_2 = M - 3d + 0,866P. \quad (132)$$

Методика измерения параметров резьбы на инструментальном микроскопе изложена в главе 7.

Параметры внутренней резьбы измерить значительно сложнее. В случае необходимости с внутренней резьбы снимается слепок путем заливки специальными сплавами с низкой температурой плавления и параметры резьбы определяются по слепку на универсальном или инструментальном микроскопе.

Для контроля и сортировки внутренних резьб по собственному среднему диаметру может быть использован индикаторный резьбомер, изображенный на рисунке 150. В корпусе 10 гайкой 9 закреплен индикатор 8. В нижней части прибора гайкой 2 удерживается сменная резьбовая пробка 1. Нарезная часть пробки должна соответствовать типу внутренней резьбы, которая подлежит измерению. В корпусе 10 расположен конический стержень 5, который пружиной 7 отжимается в нижнее положение. При измерении нажимают на спусковую кнопку 6, которая отводит упор 4, и толкатель 3 давит на нижнюю коническую часть стержня, которая упирается в измерительные вставки 11 и раздвигает их до соприкосновения с впадинами измеряемой резьбы. Перемещение конического стержня фиксируется индикатором 8. Индикаторный резьбомер может использоваться для контроля сквозных и глухих внутренних резьб диаметром до 16 мм.

Глава 15

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

§ 83. Взаимозаменяемость шпоночных соединений

Шпонки являются соединительным звеном между вращающимися деталями (шкивы, звездочки, зубчатые колеса) и валом или осью. Основное назначение шпоночных соединений — передача крутящего момента. Из всего разнообразия конструкций шпоночных соединений в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении наибольшее распространение получили призматические и сегментные шпонки.

Размеры шпонок зависят от диаметра вала, они определены СТ СЭВ 189—75. На рисунке 151 указаны обозначения размеров призматического шпоночного соединения. Допуски элементов шпоночного соединения и посадки шпонок в паз вала и паз втулки установлены СТ СЭВ 57—73.

В зависимости от назначения шпоночного соединения и условий его работы рекомендуются поля допусков соединения вал — втулка по номинальному диаметру d_n , представленные в таблице 21.

В таблице 22 приведены рекомендуемые поля допусков для сопряжений шпонка — паз вала и шпонка — паз

Таблица 21. Рекомендуемые поля допусков в соединениях вал — втулка

Условия работы и назначение	Рекомендуемые поля допусков		Посадки
	отверстия	вала	
При точном центрировании	H6	$j_s6; k6; m6; n6$	Переходные
При больших динамических нагрузках	H7	s7	С натягом
	H8	x8; u8; s8	
При осевом перемещении втулки по валу	H6	h6	С зазором
	H7	h7	

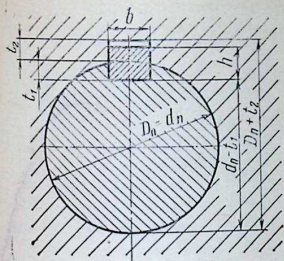


Рис. 151. Обозначения размеров шпоночных соединений.

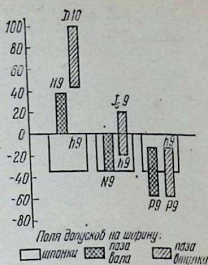


Рис. 152. Расположение рекомендуемых полей допусков шпоночных соединений.

втулки, а на рисунке 152 показано их взаимное расположение.

Все остальные размеры шпоночного соединения, кроме b (рис. 151), являются непасадочными размерами, отклонения на которые также определены СТ СЭВ 57—73. Поля допусков на непасадочные размеры установлены следующие:

- h — высота шпонки — по $h11$;
- l — длина шпонки — по $h14$;
- $l_{вал}$ — длина паза на валу — по $H15$;
- $l_{вт}$ — длина паза во втулке — по $H15$;
- t_1 — исполнительная глубина фрезерования паза вала — по $H12$;
- t_2 — исполнительная глубина фрезерования паза втулки — по $H12$.

Таблица 22. Рекомендуемые поля допусков в сопряжениях шпонка — паз вала (втулки)

Вид соединения и характер производства	Рекомендуемые поля допусков		
	ширина шпонки	ширина паза вала	ширина паза втулки
Плотные соединения при точном центрировании (индивидуальное производство)	$h9$	$P9$	$P9$
Нормальные соединения (массовое производство)	$h9$	$N9$	J_9
Свободное соединение (направляющие шпонки)	$h9$	$H9$	$D10$

§ 84. Методы и средства контроля деталей шпоночного соединения

Дифференцированный контроль размеров деталей шпоночного соединения может осуществляться универсальными средствами измерения, однако это требует больших затрат времени. Поэтому на заводах автотракторного и сельскохозяйственного машиностроения контроль деталей шпоночных соединений производят с помощью предельных калибров.

Ширину пазов вала и втулки проверяют пластинами, имеющими проходную и непроходную стороны (рис. 153, а). Размер от образующей цилиндрической поверхности втулки до дна паза ($D_n + t_2$) контролируют пробкой со ступенчатым выступом (рис. 153, б). Глубину паза вала t_1 проверяют кольцевыми калибрами, имеющими стержень с проходной и непроходной ступенями (рис. 153, в). Симметричность расположения паза относительно осевой плоскости проверяют у втулки пробкой со шпонкой (рис. 153, г), а у вала — накладной призмой с контрольным стержнем (рис. 153, д).

При ремонте машин можно использовать как универсальные средства измерения, так и калибры. Из большого числа размеров шпоночного соединения за счет пластических деформаций изменяется только ширина шпоночных пазов и ширина самой шпонки. Поэтому при дефектации можно использовать универсальные средства измерения, а при восстановлении шпоночных пазов желательно применять предельные калибры.

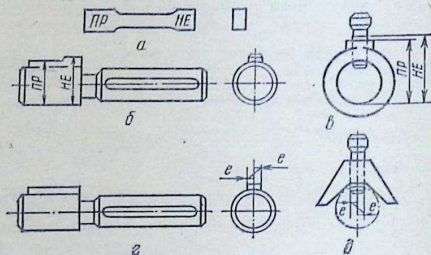


Рис. 153. Калибры для контроля деталей шпоночных соединений.

§ 85. Взаимозаменяемость шлицевых соединений

Шлицевые соединения, несмотря на более сложную технологию изготовления по сравнению со шпоночными, находят все более широкое применение. Это объясняется следующими их преимуществами: лучшее центрирование и направление посаженных на вал деталей; более равномерное распределение нагрузки по высоте зуба; меньшая концентрация напряжений, что позволяет при одинаковых габаритных размерах передавать больший крутящий момент.

Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным профилем и четным числом зубьев. Основные параметры такого соединения показаны на рисунке 154. Стандарт СЭВ 188—75 устанавливает размеры шлицевых прямобочных соединений трех серий: легкой, средней, тяжелой. Соединения легкой серии имеют наименьшие высоту и число зубьев, к ним относятся неподвижные и малонагруженные соединения. Соединения средней серии имеют большие по сравнению с легкой серией высоту и число зубьев, применяются в условиях средних нагрузок. Соединения тяжелой серии имеют наибольшие высоту и число зубьев, предназначаются для тяжелых условий работы.

Шлицевые соединения могут быть подвижными, когда втулка перемещается вдоль вала (зубчатые колеса коробок передач, раздаточных коробок, включающие и выключающие муфты), и неподвижными, когда втулка в процессе работы не должна перемещаться по валу.

В зависимости от технологических и эксплуатационных требований центрирование вала и втулки достигается одним из трех методов: по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d , по боковым сторонам b (рис. 155).

Центрирование по наружному диаметру D рекомендуется, когда втулка термически не обрабатывается и когда твердость материала втулки допускает протягивание, что позволяет получить диаметр впадин втулки

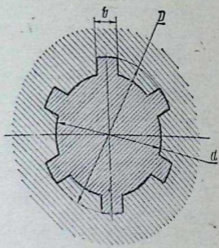


Рис. 154. Основные размеры шлицевого соединения.

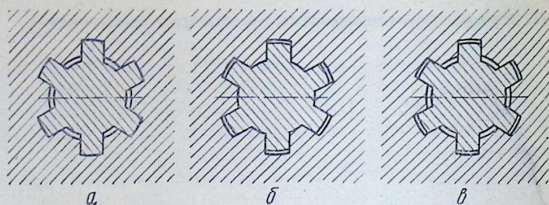


Рис. 155. Методы центрирования шлицевых соединений:

a — центрирование по наружному диаметру D ; *b* — центрирование по внутреннему диаметру d ; *v* — центрирование по боковым сторонам b .

точного размера. Вал в этом случае шлифуется по наружному диаметру. Этот способ является наиболее простым, экономичным и применяется очень широко в авто-тракторном и сельскохозяйственном машиностроении.

Центрирование по внутреннему диаметру d целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость и точный размер можно получить только для диаметра d применением внутреннего шлифования. Вал обрабатывается на шлицешлифовальном станке, который позволяет получить точный размер внутреннего диаметра вала. Этот метод обеспечивает высокую точность центрирования, но стоимость изготовления шлицевых деталей значительно увеличивается.

Центрирование по боковым сторонам зубьев b не обеспечивает точного центрирования втулки и вала, но дает наиболее равномерное распределение сил между зубьями. Этот метод рекомендуется применять при передаче больших крутящих моментов или при знакопеременных нагрузках, когда требуются минимальные зазоры между боковыми поверхностями зубьев и впадин (например, при центрировании скользящих шлицевых соединений карданных валов автомобилей и тракторов).

В случае необходимости можно применять одновременное центрирование по боковым поверхностям шлицев и по одному из диаметров. Но такое повышение точности шлицевого соединения, связанное с увеличением стоимости изготовления, должно быть обосновано технически и экономически.

Рекомендуемые поля допусков валов и втулок установлены СТ СЭВ 187—75, из их числа выделены следующие предпочтительные поля допусков:

валов — $g6, j_s6, f7, j_s7, k7, e8, f8, h9, d9, f9$;
втулок — $H7, F8, D9, F10$.

Стандартом предусмотрены также рекомендуемые сочетания полей допусков валов и втулок, образующие посадки, среди которых в зависимости от метода центрирования выделены предпочтительные:

центрирование по внутреннему диаметру —

посадки центрирующего диаметра d : $\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g6}$;

посадки по ширине b : $\frac{D9}{h9}, \frac{D9}{j_s7}, \frac{D9}{k7}, \frac{F10}{f9}, \frac{F10}{j_s7}$;

центрирование по наружному диаметру —

посадки центрирующего диаметра D : $\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{j_s6}$;

посадки по ширине b : $\frac{F8}{f7}, \frac{F8}{f8}, \frac{F8}{j_s7}$;

центрирование по боковым сторонам зубьев —

посадки по ширине b : $\frac{F8}{j_s7}, \frac{D9}{e8}, \frac{D9}{f8}, \frac{F10}{d9}, \frac{F10}{f8}$.

Поля допусков нецентрирующих диаметров также установлены стандартом: при центрировании по D или b поле допуска втулки по d — $H11$, диаметр вала d — не менее d_1 по СТ СЭВ 188—75; при центрировании по d или b поле допуска втулки по D — $H12$, — вала по D — $a11$.

Необходимо обратить внимание, что во всех рекомендуемых посадках даже по центрирующим элементам обеспечивается гарантированный зазор. Это необходимо для того, чтобы компенсировать погрешности формы и расположения поверхностей шлицевых зубьев и впадин.

Обозначения прямобочных шлицевых соединений, валов и втулок должны содержать: букву, указывающую поверхность центрирования; число зубьев, номинальные размеры d , D и b в соединении вала и втулки; обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также размера b , помещенные после соответствующих размеров. Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

Примеры обозначений шлицевых соединений:

$$1) d-8 \times 32 \frac{H7}{f7} \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{h9},$$

где d — центрирующий диаметр; $z=8$ — число зубьев; $d=32$ — внутренний диаметр; $D=36$ — наружный диаметр; b — ширина зуба;

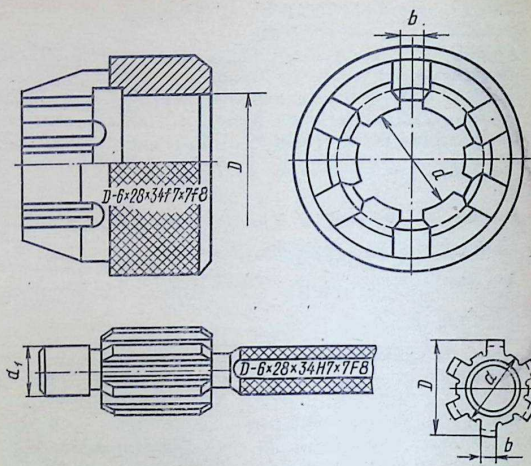


Рис. 156. Комплексные калибры для контроля деталей шлицевых соединений.

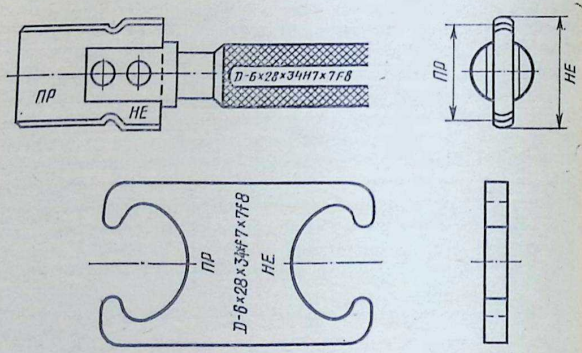


Рис. 157. Специальные калибры для поэлементного контроля шлицевых поверхностей.

условное обозначение втулки этого соединения —

$$d—8 \times 32H7 \times 36H12 \times 6D9;$$

условное обозначение вала этого соединения —

$$[d—8 \times 32f7 \times 36a11 \times 6h9;$$

2) $D—8 \times 32 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8}$ (центрирование по D);

3) $b—8 \times 32 \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{f8}$ (центрирование по b).

§ 86. Методы и средства контроля деталей шлицевых соединений

Чтобы обеспечить собираемость шлицевых соединений, необходим контроль валов и втулок комплексным и дифференцированным методами. Дифференцированный контроль центрирующего диаметра (D или d) и ширины шлица b еще недостаточен, чтобы сделать заключение о собираемости шлицевого соединения, так как возможны отклонения от равномерного расположения по окружности зубьев и впадин, а также от параллельности боковых поверхностей шлицев оси детали. Поэтому детали шлицевых соединений, как правило, контролируются комплексными проходными калибрами (рис. 156). При этом поэлементный контроль осуществляется специальными калибрами (рис. 157) или универсальными измерительными приборами.

При использовании комплексных калибров отверстие считается годным, если комплексный калибр-пробка проходит по всей длине шлицевой поверхности, а диаметры и ширина паза не выходят за установленные верхние пределы; вал считается годным, если комплексный калибр-кольцо проходит по всей длине шлицевой поверхности, а диаметры и толщина зуба не выходят за установленные нижние пределы. По форме комплексные калибры являются прототипом сопрягаемой детали. Поэтому в ремонтных предприятиях вместо комплексных калибров часто используют новые детали. Такие образцовые детали должны свободно входить в проверяемую деталь.

Глава 16

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 87. Эксплуатационные требования к зубчатым передачам

Зубчатая передача представляет собой сложную кинематическую пару, точность которой должна быть обеспечена многими параметрами. От работы зубчатых передач зависят такие показатели работы машин в целом, как плавность и бесшумность хода автомобиля, передача больших крутящих моментов в тракторе, обеспечение точного передаточного отношения в механизмах газораспределения двигателей, высокая точность кинематических станков и т. п. Увеличение требований к надежности вызывают необходимость изготовления зубчатых передач.

По форме колес и взаимного расположения передачи делятся на цилиндрические (оси параллельны), конические (оси пересекаются), червячные и червячные (оси перекрещиваются). По эксплуатационным требованиям зубчатые передачи делят на три основные группы: отсчетные, точные и силовые.

Главное требование к отсчетным передачам — высокая кинематическая точность, т. е. обеспечение точного передаточного отношения (согласованность углов поворота ведущего и ведомого колес). К этой группе передач относятся шестерни газораспределения, шестерня и рейка топливного насоса дизельного двигателя, цепи делительной головки, зубчатая передача в индикаторах часового типа и т. п. Передачи характеризуются наличием небольшого модуля, передачей незначительных нагрузок и сравнительно небольшими окружными скоростями.

Главное требование к скоростным передачам — обеспечение плавности работы, т. е. способность

работать без шума и вибраций. Требования к плавности растут с повышением окружной скорости зубчатых колес. Обычно в этих передачах важными особенностями являются также полнота контакта и наличие гарантированного бокового зазора между неработающими профилями сопряженных зубьев. К скоростным передачам относятся автомобильные коробки передач, передачи приводов центрифуг и турбокомпрессоров, коробки скоростей металлорежущих станков, редукторные узлы и т. п. Передачи характеризуются наличием среднего модуля и значительной длиной зуба. Часто для этих передач в технические условия вводятся требования в отношении уровня шума и вибраций.

Главное требование к силовым передачам — обеспечение полноты контакта сопряженных зубьев (по длине и высоте зуба). К этой группе передач относятся бортовые передачи тракторов, редукторы грузоподъемных машин, редукторы других машин, работающие при больших нагрузках и невысоких скоростях. Силовые передачи характеризуются наличием большого модуля и большой длины зуба, малыми скоростями и способностью передавать значительные крутящие моменты.

В соответствии с этими эксплуатационными требованиями все параметры точности зубчатой передачи по СТ СЭВ 641—77 разделены на три группы:

параметры, обеспечивающие кинематическую точность;

параметры, обеспечивающие плавность работы;

параметры, обеспечивающие контакт зубьев.

§ 88. Параметры точности зубчатых передач и методы их контроля

Параметры точности зубчатых передач невозможно рассматривать в отрыве от методов их контроля, поскольку сами определения параметров связаны с тем или другим методом их измерения. Достаточно рассмотреть параметры точности на примере цилиндрических прямозубых передач, имеющих самое широкое распространение, имея в виду, что принципы построения системы допусков для всех разновидностей зубчатых передач являются общими.

Кинематическая точность передачи характеризуется перечисленными ниже параметрами.

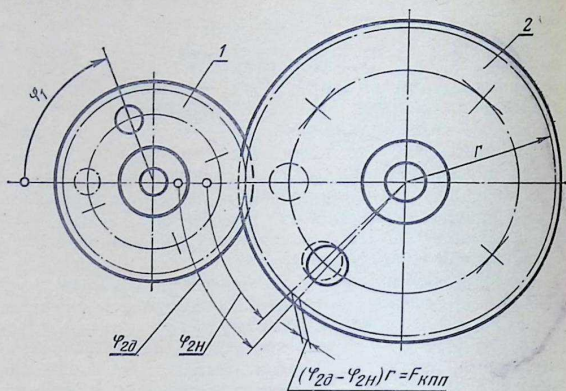


Рис. 158. Определение кинематической погрешности зубчатой передачи:

1 — ведущее колесо; 2 — ведомое колесо.

Кинематическая погрешность передачи $F_{кпп}$ — разность между действительным $\varphi_{2д}$ и номинальным $\varphi_{2н}$ углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи; она выражается длиной дуги его делительной окружности (рис. 158) и равна

$$F_{кпп} = (\varphi_{2д} - \varphi_{2н}) r, \quad (133)$$

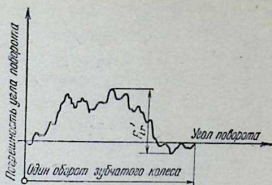
где r — радиус делительной окружности ведомого колеса.

Наибольшая кинематическая погрешность передачи $F'_{1ог}$ — наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес. Она равняется сумме кинематических погрешностей обоих колес передачи.

Чтобы отличить действительное отклонение от допускаемого, или от допуска, к основному обозначению добавляют подстрочный индекс «г».

Кинематическая погрешность зубчатого колеса $F_{кпк}$ — разность между действительным и номинальным углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого измерительным колесом при отсут-

ствии непараллельности и перекоса осей вращения этих колес; выражается она длиной дуги дельтальной окружности (рис. 159). Измеряется кинематическая погрешность зубчатого колеса на приборах при однопрофильном зацеплении с измерительным зубчатым колесом (рис. 160) в пре-



делах одного полного оборота колеса. Графики кинематической погрешности могут быть построены по показаниям индикатора или вычерчены самописцем прибора. По оси абсцисс откладываются углы поворота зубчатого колеса, а по оси ординат — погрешность угла поворота (рис. 159).

Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса $F'_{иг}$ представляет собой наибольшую алгебраическую разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его полного оборота.

Кинематическая точность зубчатых колес зависит от таких погрешностей, суммарное влияние которых обнаруживается один раз за оборот колеса. К ним относятся погрешность обката, накопленная погрешность шагов, радиальное биение зубчатого венца, колебания длины общей нормали и измерительного межцентрового расстояния за оборот колеса.

Погрешность обката $F_{сг}$ — составляющая кинематической погрешности зубчатого колеса, определяемая при вращении его на технологической оси и при ис-

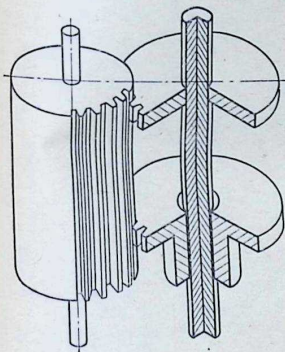


Рис. 160. Схема прибора для измерения зубчатых колес с однопрофильным зацеплением.

ключении циклических погрешностей зубчатой частоты и кратных ей более высоких частот. Погрешность обката зубчатого колеса возникает как результат кинематической погрешности делительной цепи станка, вызывающей несогласованность угловых поворотов обрабатываемого колеса и перемещения зубообрабатывающего инструмента.

Накопленная погрешность k шагов $F_{pkг}$ — кинематическая погрешность зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых угловых шагов ($k = 2 \dots \frac{z}{2}$ — целое число) определяется из выражения

$$F_{pkг} = \left(\varphi_d - \frac{2\pi}{z} k \right) r, \quad (134)$$

где φ_d — действительный угол поворота колеса, соответствующий k угловым шагам; z — число зубьев; r — радиус делительной окружности; $\frac{2\pi}{z} k$ — номинальный угол поворота колеса.

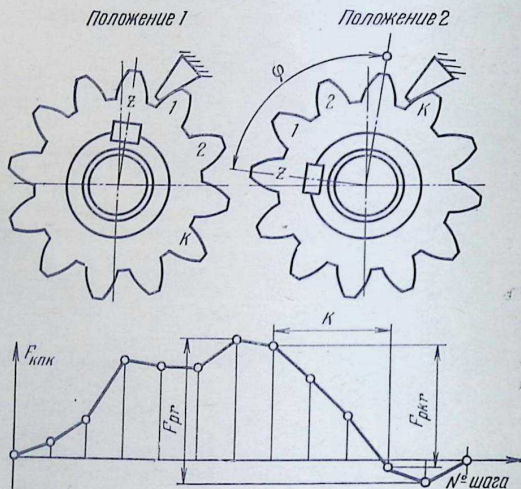


Рис. 161. Погрешность шага.

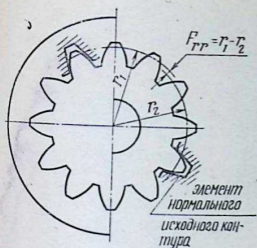


Рис. 162. Радиальное биение зубчатого венца.

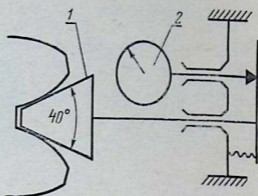


Рис. 163. Схема биеннемера.

Накопленная погрешность шага по зубчатому колесу F_{gr} — наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей, найденных для всех значений k в пределах от 2 до $\frac{z}{2}$ (рис. 161).

Измеряется одним из контактных шагомеров.

Радиальное биение зубчатого венца F_{gr} — наибольшая в пределах зубчатого колеса разность расстояний от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура одиночного зуба или впадины, условно наложенного на профили зубьев колеса (рис. 162). Контроль радиального биения зубчатого венца производится на биеннемере (рис. 163), у которого измерительный конус 1 выполняет роль элемента нормального исходного контура, а биение определяется как разность показаний индикатора 2:

$$F_{gr} = R_{\max} - R_{\min}. \quad (135)$$

Колебание длины общей нормали. Длина общей нормали W — расстояние между разноименными профилями двух зубьев, измеренное по общей нормали к ним, являющейся касательной к основной окружности (рис. 164):

$$W = C\check{D} = \overline{AB}. \quad (136)$$

Для цилиндрических прямозубых некорректированных колес при $\alpha = 20^\circ$ номинальная длина общей норма-

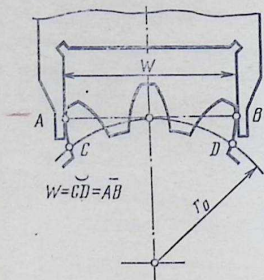


Рис. 164. Определение длины общей нормали.

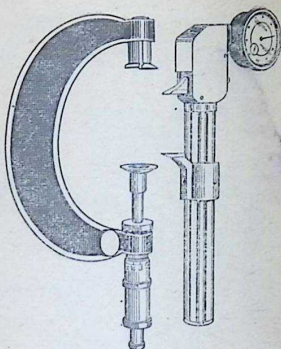


Рис. 165. Зубомерный микрометр и индикаторный нормалемер.

ли может быть найдена по формуле

$$W_n = m [1,476 (2n - 1) + 0,1387z], \quad (137)$$

где n — число охватываемых зубьев ($n = \frac{z}{9} + 0,5$ и округляется до целого большего числа); z — число зубьев колеса; m — модуль.

Колебание длины общей нормали V_{wr} — разность между W_{max} и W_{min} на одном и том же зубчатом колесе:

$$V_{wr} = W_{max} - W_{min}. \quad (138)$$

Контроль длины общей нормали производится специальными зубомерными микрометрами и индикаторными нормалемерами (рис. 165). Для контроля колес грубых степеней точности, а также в процессе ремонта при деформации могут использоваться также штангенциркули с точностью отсчета 0,05 мм.

Колебание измерительного межосевого расстояния. Номинальное измерительное межосевое расстояние — расчетное расстояние между осями измерительного и проверяемого колеса, имеющего наименьшее дополнительное смещение исходного контура. При этом

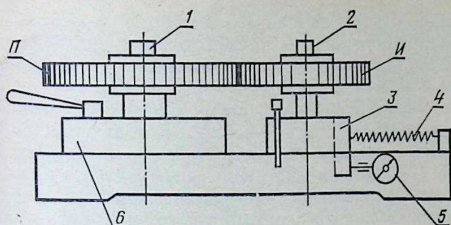


Рис. 166. Межцентромер.

сопряженные зубья колес находятся в плотном двухпрофильном зацеплении.

Измерительное межосевое расстояние при безазорном двухпрофильном зацеплении контролируется на межцентромере (рис. 166). Принцип действия его состоит в следующем. На оправку 2, установленную в подвижной каретке 3, посажено измерительное колесо И, а на оправку 1, установленную в неподвижном суппорте 6,— проверяемое колесо П. Каретка 3 под действием пружины 4 прижимает измерительное колесо к проверяемому, чем создается безазорное двухпрофильное за-

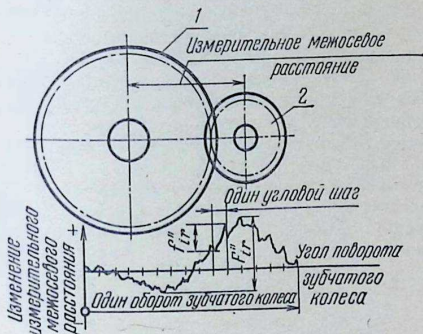


Рис. 167. График колебаний измерительного межцентрового расстояния за оборот зубчатого колеса (F''_{ir}) и на одном зубе (f''_{ir}):

1 — контролируемое зубчатое колесо; 2 — измерительное зубчатое колесо.

цепление. При проворачивании проверяемого колеса колебания межосевого расстояния отсчитывают по показаниям индикатора δ или записывают самописцем прибора на бумажной ленте.

Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F_{ir}'' или колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f_{ir}' равно разности между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при беззазорном двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с проверяемым соответственно при повороте последнего на полный оборот или на один угловой шаг (рис. 167).

Кинематическая точность зубчатого колеса может быть повышена путем снижения радиального биения колеса и обработки его на станках с повышенной кинематической точностью при точном центрировании заготовки в процессе нарезания и шлифования зубьев.

Плавность работы зубчатой передачи определяется параметрами, погрешности которых многократно (циклически) проявляются за оборот зубчатого колеса и составляют часть кинематической погрешности.

Циклическая погрешность передачи $f_{zкор}$ (рис. 168) и зубчатого колеса $f_{zкр}$ (рис. 169) — это удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности передачи или колеса.

Циклическая погрешность зубцовой частоты $f_{zкор}$ — это циклическая погрешность зубчатого колеса с частотой, равной частоте входа зубьев в зацепление ($k=z$). Циклическая погрешность зубцовой частоты является главной причиной нарушения плавности работы зубчатых прямозубых передач.

Наибольшая местная кинематическая погрешность f_{ir}' — наибольшая разность между местными соседними экстремальными (максимальными и минимальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота (рис. 170).

Отклонение шага (углового) f_{ptr} — это кинематическая погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг:

$$f_{ptr} = \left(\varphi D - \frac{2\pi}{z} \right) r. \quad (139)$$

Отклонение шага зацепления f_{pbr} — разность между действительным и номинальным шагами за-

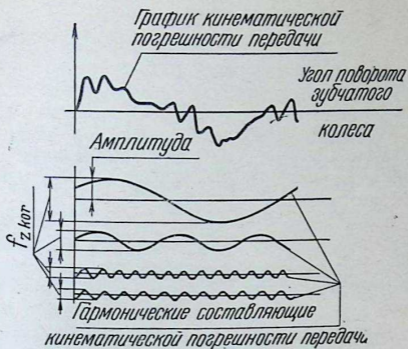


Рис. 168. График циклической погрешности сцепления. Действительный шаг зацепления равен расстоянию между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев в плоскости, касательной к основному цилиндру (рис. 171).

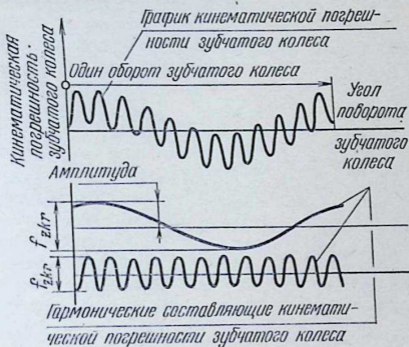


Рис. 169. График циклической погрешности колеса $f_{z.kr}$.

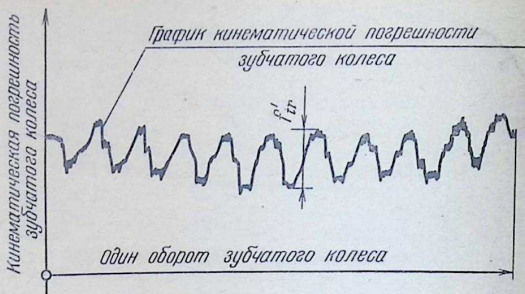


Рис. 170. График местной кинематической погрешности.

Определяется отклонение действительного размера шага зацепления от номинального специальными шагомерами. На рисунке 172 изображен шагомер с тангенциальными наконечниками. Измерительный наконечник 2 подвешен на плоских пружинах 1, его перемещение фиксируется отсчетным устройством 6 с ценой деления 0,001 мм. Второй измерительный наконечник 3 устанавливается в нужном положении винтом 5. Опорный наконечник 4 поддерживает прибор при измерении и обеспечивает расположение линии измерения по нормали к профилям зубьев. Шагомер настраивают по блоку концевых мер, размер которого равен номинальному значению основного шага.

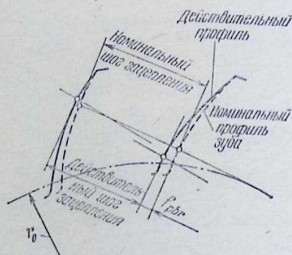


Рис. 171. Отклонение шага зацепления.

Отклонения шага зацепления приводят к тому, что в зацеплении находится только одна пара зубьев, пересопряжение зубьев сопровождается ударами, повышенным шумом, передача работает не плавно. Отсутствие отклонений или незначительные отклонения

обеспечивают плавное зацепление, так как к моменту выхода из зацепления одной пары зубьев в контакт уже войдет следующая пара.

Погрешность профиля зуба f_{tr} (рис. 173) — расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными торцовыми профилями 1, между которыми размещается действительный торцовый профиль 2 зуба колеса. Погрешности профиля ухудшают плавность работы передачи и уменьшают поверхность контакта зубьев.

Профиль зубьев в торцовом сечении контролируют эвольвентомерами. На рисунке 174 показана схема индивидуально-дискового эвольвентомера. Проверяемое зубчатое колесо 2 устанавливают на одной оправке со сменным диском 1, диаметр которого равен диаметру основной окружности колеса. Этот диск прижимается пружиной к доведенной линейке 3, закрепленной на каретке 6 прибора. При перемещении каретки ходовым винтом 5 движение (без скольжения) передается диску и вместе с ним — проверяемому колесу. При этом каждая точка рабочей плоскости линейки описывает относительно диска эвольвенту. Над линейкой в одной вертикальной плоскости с ее рабочей поверхностью расположен измерительный наконечник рычага 4, другое плечо которого соприкасается с наконечником индикатора 8. По

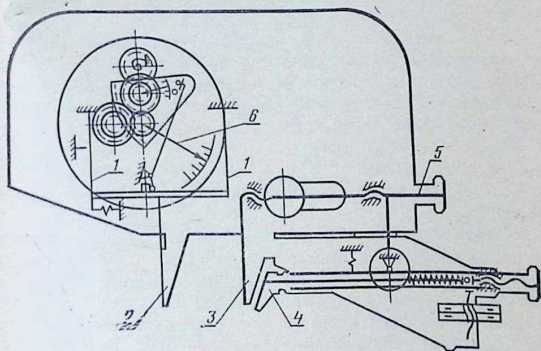


Рис. 172. Шагомер.

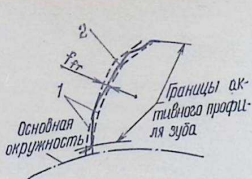


Рис. 173. Погрешность профиля зуба.

шкале 9 определяют угол разворачивания проверяемого колеса, а по шкале 7 — смещение каретки из исходного положения, при котором измерительный наконечник касается профиля зуба на радиусе основной окружности колеса.

Начинают измерение, установив измерительный наконечник рычага на боковую поверхность зуба у его основания, шкалу индикатора ставят на нуль. Ходовым винтом 5 перемещают каретку, при этом измерительный рычаг скользит по профилю зуба. Если профиль зуба отличается от эвольвенты заданной основной окружности, то рычаг получает угловое смещение, фиксируемое индикатором.

Эвольвентомеры такого типа требуют для каждого колеса специальный сменный диск. Разработаны конструкции и выпускаются универсальные эвольвентомеры, лишенные этого недостатка.

Погрешности, нарушающие плавность работы передачи, многократно повторяются за оборот колеса и вызывают удары зубьев, крутильные колебания привода, поперечные колебания валов, вибрацию всего агрегата, что сопровождается повышенным уровнем шума и резко снижает долговечность скоростных тяжело нагруженных передач. Плавность передачи можно повысить, увеличивая число зубьев делительного колеса зубообрабатывающих

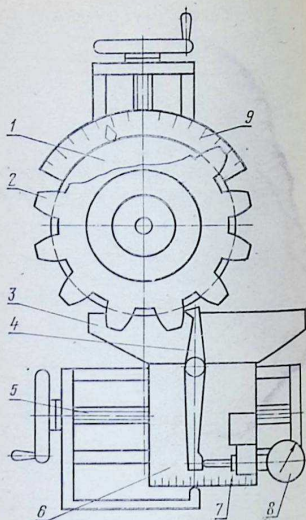


Рис. 174. Эвольвентомер.

станков, повышая точность червяка, сопряженного с этим колесом, применяя шевингование и зубохонингование боковых поверхностей зубьев колес.

Контакт зубьев в передаче в значительной мере определяет ее долговечность, так как при неполном и неравномерном прилегании зубьев уменьшается несущая поверхность, увеличиваются контактные напряжения, ухудшаются условия смазки. Комплексным параметром, характеризующим полноту контакта, является суммарное пятно контакта.

Суммарное пятно контакта — это часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям парного зубчатого колеса после вращения собранной передачи при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование зубьев обоих зубчатых колес. На зубья парного колеса предварительно наносят слой краски. Пятно контакта определяется относительными размерами в процентах (рис. 175):

по длине зуба — отношением расстояния a между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , превосходящих значение модуля в мм, к длине зуба b : $(a-c) \cos \beta 100/b$; для прямозубых колес — $(a-c) 100/b$; по высоте зуба — отношением средней (по всей длине зуба) высоты следов прилегания h_m к высоте зуба, соответствующей активной боковой поверхности h_p : $(h_m/h_p) 100$.

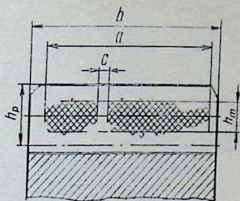


Рис. 175. Пятно контакта.

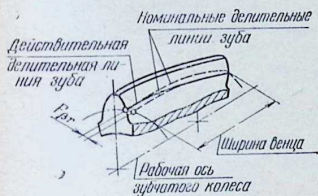


Рис. 176. Погрешность направления зуба.

Размеры пятна контакта зависят от погрешностей изготовления и монтажа передачи. Основными погрешностями, влияющими на полноту контакта зуба, являются погрешности направления зуба, непараллельность и перекося осей.

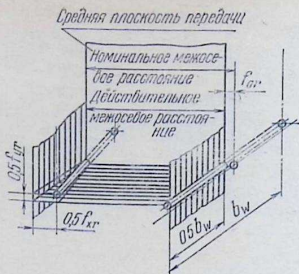


Рис. 177. Непараллельность и перекос осей.

Погрешность направления зуба $F_{\beta r}$ — расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными делительными линиями зуба, между которыми размещается действительная делительная линия зуба, соответствующая рабочей ширине венца (рис. 176). Под действительной делительной линией зуба понимается линия

пересечения действительной боковой поверхности зуба колеса делительным цилиндром, ось которого совпадает с рабочей осью.

Непараллельность осей $f_{xг}$ — это непараллельность проекции рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, в которой лежит одна из осей и точка второй оси в средней плоскости передачи (рис. 177). Под средней плоскостью передачи понимается плоскость, проходящая через середину рабочей ширины венца b_w .

Перекос осей $f_{yг}$ — непараллельность проекций рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, проходящую через одну из осей и перпендикулярную плоскости, в которой лежит эта ось и точка второй оси в средней плоскости передачи (рис. 177).

Непараллельность $f_{xг}$ и перекос $f_{yг}$ осей определяются в линейных единицах на длине, равной рабочей ширине венца.

Виды сопряжений зубьев колес в передаче. Нормальная работа зубчатой передачи с эвольвентным профилем зуба в значительной степени определяется наличием гарантированного бокового зазора.

Боковой зазор j_n — зазор между неработающими профилями зубьев сопряженных колес (рис. 178), определяемый в сечении, перпендикулярном направлению зубьев, в плоскости, касательной к основной окружности.

Боковой зазор в собранной открытой передаче можно контролировать с помощью индикатора, установленного

измерительным стержнем на боковую активную поверхность зуба. Сопрягаемое колесо должно быть застопорено.

Покачиванием от упора до упора выбирают боковой зазор, который будет равен наибольшей разности показаний индикатора. В закрытых передачах боковой зазор может быть измерен закладыванием между рабочими поверхностями зубьев свинцовой проволочки и проворачиванием колес. Измеряя толщину свинцовой проволочки, после проворачивания определяют боковой зазор.

Боковой зазор предназначен для создания необходимых условий смазки зубьев, компенсации погрешностей изготовления колес и сборки передачи, компенсации температурных деформаций в передаче. Чем больше нагрев передачи, тем больше должен быть боковой зазор. Недостаточность зазора может привести к заклиниванию передачи. С другой стороны, с увеличением бокового зазора возрастает опасность ударов при реверсировании передачи. Следовательно, выбор бокового зазора определяется эксплуатационными требованиями. В слабо нагруженных механизмах и приборах, где рабочая температура незначительна, межосевое расстояние невелико и по условию работы нежелательно наличие свободного хода передачи, боковой зазор может быть равен нулю. Такое зацепление называется двухпрофильным.

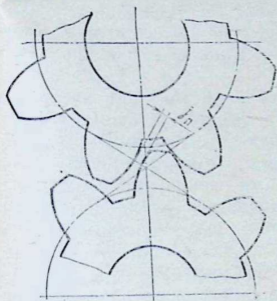


Рис. 178 Боковой зазор.

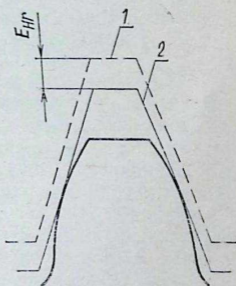


Рис. 179. Смещение исходного контура:

1 — номинальное положение исходного контура; 2 — действительное положение исходного контура.

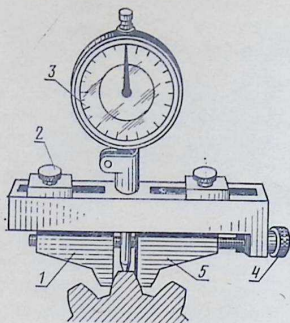


Рис. 180. Тангенциальный зубомер.

В зубчатых передачах тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин необходимо обеспечить определенный гарантированный боковой зазор. Он обеспечивается путем радиального смещения исходного контура рейки (зуборезного инструмента) и может определяться через отклонение средней длины общей нормали и через отклонение толщины зуба.

Дополнительное смещение исходного контура $E_{нг}$ (рис.

179) от его номинального положения в тело зубчатого колеса осуществляется с целью обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Нормируется наименьшее значение этого смещения $E_{нг}$.

Смещение исходного контура контролируют с помощью тангенциального зубомера (рис. 180). Плоскости двух измерительных губок, расположенных под углом $\alpha = 20^\circ$, и конец измерительного стержня образуют исходный контур зубчатой рейки. Расстояние между измерительными губками 1 и 5 регулируется винтом 4, имеющим на одном конце правую, а на другом конце левую резьбу.

Зуб колеса номинальных размеров для настройки тангенциального зубомера заменяется роликом, у которого три точки, соприкасающиеся с губками и измерительным стержнем, совпадают с контуром зуба номинального размера. Для каждого стандартного модуля к тангенциальному зубомеру дается ролик определенного диаметра. При настройке измерительные губки зубомера винтом 4 сдвигаются или раздвигаются так, чтобы они касались ролика приблизительно своей средней частью. В таком положении губки стопорятся винтами 2. Индикатор 3 вдвигается или поднимается над прибором, чтобы запас хода был равен 1 или 2 мм, и в таком положении стопорится, шкала его ставится на нуль.

Смещение исходного контура, осуществляемое в тело зуба, приводит к утонению зуба, и тангенциальный зубомер глубже сядет на более тонкий зуб. Показание индикатора будет прямо показывать действительное смещение исходного контура.

Средняя длина общей нормали W_m — средняя арифметическая из всех действительных длин общих нормалей по зубчатому колесу

$$W_m = \frac{W_1 + W_2 + \dots + W_z}{z} \quad (140)$$

Отклонение средней длины общей нормали $E_{W_{mr}}$ — это отклонение средней длины общей нормали от номинальной, определяемое по формуле

$$E_{W_{mr}} = W_n - W_m \quad (141)$$

Нормируется наименьшее предписанное отклонение средней длины общей нормали, осуществляемое с целью обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора.

Наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} — наименьшее предписанное уменьшение постоянной хорды, осуществляемое с целью обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора.

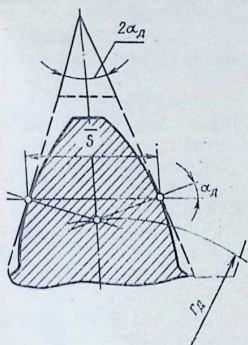


Рис. 181. Толщина зуба по постоянной хорде.

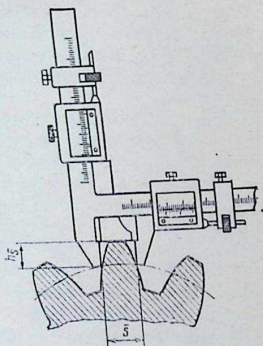


Рис. 182. Штангензубомер.

Измерение толщины зуба по постоянной хорде \bar{S} (рис. 181) (для некорригированных колес при $\alpha=20^\circ$ $\bar{S}=1,387 m$) производят штангензубомером (рис. 182). Штангензубомер состоит из двух штанг, перпендикулярных одна к другой и составляющих одно целое, двух подвижных рамок с нониусами и механизмами микрометрической подачи. Толщину зуба измеряют по постоянной хорде краями измерительных губок. Для того чтобы провести измерение именно по постоянной хорде, необходимо установить упор по вертикальной штанге на расстоянии от кромок измерительных губок, равном $h_{\bar{S}}=0,7476 m$. При измерении следует внимательно следить, чтобы между упором штангензубомера и вершиной зуба не было просвета.

§ 89. Система допусков на цилиндрические зубчатые передачи

Допуски на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи установлены СТ СЭВ 641—77. Этим стандартом регламентированы допуски на эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами с диаметром делительной окружности до 6300 мм, шириной венца или полушеврона до 1250 мм, модулем зубьев от 1 до 55 мм. Установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности с 1 по 12. Для степеней точности 1 и 2 допуски и предельные отклонения не регламентированы, они предусмотрены на перспективу.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач в соответствии с эксплуатационными требованиями установлены нормы: кинематической точности; плавности работы; контакта зубьев. Допускается комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес и передач разных степеней точности. При этом нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а для передач с коэффициентом осевого перекрытия

$\epsilon_{\beta} \leq 1,25$ — также и на одну степень грубее норм плавности.

Независимо от степени точности зубчатых колес и передач устанавливается шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче по значению бокового зазора (рис. 183) и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке его возрастания буквами h, d, c, b, a, z, y, x . При отсутствии специальных требований к партии или комплекту передач

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 соответственно.

Нормы бокового зазора и соответствие между видом сопряжений зубчатых колес в передаче и видом допуска на боковой зазор разрешается изменять, используя при этом и виды допуска z, y и x .

Ниже приведены диапазоны степеней кинематической точности передач, в которых рекомендуется применение установленных видов сопряжений:

Вид сопряжения	H	E	D	C	B	A
Диапазон степеней кинематической точности передач	3...7	3...7	3...8	3...9	3...10	3...12

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору — видом сопряжения по нормам бокового зазора. Исходя из этого, стандарт устанавливает правила условного обозначения точности зубчатых колес и передач. Если по всем трем нормам установлена одна степень точности, а вид сопряжения и допуск на боковой зазор соответствуют друг другу, обозначение выглядит так:

7—DCTCЭВ 641—77,

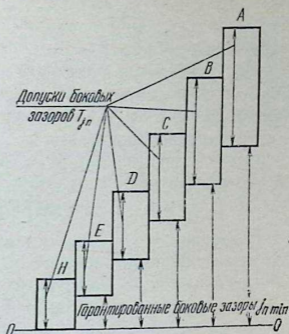


Рис. 183. Виды сопряжений зубчатых колес.

что означает 7-ю степень кинематической точности, 7-ю степень плавности работы, 7-ю степень контакта зубьев, вид сопряжения D и допуск на боковой зазор d .

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор точность зубчатых колес и передач обозначается последовательным написанием трех цифр и двух букв. Между собой и от слитно пишущихся букв цифры разделяются тире, например,

8—7—7 *Ba* СТ СЭВ 641—77,

что означает 8-ю степень кинематической точности, 7-ю степень плавности работы, 7-ю степень контакта зубьев, вид сопряжения B и допуск на боковой зазор a .

Для передач, у которых гарантированный боковой зазор не соответствует ни одному из указанных видов сопряжений, буква, обозначающая вид сопряжения, не указывается. В этом случае указывается принятый гарантированный боковой зазор в микрометрах (мкм) и вид допуска на боковой зазор, например,

7—600 μ СТ СЭВ 641—77,

что означает 7-ю степень кинематической точности, плавности работы и степень контакта зубьев, гарантированный боковой зазор 600 мкм и допуск на боковой зазор u .

В случаях, когда на одну из норм точности не задается степень точности, вместо соответствующей цифры указывается буква N . Например, N —7—6—*Ba* СТ СЭВ 641—77.

В зависимости от степени точности, диаметров зубчатых колес, коэффициента осевого перекрытия, применяемых методов и средств контроля стандарт рекомендует комплексы показателей, характеризующих кинематическую точность, плавность работы, контакт зубьев. Для прямозубых цилиндрических колес и передач рекомендуемые комплексы контроля приведены в таблице 23.

Числовые значения норм точности по всем этим показателям даются в СТ СЭВ 641—77.

§ 90. Выбор степеней точности и комплексов показателей контроля

Исходными данными для выбора степеней точности являются требования кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев, которые, в свою очередь,

Таблица 23. Комплексы показателей контроля прямозубых цилиндрических колес и передач

Нормы	Номер комплекса	Комплексы контроля	Обозначения норм	Степени точности
Кинематическая точность	<i>Для колеса</i>			
	1	Наибольшая кинематическая погрешность	F'_i	3...8
	2	Накопленная погрешность шага по зубчатому колесу и накопленная погрешность шагов	F_p и F_{pk} F_p	3...6 7...8
	3	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса и колебание длины общей нормали	F''_i и V_w	5...8
	4	Колебание измерительного межосевого расстояния и погрешность обката	F''_i и F_c F''_i	5...8 9...12
	5	Радиальное биение зубчатого венца и колебание длины общей нормали	F_r и V_w	3...8
	6	Радиальное биение зубчатого венца и погрешность обката	F_r и F_c	3...8
	7	Радиальное биение зубчатого венца	F_r	7...12
Плавность работы	<i>Для передачи</i>			
	—	Наибольшая кинематическая погрешность	F'_{io}	3...8
	<i>Для колеса</i>			
	1	Местная кинематическая погрешность	f'_i	3...8
	2	Отклонение шага зацепления и погрешность профиля	f_{pb} и f_i	3...8
	3	Отклонение шага зацепления и отклонение шага	f_{pb} и f_{pt}	5...8
	4	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f''_i	5...12
	5	Отклонение шага	f_{pt}	9...12
—	<i>Для передачи</i>			
		Циклическая погрешность зубцовой частоты	$f_{z\omega}$	3...8

Нормы	Номер комплекса	Комплексы контроля	Обозначения норм	Степени точности
Контакт зубьев	<i>Для колеса</i>			
	1	Погрешности направления зуба	F_{β}	3...12
	2	Отклонение осевых шагов по нормали и допуск на погрешность формы и расположения контактной линии (потенциальной)	$F_{r\alpha n}$ и F_k	3...12
	3	Отклонение осевых шагов по нормали и отклонение шага зацепления	$F_{r\alpha n}$ и f_{pb}	4...8
	<i>Для передачи</i>			
	1	С регулируемым расположением осей: суммарное пятно контакта	Пятно	3...9
2	С нерегулируемым расположением осей: суммарное пятно контакта	Пятно	3...9	
3	Непараллельность осей Перекося осей	f_x f_y	3...12 3...12	
Бокового зазора	<i>Для колеса</i>			
	1	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура и допуск на смещение исходного контура	$E_{n\beta}$ и T_n	3...12
	2	Предельные отклонения измерительного межосевого расстояния	$E_{a''s}$ и $E_{s''i}$	5...8
	3	Наименьшее отклонение средней длины общей нормали и допуск на среднюю длину общей нормали	$E_{Wm\beta}$ и T_{Wm}	3...12
	4	Наименьшее отклонение толщины зуба и допуск на толщину зуба	$E_{c\beta}$ и T_c	3...12
	<i>Для передачи</i>			
1	Гарантированный боковой зазор	$j_{n\min}$	3...12	
2	Предельные отклонения межосевого расстояния	f_a	3...12	

зависят от назначения передачи, окружной скорости колес, передаваемой мощности. Необходимая степень точности может быть определена соответствующими расчетами.

На основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допустимого угла рассогласования можно найти необходимую степень кинематической точности. Исходя из расчета динамики передачи, вибрации и уровня шума, можно выбрать степень точности по нормам плавности работы. Степень точности по нормам контакта может быть определена расчетами на прочность и долговечность. Окончательное назначение степени точности должно производиться с учетом опыта эксплуатации аналогичных передач, с использованием комбинирования разных степеней точности. Опыт показывает, что в тракторах, автомобилях, редукторах в большинстве случаев степени по нормам контакта совпадают со сте-

Таблица 24. Области и условия применения зубчатых колес различной степени точности

Степень точности цилиндрического зубчатого колеса	Область применения	Окружные скорости колес, м/с: а) прямозубых; б) непрямо-зубых
5-я (прецизионные)	Колеса прецизионных механизмов или высокоскоростных передач (турбинные). Измерительные колеса для контроля колес 8-й и 9-й степеней точности	а) св. 30; б) св. 50
6-я (высокоточные)	Колеса делительных механизмов, скоростных редукторов, ответственные колеса в авиа-, авто- и станкостроении	а) до 15; б) до 30
7-я (точные)	Колеса редукторов нормального ряда, колеса в авиа- и автостроении	а) до 10; б) до 15
8-я (средней точности)	Колеса станков, не входящие в делительные цепи, неотчетственные шестерни в авиа-, авто- и тракторостроении, колеса грузоподъемных механизмов, ответственные шестерни сельскохозяйственных машин	а) до 6; б) до 10
9-я (пониженной точности)	Ненагруженные передачи, выполненные по конструктивным соображениям большими, чем полученные по расчету	а) до 2; б) до 4

Таблица 25. Комплексы показателей контроля зубчатых колес

Нормы	Прямозубые и узкие косозубые колеса				
	измерительные, делительные, отсчетные	авиационные, автомобильные, станочные		тракторные, крайовые, сельскохозяйственных машин	
	степени точности				
	3...5	4...6	6...8	6...9	9...11
Кинематической точности	1. F'_i 2. F_p и F_{pk}	1. F'_i 2. F_p и F_{pk}	F_i и V_W	1. F''_i и V_W 2. F_r и V_W	F_r
Плавности работы	1. f'_i 2. f_{pb} и f_i	f'_{pb} и f'_i	f''_i	1. f_i 2. f_{pt}	f_{pt}
Контакта зубьев	F_p	F_β	Суммарное пятно контакта	Суммарное пятно контакта	
Бокового зазора	$E_{нс}$ и T_n	$E_{нс}$ и T_n	1. $E_{a''s}$, $E_{a''i}$ 2. E_{Wms} , T_{Wm}	1. $E_{a''s}$, $E_{a''i}$ 2. E_{Wms} , T_{Wm}	E_{Wms} T_{Wm}

пенями по нормам плавности, например 7—6—6—С; 8—7—7—С.

При выборе степени точности для ориентировки можно пользоваться данными таблицы 24.

При выборе комплексов показателей контроля необходимо учитывать, что приборы однопрофильного зацепления сложны по устройству, для каждого проверяемого колеса необходимо измерительное колесо с теми же параметрами, кроме того, нужно еще промежуточное широкое колесо с тем же модулем и углом исходного контура. Поэтому такие приборы не получили широкого распространения.

В то же время межцентромеры для комплексного двухпрофильного зацепления значительно проще в эксплуатации. Не вызывает трудностей также измерение длины общей нормали, смещения исходного контура, толщины зуба.

Комплексы показателей контроля, применяемые в различных отраслях машиностроения, приведены в таблице 25.

Например, необходимо дать заключение о годности зубчатого колеса $m=5$, $z=36$, имеющего степень точности 7-Д СТ СЭВ 641—77. Колесо проверено на биемере, шагомером и по пятну контакта. Получены следующие результаты: $F_{гг}=50$ мкм; $F_{рг}=60$ мкм; $f_{ptr}=17$ мкм; пятно контакта: по высоте — 50%, по длине — 70%. Допуски по стандарту: $F_g=56$ мкм; $F_p=63$ мкм; $f_{pt}=\pm 20$ мкм; пятно контакта не менее 45% по высоте и 60% по длине.

Из сопоставления результатов измерений и допусков видно, что зубчатое колесо удовлетворяет требованиям указанной степени точности.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I. Значения интеграла $\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t -e^{-\frac{t^2}{2}} dt$

t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$
0,00	0,0000	0,80	0,2881	1,60	0,4452	2,40	0,4918
0,02	0,0080	0,82	0,2939	1,62	0,4474	2,42	0,4922
0,04	0,0160	0,84	0,2995	1,64	0,4495	2,44	0,4927
0,06	0,0239	0,86	0,3051	1,66	0,4515	2,46	0,4931
0,08	0,0319	0,88	0,3106	1,68	0,4535	2,48	0,4934
0,10	0,0398	0,90	0,3159	1,70	0,4554	2,50	0,4938
0,12	0,0478	0,92	0,3212	1,72	0,4573	2,52	0,4941
0,14	0,0557	0,94	0,3264	1,74	0,4591	2,54	0,4945
0,16	0,0636	0,96	0,3315	1,76	0,4608	2,56	0,4948
0,18	0,0714	0,98	0,3365	1,78	0,4625	2,58	0,4951
0,20	0,0793	1,00	0,3413	1,80	0,4641	2,60	0,4953
0,22	0,0871	1,02	0,3461	1,82	0,4656	2,62	0,4956
0,24	0,0948	1,04	0,3508	1,84	0,4671	2,64	0,4959
0,26	0,1026	1,06	0,3554	1,86	0,4686	2,66	0,4961
0,28	0,1103	1,08	0,3599	1,88	0,4699	2,68	0,4963
0,30	0,1179	1,10	0,3643	1,90	0,4713	2,70	0,4965
0,32	0,1255	1,12	0,3686	1,92	0,4726	2,72	0,4967
0,34	0,1331	1,14	0,3729	1,94	0,4738	2,74	0,4969
0,36	0,1406	1,16	0,3770	1,96	0,4750	2,76	0,4971
0,38	0,1480	1,18	0,3810	1,98	0,4761	2,78	0,4973
0,40	0,1554	1,20	0,3849	2,00	0,4772	2,80	0,4974
0,42	0,1628	1,22	0,3888	2,02	0,4783	2,82	0,4976
0,44	0,1700	1,24	0,3925	2,04	0,4793	2,84	0,4977
0,46	0,1772	1,26	0,3962	2,06	0,4803	2,86	0,4979
0,48	0,1844	1,28	0,3997	2,08	0,4812	2,88	0,4980
0,50	0,1915	1,30	0,4032	2,10	0,4921	2,90	0,4981
0,52	0,1985	1,32	0,4066	2,12	0,4830	2,92	0,4982
0,54	0,2054	1,34	0,4099	2,14	0,4838	2,94	0,4984
0,56	0,2123	1,36	0,4131	2,16	0,4846	2,96	0,4985
0,58	0,2190	1,38	0,4162	2,18	0,4854	2,98	0,4986
0,60	0,2257	1,40	0,4192	2,20	0,4861	3,00	0,49865
0,62	0,2324	1,42	0,4222	2,22	0,4868	3,20	0,49931
0,64	0,2389	1,44	0,4251	2,24	0,4875	3,40	0,49966
0,66	0,2454	1,46	0,4279	2,26	0,4881	3,60	0,499841
0,68	0,2517	1,48	0,4306	2,28	0,4887	3,80	0,499928
0,70	0,2580	1,50	0,4332	2,30	0,4893	4,00	0,499968
0,72	0,2642	1,52	0,4357	2,32	0,4898	4,50	0,499997
0,74	0,2703	1,54	0,4382	2,34	0,4904	5,00	0,499997
0,76	0,2764	1,56	0,4406	2,36	0,4909		
0,78	0,2823	1,58	0,4429	2,38	0,4913		

Приложение II. Значения допусков, мкм

Интервал размеров, мм	Квалитет								
	01	0	1	2	3	4	5	6	7
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10
Св. 3 до 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12
Св. 6 до 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15
Св. 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18
Св. 18 до 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21
Св. 30 до 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25
Св. 50 до 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30
Св. 80 до 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35
Св. 120 до 180	1,2	2	3,5	5	6	12	18	25	40
Св. 180 до 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46
Св. 250 до 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52
Св. 315 до 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57
Св. 400 до 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63

Продолжение

Интервал размеров, мм	Квалитет									
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
До 3	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
Св. 3 до 6	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
Св. 6 до 10	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
Св. 10 до 18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
Св. 18 до 30	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
Св. 30 до 50	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
Св. 50 до 80	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
Св. 80 до 120	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
Св. 120 до 180	63	100	160	250	400	660	1000	1600	2500	4000
Св. 180 до 250	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
Св. 250 до 315	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
Св. 315 до 400	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
Св. 400 до 500	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Примечание. Для размеров до 1 мм квалитеты от 14 до 17 не применяются.

Приложение III. Значения основных отклонений, мкм

Интервал размеров, мм	Буквенное обозначение								J_s i_s
	+A -a	+B -b	+C -c	+D -d	+E -e	+F -f	+G -g	H h	
Все качества									
До 3	±270	±140	±60	±20	±14	±6	±2	0	Предельные отклонения ± $\frac{IT}{2}$
Св. 3 до 6	±270	140	+70	+30	+20	+10	+4	0	
Св. 6 до 10	±280	±150	±80	±40	±25	±13	±5	0	
Св. 10 до 14	±290	±150	±95	±50	±32	±16	±6	0	
Св. 14 до 18	±300	±160	±110	±65	±40	±20	±7	0	
Св. 18 до 24	±310	±170	±120	±80	±50	±25	±9	0	
Св. 24 до 30	±320	±180	±130	±100	±60	±30	±10	0	
Св. 30 до 40	±340	±190	±140	±120	±72	±36	±12	0	
Св. 40 до 50	±360	±200	±150	±145	±85	±43	±14	0	
Св. 50 до 65	±380	±220	±170	±170	±100	±50	±15	0	
Св. 65 до 80	±410	±240	±180	±190	±110	±56	±17	0	
Св. 80 до 100	±460	±260	±200	±210	±125	±62	±18	0	
Св. 100 до 120	±520	±280	±210	±230	±135	±68	±20	0	
Св. 120 до 140	±580	±310	±230	±260	±150	±75	±22	0	
Св. 140 до 160	±660	±340	±240	±280	±170	±85	±25	0	
Св. 160 до 180	±740	±380	±260	±300	±190	±100	±30	0	
Св. 180 до 200	±820	±420	±280	±330	±210	±115	±35	0	
Св. 200 до 225	±920	±480	±300	±360	±230	±130	±40	0	
Св. 225 до 250	±1050	±540	±330	±400	±250	±150	±45	0	
Св. 250 до 280	±1200	±600	±360	±440	±270	±165	±50	0	
Св. 280 до 315	±1350	±680	±400	±480	±300	±180	±55	0	
Св. 315 до 355	±1500	±760	±440	±540	±330	±200	±60	0	
Св. 355 до 400	±1650	±840	±480	±600	±360	±220	±65	0	
Св. 400 до 450									
Св. 450 до 500									

Интервал размеров, мм	Буквенное обозначение						
	+k -K		+m -M		+n -N		
	квалитеты						
	от 4 до 7	8	св. 8	до 8	св. 8	до 8	св. 8
До 3	0	0	0	±2	±2	±4	±4
Св. 3 до 6	+1 -1+Δ	0 -1+Δ	0 -	+4 -4+Δ	±4	+8 -8+Δ	+8 0
Св. 6 до 10	+1 -1+Δ	0 -1+Δ	0 -	+6 -6+Δ	±6	+10 -10+Δ	+10 0
Св. 10 до 14	+1	0	0	+7	±7	+12	+12
Св. 14 до 18	-1+Δ	-1+Δ	-	-7+Δ		-12+Δ	0
Св. 18 до 24	+2	0	0	+8	±8	+15	+15
Св. 24 до 30	-2+Δ	-2+Δ	-	-8+Δ		-15+Δ	0
Св. 30 до 40	+2	0	0	+9	±9	+17	+17
Св. 40 до 50	-2+Δ	-2+Δ	-	-9+Δ		-17+Δ	0
Св. 50 до 65	+2	0	0	+11	±11	+20	+20
Св. 65 до 80	-2+Δ	-2+Δ	-	-11+Δ		-20+Δ	0
Св. 80 до 100	+3	0	0	+13	±13	+23	+23
Св. 100 до 120	-3+Δ	-3+Δ	-	-13+Δ		-23+Δ	0
Св. 120 до 140	+3	0	0	+15	±15	+27	+27
Св. 140 до 160	-3+Δ	-3+Δ	-	-15+Δ		-27+Δ	0
Св. 160 до 180						+31	+31
Св. 180 до 200	+4	0	0	+17	±17	-31+Δ	0
Св. 200 до 225	-4+Δ	-4+Δ	-	-17+Δ			
Св. 225 до 250						+34	+34
Св. 250 до 280	+4	0	0	+20	±20	-34+Δ	0
Св. 280 до 315	-4+Δ	-4+Δ	-	-20+Δ			
Св. 315 до 355	+4	0	0	+21	±21	+37	+37
Св. 355 до 400	-4+Δ	-4+Δ	-	-21+Δ		-37+Δ	0
Св. 400 до 450	+5	0	0	+23	±23	+40	+40
Св. 450 до 500	-5+Δ	-5+Δ	-	-23+Δ		-40+Δ	0

Интервал размеров, мм	Буквенное обозначение						
	$\begin{matrix} +P \\ -P \end{matrix}$	$\begin{matrix} +r \\ -R \end{matrix}$	$\begin{matrix} +s \\ -S \end{matrix}$	$\begin{matrix} +t \\ -T \end{matrix}$	$\begin{matrix} +u \\ -U \end{matrix}$	$\begin{matrix} +v \\ -V \end{matrix}$	$\begin{matrix} +x \\ -X \end{matrix}$
	все качества						
	до 7-го качества от P до Z отклонение отверстия увеличивается на Δ						
До 3	± 6	± 10	± 14	—	± 18	—	± 20
Св. 3 до 6	± 12	± 15	± 19	—	± 23	—	± 28
Св. 6 до 10	± 15	± 19	± 23	—	± 28	—	± 34
Св. 10 до 14	± 18	± 23	± 28	—	± 33	—	± 40
Св. 14 до 18	± 18	± 23	± 28	—	± 33	± 39	± 45
Св. 18 до 24	± 22	± 28	± 35	—	± 41	± 47	± 54
Св. 24 до 30	± 22	± 28	± 35	± 41	± 48	± 55	± 64
Св. 30 до 40	± 26	± 34	± 43	± 48	± 60	± 68	± 80
Св. 40 до 50	± 26	± 34	± 43	± 54	± 70	± 81	± 97
Св. 50 до 65	± 32	± 41	± 53	± 66	± 87	± 102	± 122
Св. 65 до 80	± 32	± 43	± 59	± 75	± 102	± 120	± 146
Св. 80 до 100	± 37	± 51	± 71	± 91	± 124	± 146	± 178
Св. 100 до 120	± 37	± 54	± 79	± 104	± 144	± 172	± 210
Св. 120 до 140	± 43	± 63	± 92	± 122	± 170	± 202	± 248
Св. 140 до 160	± 43	± 65	± 100	± 134	± 199	± 228	± 280
Св. 160 до 180	± 43	± 68	± 108	± 146	± 210	± 252	± 310
Св. 180 до 200	± 50	± 77	± 122	± 166	± 236	± 284	± 350
Св. 200 до 225	± 50	± 80	± 130	± 180	± 253	± 310	± 385
Св. 225 до 250	± 50	± 84	± 140	± 196	± 284	± 340	± 425
Св. 250 до 280	± 56	± 94	± 158	± 218	± 315	± 385	± 475
Св. 280 до 315	± 56	± 98	± 170	± 240	± 350	± 425	± 525
Св. 315 до 355	± 62	± 108	± 190	± 268	± 390	± 475	± 590
Св. 355 до 400	± 62	± 114	± 208	± 294	± 430	± 530	± 660
Св. 400 до 450	± 68	± 126	± 232	± 330	± 490	± 595	± 740
Св. 450 до 500	± 68	± 132	± 252	± 360	± 540	± 660	± 820

Интервал размеров, мм	Буквенное обозначение		Δ , мкм					
	$\begin{matrix} +Y \\ -Y \end{matrix}$	$\begin{matrix} +Z \\ -Z \end{matrix}$						
	все качества		качества					
	до 7-го качества от P до Z отклонение отверстия увеличивается на Δ		3	4	5	6	7	8
До 3	—	± 26	—	—	—	—	—	—
Св. 3 до 6	—	± 35	1	1,5	1	3	4	6
Св. 6 до 10	—	± 42	1	1,5	2	3	6	7
Св. 10 до 14	—	± 50	1	2	3	3	7	9
Св. 14 до 18	—	± 60						
Св. 18 до 24	± 63	± 73	1,5	2	3	4	8	12
Св. 24 до 30	± 75	± 88						
Св. 30 до 40	± 94	± 112	1,5	3	4	5	9	14
Св. 40 до 50	± 114	± 136						
Св. 50 до 65	± 144	± 172	2	3	5	6	11	16
Св. 65 до 80	± 174	± 210						
Св. 80 до 100	± 214	± 258	2	4	5	7	13	19
Св. 100 до 120	± 254	± 310						
Св. 120 до 140	± 300	± 365	3	4	6	7	15	23
Св. 140 до 160	± 340	± 415						
Св. 160 до 180	± 380	± 465						
Св. 180 до 200	± 425	± 530	3	4	6	9	17	26
Св. 200 до 225	± 470	± 575						
Св. 225 до 250	± 520	± 640						
Св. 250 до 280	± 580	± 710	4	4	7	9	20	29
Св. 280 до 315	± 650	± 790						
Св. 315 до 355	± 730	± 900	4	5	7	11	21	32
Св. 355 до 400	± 820	± 1000						
Св. 400 до 450	± 920	± 1100	5	5	7	13	23	34
Св. 450 до 500	± 1000	± 1250						

Приложение IV.

Рекомендуемые посадки в системе отверстия при минимальных размерах от 1 до 500 мм

Основ- ная отвер- стия	Основные отклонения валов																					
	a	b	c	d	e	f	g	h	J _s	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z		
H5							H5 g4	H5 h4	H5 j4	H5 k4	H5 m4	H5 n4										
H6						H6 f6	H6 g6	H6 h5	H6 j5	H6 k5	H6 m5	H6 n5	H6 p5	H6 r5	H6 s5							
H7		H7 c8	H7 d8	H7 e7	H7 e8	H7 f7	H7 g6	H7 h6	H7 j6	H7 k6	H7 m6	H7 n6	H7 p6	H7 r6	H7 s6	H7 t6	H7 u7	H7 v7				
H8		H8 c8	H8 d8	H8 e8	H8 e9	H8 f8	H8 f8	H8 g7	H8 j7	H8 k7	H8 m7	H8 n7			H8 s7		H8 u8		H8 x8	H8 z8		
			H8 d9	H8 e9	H8 f9		H8 g9															
H9				H9 e8	H9 e9	H9 f8	H9 f9	H9 g8	H9 g9													
H10				H10 d10				H10 g9	H10 h10													
H11	H11 a11	H11 b11	H11 c11	H11 d11				H11 h11														
H12		H12 b12						H12 h12														

Примечание: □ — предпочтительные посадки

Приложение V

Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Основ- ной вал	Основные отклонения отверстий																			
	A	B	C	D	E	F	G	H	J _s	K	M	N	P	R	S	T	U			
h4								G5 h4	H5 h4	J _s 5 h4	K5 h4	M5 h4	N5 h4							
h5						F7 h5	G6 h5	H6 h5	J _s 6 h5	K6 h5	M6 h5	N6 h5	P6 h5							
h6			D8 h6		E8 h6	F7 h6	F8 h6	G7 h6	H7 h6	J _s 7 h6	K7 h6	M7 h6	N7 h6	P7 h6	R7 h6	S7 h6	T7 h6			
h7			D8 h7		E8 h7	F8 h7		H8 h7	J _s 8 h7	K8 h7	M8 h7	N8 h7								U8 h7
h8			D8, D9 h8, h8		E8, E9 h8, h8	F8, F9 h8, h8		H8 h8	H9 h8											
h9			D9, D10 h9, h9		E9 h9	F9 h9		H8, H9 h9	H10 h9											
h10			D10 h10					H10 h10												
h11	A11 h11	D11 h11	C11 h11	D11 h11				H11 h11												
h12		B12 h12						H12 h12												

Примечание: □ — предпочтительные посадки

Приложение VI. Допускаемые погрешности (в мкм) при измерениях линейных размеров от 1 до 500 км

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	2		3		4		5		6		7	
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ
До 3	1,2	0,4	2	0,8	3	1	4	1,4	6	1,8	10	3
Св. 3 до 6	1,5	0,6	2,5	1	4	1,4	5	1,6	8	2	12	3
Св. 6 до 10	1,5	0,6	2,5	1	4	1,4	6	2	9	2	15	4
Св. 10 до 18	2	0,8	3	1,2	5	1,6	8	2,8	11	3	18	5
Св. 18 до 30	2,5	1	4	1,4	6	2	9	3	13	4	21	6
Св. 30 до 50	2,5	1	4	1,4	6	2	11	4	16	5	25	7
Св. 50 до 80	3	1,2	5	1,8	8	2,8	13	4	19	5	30	9
Св. 80 до 120	4	1,6	6	2	10	3	15	5	22	6	35	10
Св. 120 до 180	5	2	8	2,8	12	4	18	6	25	7	40	12
Св. 180 до 250	7	2,8	10	4	14	5	20	7	29	8	46	12
Св. 250 до 315	8	3	12	4	16	5	23	8	32	10	52	14
Св. 315 до 400	9	3	13	5	18	6	25	9	36	10	57	16
Св. 400 до 500	10	4	15	5	20	6	27	9	40	12	63	18

Продолжение

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	8		9		10		11		12	
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ
До 3	11	3	25	6	40	8	60	12	100	20
Св. 3 до 6	18	4	30	8	48	10	75	16	120	30
Св. 6 до 10	22	5	36	9	58	12	90	18	150	40
Св. 10 до 18	27	7	43	10	70	14	110	30	180	50
Св. 18 до 30	33	8	52	12	84	18	130	30	210	50
Св. 30 до 50	39	10	62	16	100	20	160	40	250	60
Св. 50 до 80	46	12	74	18	120	30	190	40	300	70
Св. 80 до 120	54	12	87	20	140	30	220	50	350	80
Св. 120 до 180	63	16	100	30	160	40	250	50	400	100
Св. 180 до 250	72	18	115	30	185	40	290	60	460	120
Св. 250 до 315	81	20	130	30	210	50	320	70	520	120
Св. 315 до 400	89	24	140	40	230	50	360	80	570	120
Св. 400 до 500	97	26	155	40	250	50	400	80	630	140

Продолжение

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	13		14		15		16		17	
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ
До 3	140	30	250	50	400	80	600	120	1000	200
Св. 3 до 6	180	40	300	60	480	100	750	160	1200	240
Св. 6 до 10	220	50	350	80	580	120	900	200	1500	300
Св. 10 до 18	270	60	430	90	700	140	1100	240	1800	380
Св. 18 до 30	330	70	520	120	840	180	1300	280	2100	440
Св. 30 до 50	390	80	620	140	1000	200	1600	320	2500	500
Св. 50 до 80	460	100	740	160	1200	240	1900	400	3000	600
Св. 80 до 120	540	120	870	180	1400	280	2200	440	3500	700
Св. 120 до 180	630	140	1000	200	1600	320	2500	500	4000	800
Св. 180 до 250	720	160	1150	240	1850	350	2900	600	4600	1000
Св. 250 до 315	810	180	1300	260	2100	440	3200	700	5200	1100
Св. 315 до 400	890	180	1400	280	2300	460	3600	800	5700	1200
Св. 400 до 500	970	200	1550	320	2500	500	4000	800	6300	1400

Примечание. Разрешается увеличение допускаемой погрешности измерения, указанной в таблице, при уменьшении допуска размера, учитывающего это увеличение, а также в случае разделения изделий на размерные группы для селективной сборки.

Приложение VII. Предельные погрешности средств измерения линейных величин ($+\Delta_{lim}$), мкм

Наименование прибора	Настроенные по концевым мерам класса	Интервалы размеров, мм					
		1 . . . 10	10 . . . 50	50 . . . 80	80 . . . 120	120 . . . 180	
Оптиметр горизонтальный и измерительная машина при измерении валов	0	0,35	0,5	0,6	0,8	0,9	
	1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	
	2	0,7	1	1,3	1,6	1,8	
Оптиметр горизонтальный и измерительная машина при измерении отверстий	0	—	0,9	1,1	1,3	1,4	
	1	—	1	1,3	1,6	1,8	
	2	—	1,4	1,8	2	2,2	
Миниметр с ценой деления 0,001 мм	0	0,5	0,7	0,8	0,9	1	
	1	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
	2	0,7	1	1,4	1,8	2	
	3	1	1,5	2	2,5	3	
Миниметр с ценой деления 0,002 мм	1	1	1,2	1,4	2	1,6	
	2	1,2	1,5	1,8	3	2,8	
	3	1,4	1,8	2,5	3,5	3,5	
Миниметр с ценой деления 0,005 мм	2	2	2,2	2,5	2,5	3	
	3	2,2	2,5	3	3,5	4	
Индикатор с ценой деления 0,002 мм при работе с учетом погрешности по аттестату	3	3	3	3,5	4	5	
	Индикаторы с ценой деления 0,01 мм	{ 0-го класса точности (при работе в пределах нормированного участка шкалы) 1-го класса точности (при работе в пределах нормированного участка шкалы) 2-го класса точности (при работе в пределах нормированного участка шкалы)	3	8	8	9	9
2			5	5,5	5,5	6	6,5
3			10	10	10	11	11
	3	10	10	10	11	11	

Наименование прибора	Настроенные по концевым мерам класса	Интервалы ра змеров, мм					
		1 . . . 10	10 . . . 50	50 . . . 80	80 . . . 120	120 . . . 180	
Индикаторы с ценой деления 0,01 мм	0-го класса точности (при работе в пре- делах одного обо- рота стрелки)	3	12	12	13	13	14
	1-го класса точности (при работе в пре- делах одного обо- рота стрелки)	3	15	15	15	15	15
	2-го класса точности (при работе в пре- делах одного обо- рота стрелки)	3	20	20	20	22	22
Прибор для внутренних изме- рений с индикатором 0-го класса точности при работе в пределах одного оборота стрелки	3	11	11	12	12	13	
Прибор для внутренних изме- рений с индикатором 1-го класса точности при работе в пределах одного оборота стрелки	3	16	17	17	17	18	
Рычажная скоба с ценой деле- ния 0,002 мм	2	3	3	3,5	3,5	—	
	3	3	3,5	4	4,5	—	
Рычажная скоба с ценой деле- ния 0,005 мм	3	—	—	—	—	6	
Рычажная скоба с ценой деле- ния 0,01 мм	3	7	7	7,5	7,5	8	
Микрометр чувствительно-ры- чажный с ценой деления 0,002 мм	↑	3	4	—	—	—	
Микрометр 0-го класса	Абсо- лютные методы измере- ния ↓	4,5	5,5	6	7	8	
Микрометр 1-го класса		7	8	9	10	12	
Микрометр 2-го класса		12	13	14	15	18	

Наименование прибора	Настроенные по концевым мерам класса	Интервалы размеров, мм				
		1...10	10...50	50...80	80...120	120...180
Микрометрический глубиномер 1-го класса	↑	14	16	18	22	—
Микрометрический глубиномер 2-го класса		22	25	30	35	—
Штихмас 1-го класса (микро- метрический нутромер)		—	—	18	20	22
Штихмас 2-го класса (микро- метрический нутромер)		—	—	20	25	30
Штангенциркуль с отсчетом 0,02 мм (при измерении ва- ла)		40	40	45	45	45
Штангенциркуль с отсчетом 0,02 мм (при измерении от- верстия)		—	50	60	60	65
Штангенциркуль с отсчетом 0,05 мм (при измерении ва- ла)	Абсо- лютные методы измере- ния	80	80	90	100	100
Штангенциркуль с отсчетом 0,05 мм (при измерении от- верстия)		—	100	130	130	150
Штангенциркуль с отсчетом 0,1 мм (при измерении вала)		150	150	160	170	190
Штангенциркуль с отсчетом 0,1 мм (при измерении от- верстия)		—	200	230	260	280
Штангенглубиномер с отсче- том 0,02 мм		60	60	60	60	60
Штангенглубиномер с отсчетом 0,05 мм		100	100	150	150	150
Штангенглубиномер с отсчетом 0,1 мм	↓	200	250	300	300	300

Приложение VIII. Зазоры посадок в системе отверстий, рекомендуемых СТ СЭВ 144—75, мкм

Посадки	Зазоры	Интервалы диаметров, мм												
		от 1 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
$H5$ $g4$	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
	max	9	13	15	19	22	27	31	37	44	49	56	61	67
$H6$ $g5$	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
	max	12	17	20	25	29	36	42	49	57	64	72	79	87
$H7$ $g6$	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
	max	18	24	29	35	41	50	59	69	79	90	101	111	123
$H6$ $f6$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	18	26	31	38	46	57	68	80	93	108	120	134	148
$H7$ $f7$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	26	34	43	52	62	75	90	106	123	142	160	176	194
$H8$ $f7$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	30	40	50	61	74	89	106	125	146	168	189	208	228
$H8$ $f8$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	34	46	57	70	86	103	122	144	169	194	218	240	262
$H8$ $f9$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	45	58	71	86	105	126	150	177	206	237	267	291	320

Посадки	Зазоры	Интервалы диаметров, мк												
		от 1 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
$H9/f8$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	45	58	71	86	105	126	150	177	206	237	267	291	320
$H7/e7$	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
	max	34	44	55	68	82	100	120	142	165	192	214	239	261
$H7/e8$	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
	max	38	50	62	77	94	114	136	161	188	218	243	271	295
$H8/e8$	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
	max	42	56	69	86	106	128	152	180	211	244	272	303	329
$H8/e9$	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
	max	52	68	83	102	125	151	180	213	248	287	321	354	387
$H9/e8$	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
	max	52	68	83	102	125	151	180	213	248	287	321	354	387
$H9/f9$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	56	70	85	102	124	149	178	210	243	280	316	342	378
$H7/d8$	min	20	30	40	50	65	80	100	120	145	170	190	210	230
	max	44	60	77	95	119	144	176	209	248	288	323	356	390

Посадки	Зазоры	Интервалы диаметров, мм												
		от 1 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
$\frac{H8}{d8}$	min	20	30	40	50	65	80	100	120	145	170	190	210	230
$\frac{H9}{e9}$	max	48	66	84	104	131	158	192	228	271	314	352	388	424
$\frac{H8}{d9}$	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
$\frac{H9}{d9}$	max	64	80	97	118	144	174	208	246	285	330	370	405	445
$\frac{H10}{d10}$	min	20	30	40	50	65	80	100	120	145	170	190	210	230
$\frac{H11}{d11}$	max	59	78	98	120	150	181	220	261	308	367	401	439	482
	min	20	30	40	50	65	80	100	120	145	170	190	210	230
	max	70	90	112	136	169	204	248	294	345	400	450	490	540
	min	20	30	40	50	65	80	100	120	145	170	190	210	230
	max	100	126	156	190	233	280	340	400	465	540	610	670	730
	min	20	30	40	50	65	80	100	120	145	170	190	210	230
	max	140	180	220	270	325	400	480	560	645	750	830	930	1030

Примечание. — предпочтительные посадки.

Приложение IX. Натяги посадок в системе отверстия, рекомендуемых СТ СЭВ 144—75, мкм

Основное отверстие	Посадки	Натяги	Интервалы диаметров, мм								
			от 1 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 14	св. 14 до 18	св. 18 до 24	св. 24 до 30	св. 30 до 40	св. 40 до 50
H6	$\frac{H6}{p5}$	min	0	4	6	7	7	9	9	10	10
		max	10	17	21	26	26	31	31	37	37
	$\frac{H6}{r5}$	min	4	7	10	12	12	15	15	18	18
		max	14	20	25	31	31	37	37	45	45
	$\frac{H6}{s5}$	min	8	11	14	17	17	22	22	27	27
		max	18	24	29	36	36	44	44	54	54
H7	$\frac{H7}{p6}$	min	4	0	0	0	0	1	1	1	1
		max	12	20	24	29	29	35	35	42	42
	$\frac{H7}{r6}$	min	0	3	4	5	5	7	7	9	9
		max	16	23	28	34	34	41	41	50	50
	$\frac{H7}{s6}$	min	4	7	8	10	10	14	14	18	18
		max	20	27	32	39	39	48	48	59	59
	$\frac{H7}{s7}$	min	4	7	8	10	10	14	14	18	18
		max	24	31	38	46	46	56	56	68	68
	$\frac{H7}{t6}$	min	—	—	—	—	—	—	20	23	29
		max	—	—	—	—	—	—	54	64	70
	$\frac{H7}{u7}$	min	8	11	13	15	15	20	27	35	45
		max	28	35	43	51	51	62	69	85	95
H8	$\frac{H8}{s7}$	min	0	1	1	1	1	2	2	4	4
		max	24	31	38	46	46	56	56	68	68
	$\frac{H8}{u8}$	min	4	5	6	6	6	8	15	21	31
		max	32	41	50	60	60	74	81	99	109
	$\frac{H8}{x8}$	min	6	10	12	13	18	21	31	41	58
		max	34	46	56	67	72	87	97	119	136
$\frac{H8}{z8}$	min	12	17	20	23	33	40	55	73	97	
	max	40	53	64	77	87	106	121	151	175	

Основное отверстие	Посадки	Натяги	Интервалы диаметров, мм							
			св. 50 до 65	св. 65 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 120	св. 120 до 140	св. 140 до 160	св. 160 до 180	св. 180 до 200
H6	$\frac{H6}{p5}$	min	13	13	15	15	18	18	18	21
		max	45	45	52	52	61	61	61	70
	$\frac{H6}{r5}$	min	22	24	29	32	38	40	43	48
		max	54	56	66	69	81	83	86	97
	$\frac{H6}{s5}$	min	34	40	49	57	67	75	83	93
		max	66	72	86	94	110	118	126	142
H7	$\frac{H7}{p6}$	min	2	2	2	2	3	3	3	4
		max	51	51	59	59	68	68	68	79
	$\frac{H7}{r6}$	min	11	13	16	19	23	25	28	31
		max	60	62	73	76	88	90	93	106
	$\frac{H7}{s6}$	min	23	29	36	44	52	60	68	76
		max	72	78	93	101	117	125	133	151
	$\frac{H7}{s7}$	min	23	29	36	44	52	60	68	76
		max	83	89	106	114	132	140	148	168
	$\frac{H7}{t6}$	min	36	45	56	69	82	94	106	120
		max	85	94	113	126	147	159	171	195
	$\frac{H7}{u7}$	min	57	72	89	109	130	150	170	190
		max	117	132	159	179	210	230	250	282
H8	$\frac{H8}{s7}$	min	7	13	17	25	29	37	45	50
		max	83	89	106	114	132	140	148	168
	$\frac{H8}{u8}$	min	41	56	70	90	107	127	147	164
		max	133	148	178	198	233	253	273	308
	$\frac{H8}{x8}$	min	76	100	124	156	185	217	247	278
		max	168	192	232	264	311	343	373	422
	$\frac{H8}{z8}$	min	126	164	204	256	302	352	402	448
		max	218	256	312	364	428	478	528	592

Основное отверстие	Посадки	Натяги	Интервалы диаметров, мм							
			св. 200 до 225	св. 225 до 250	св. 250 до 280	св. 280 до 315	св. 315 до 355	св. 355 до 400	св. 400 до 450	св. 450 до 500
H6	$\frac{H6}{p5}$	min	21	21	24	24	26	26	28	28
	$\frac{H6}{p5}$	max	70	70	79	79	87	87	95	95
	$\frac{H6}{r5}$	min	51	55	62	66	72	78	86	92
	$\frac{H6}{r5}$	max	100	104	117	121	133	139	153	159
	$\frac{H6}{s5}$	min	101	111	126	138	154	172	192	212
	$\frac{H6}{s5}$	max	150	160	181	193	215	233	259	279
H7	$\frac{H7}{p6}$	min	4	4	4	4	5	5	5	5
	$\frac{H7}{p6}$	max	79	79	88	88	98	98	108	108
	$\frac{H7}{r6}$	min	34	38	42	46	51	57	63	69
	$\frac{H7}{r6}$	max	109	113	126	130	144	150	166	172
	$\frac{H7}{s6}$	min	84	94	106	118	133	151	169	189
	$\frac{H7}{s6}$	max	159	169	190	202	226	244	272	292
	$\frac{H7}{s7}$	min	84	94	106	118	133	151	169	189
	$\frac{H7}{s7}$	max	176	186	210	222	247	265	295	315
	$\frac{H7}{t6}$	min	134	150	166	188	211	237	267	297
	$\frac{H7}{t6}$	max	209	225	250	272	304	330	370	400
$\frac{H7}{u7}$	min	212	238	263	298	333	378	427	477	
$\frac{H7}{u7}$	max	304	330	367	402	447	492	553	603	
H8	$\frac{H8}{s8}$	min	58	68	77	89	101	119	135	155
	$\frac{H8}{s8}$	max	176	186	210	222	247	265	295	315
	$\frac{H8}{u8}$	min	186	212	234	269	301	346	393	443
	$\frac{H8}{u8}$	max	330	356	396	431	479	524	587	637
	$\frac{H8}{x8}$	min	313	353	394	444	501	571	643	723
	$\frac{H8}{x8}$	max	457	497	556	606	679	749	837	917
	$\frac{H8}{z8}$	min	503	568	629	709	811	911	1003	1153
	$\frac{H8}{z8}$	max	647	712	791	871	989	1089	1197	1347

Примечание. — предпочтительные посадки.

Приложение X. Конструктивные размеры радиальных
однорядных шарикоподшипников, мм

Условное обозначение подшипника	Внутренний диаметр d	Наружный диаметр D	Ширина кольца B	Координаты фасок
---------------------------------	------------------------	----------------------	-------------------	------------------

Легкая серия

200	10	30	9	1
201	12	32	10	1
202	15	35	11	1
203	17	40	12	1,5
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15	1,5
206	30	62	16	1,5
207	35	72	17	2
208	40	80	18	2
209	45	85	19	2
210	50	90	20	2
211	55	100	21	2,5
212	60	110	22	2,5
213	65	120	23	2,5
214	70	125	24	2,5
215	75	130	25	2,5
216	80	140	26	3
217	85	150	28	3
218	90	160	30	3
219	95	170	32	3,5
220	100	180	34	3,5

Средняя серия

300	10	35	11	1
301	12	37	12	1,5
302	15	42	13	1,5
303	17	47	14	1,5
304	20	52	15	2
305	25	62	17	2
306	30	72	19	2
307	35	80	21	2,5
308	40	90	23	2,5
309	45	100	25	2,5
310	50	110	27	3
311	55	120	29	3
312	60	130	31	3,5
313	65	140	33	3,5
314	70	150	35	3,5
315	75	160	37	3,5
316	80	170	39	3,5
317	85	180	41	4
318	90	190	43	4
319	95	200	45	4
320	100	215	47	4

Условное обозначение подшипника	Внутренний диаметр d	Наружный диаметр D	Ширина кольца B	Координаты фасок
---------------------------------	------------------------	----------------------	-------------------	------------------

Тяжелая серия

405	25	80	21	2,5
406	30	90	23	2,5
407	35	100	25	2,5
408	40	110	27	3
409	45	120	29	3
410	50	130	31	3,5
411	55	140	33	3,5
412	60	150	35	3,5
413	65	160	37	3,5
414	70	180	42	4
415	75	190	45	4
416	80	200	48	4
417	85	210	52	5
418	90	225	54	5

Приложение XI. Отклонения диаметров подшипников

Номинальные диаметры, мм		Отклонения диаметра внутреннего кольца подшипника, мкм		Номинальные диаметры, мм		Отклонения диаметра наружного кольца подшипника, мкм	
		класс точности				класс точности	
свыше	до	0	6	свыше	до	0	6
—	6	—8	—7	—	18	—8	—7
6	10	—8	—7	18	30	—9	—8
10	18	—8	—7	30	50	—11	—9
18	30	—10	—8	50	80	—13	—11
30	50	—12	—10	80	120	—15	—13
50	80	—15	—12	120	150	—18	—15
80	120	—20	—15	150	180	—25	—18
120	180	—25	—18	180	250	—30	—20
180	250	—30	—22	250	315	—35	—25
250	315	—35	—25	315	400	—40	—28
315	400	—40	—30	400	500	—45	—33
400	500	—45	—35				

Приложение XII. Нормы кинематической точности. Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r (по СТ СЭВ 641—77)

Степень точности	Модуль m , мм	Допуски F_r (мкм) при делительном диаметре d , мм		
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
6	От 1 до 3,5	25	36	45
	Св. 3,5 до 6,3	28	40	50
	Св. 6,3 до 10	32	45	56
7	От 1 до 3,5	36	50	63
	Св. 3,5 до 6,3	40	56	71
	Св. 6,3 до 10	45	63	80
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 до 6,3	50	71	90
	Св. 6,3 до 10	56	80	100
9	От 1 до 3,5	71	80	100
	Св. 3,5 до 6,3	80	100	112
	Св. 6,3 до 10	90	112	125
10	От 1 до 3,5	100	112	125
	Св. 3,5 до 6,3	125	140	140
	Св. 6,3 до 10	140	160	160
11	От 1 до 3,5	125	140	160
	Св. 3,5 до 6,3	160	180	180
	Св. 6,3 до 10	180	200	200

Приложение XIII. Нормы кинематической точности. Допуски на накопленную погрешность шага зубчатого колеса F_p и на накопленную погрешность k шагов F_{pk} (по СТ СЭВ 641—77)

Степень точности	Модуль m , мм	Длина дуги делительной окружности L (мм) для F_{pk}							
		до 11,2	св. 11,2 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 315	св. 315 до 630
		Делительный диаметр d (мм) для F_p							
		—	до 12,7	св. 12,7 до 20,4	св. 20,4 до 31,8	св. 31,8 до 50,9	св. 50,9 до 101,8	св. 101,8 до 200,5	св. 200,5 до 401,1
Допуски F_p или F_{pk} , мкм									
6	1...16	11	16	20	22	25	32	45	63
7	1...25	16	22	28	32	36	45	63	90
8	1...25	22	32	40	45	50	63	90	125

Приложение XIV. Нормы плавности работы. Предельные отклонения шага $\pm f_{pt}$ (по СТ СЭВ 641—77)

Степень точности	Модуль m , мм	Значение показателей при делительном диаметре d , мм		
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
6	От 1 до 3,5	± 10	± 11	± 13
	Св. 3,5 до 6,3	± 13	± 14	± 14
	Св. 6,3 до 10	± 14	± 16	± 18
7	От 1 до 3,5	± 14	± 16	± 18
	Св. 3,5 до 6,3	± 18	± 20	± 20
	Св. 6,3 до 10	± 20	± 22	± 25
8	От 1 до 3,5	± 20	± 22	± 25
	Св. 3,5 до 6,3	± 25	± 28	± 28
	Св. 6,3 до 10	± 28	± 32	± 36
9	От 1 до 3,5	± 28	± 32	± 36
	Св. 3,5 до 6,3	± 36	± 40	± 40
	Св. 6,3 до 10	± 40	± 45	± 50
10	От 1 до 3,5	± 40	± 45	± 50
	Св. 3,5 до 6,3	± 50	± 56	± 56
	Св. 6,3 до 10	± 56	± 63	± 71
11	От 1 до 3,5	± 56	± 63	± 71
	Св. 3,5 до 6,3	± 71	± 80	± 80
	Св. 6,3 до 10	± 80	± 90	± 100

Приложение XV. Нормы контакта зубьев в передаче. Суммарное пятно контакта, допуски на непараллельность f_x и перекося f_y осей (по СТ СЭВ 641—77)

Обозначение допусков	Ширина зубчатого венца b_w , мм	Степень точности				
		6	7	8	9	10
		Суммарное пятно контакта, %, при допусках f_x и f_y , мкм				
Суммарное пятно контакта	По высоте зуба, не менее	50	45	40	30	25
	По длине зуба, не менее	70	60	50	40	30
f_x	До 40	9	11	18	28	45
	Св. 40 до 100	12	16	25	40	63
	Св. 100 до 160	16	20	32	50	80
	Св. 160 до 250	20	25	40	63	100
	Св. 250 до 400	25	28	45	71	112

Обозначение допусков	Ширина зубчатого венца b_w , мм	Степень точности				
		6	7	8	9	10
		Суммарное пятно контакта, %, при допусках f_x и f_y , мкм				
f_y	До 40	4,5	5,6	9	14	22
	Св. 40 до 100	6,3	8	12	20	32
	Св. 100 до 160	8	10	16	25	40
	Св. 160 до 250	10	12	20	30	50
	Св. 250 до 400	12	14	22	36	56
Значения f_x и f_y при модулях m , мм		1...16	1...25	1...40	1...55	1...55

Приложение XVI. Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$, предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ (по СТ СЭВ 641—77)

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_ω , мм								
			до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
			$j_{n\min}$, мкм								
H E D C B A	II	$j_{n\min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	II		30	35	40	46	52	57	63	70	80
	III		46	54	63	72	81	89	97	110	125
	IV		74	87	100	115	130	140	155	175	200
	V		120	140	160	185	210	230	250	280	320
	VI		190	220	250	290	320	360	400	440	500
Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_ω , мм								
			до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
			Отклонения f_a , мкм								
— H _v E D C B A	I	j_a	±10	±11	±12	±14	±16	±18	±20	±22	±25
	II		±16	±18	±20	±22	±25	±28	±30	±35	±40
	III		±22	±28	±30	±35	±40	±45	±50	±55	±60
	IV		±35	±45	±50	±55	±60	±70	±80	±90	±100
	V		±60	±70	±80	±90	±100	±110	±120	±140	±160
	VI		±100	±110	±120	±140	±160	±180	±200	±220	±250

Приложение XVII. Наименьшие отклонения средней длины общей нормали — $E_{w_{ms}}$, + $E_{w_{mi}}$, наименьшие отклонения длины общей нормали — E_{w_s} , + E_{w_i} (по СТ СЭВ 641—77)
 Слагаемое I для определения — $E_{w_{ms}}$ или $E_{w_{mi}}$

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d , мм								
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
		Отклонения $E_{w_{ms}}$, $E_{w_{mi}}$ (слагаемое I); E_{w_s} , E_{w_i} , мкм								
H	3...6	8	10	11	12	14	16	18	20	22
	7	10	10	12	14	16	18	20	22	25
E	3...6	20	24	28	30	35	40	45	50	55
	7	25	30	30	35	40	45	50	55	60
D	3...6	30	35	40	50	55	60	70	70	90
	7	35	40	50	55	60	70	70	80	100
	8	40	50	50	60	70	70	80	90	110
C	3...6	50	60	70	80	90	100	110	120	140
	7	55	70	70	80	100	110	120	140	140
	8	60	80	80	100	110	120	140	140	160
B	9	70	80	100	110	120	140	140	160	200
	3...6	80	100	110	120	140	160	180	200	220
	7	100	110	120	140	180	180	200	200	250
	8	100	110	140	140	180	200	200	250	280
	9	110	120	140	160	200	200	250	280	300
A	10	110	140	160	180	200	250	250	280	350
	3...6	120	140	180	200	220	250	280	300	350
	7	140	180	200	200	250	280	300	350	350
	8	160	200	200	250	280	300	350	350	400
	9	180	200	250	280	280	350	350	400	500
	10	200	200	250	280	300	350	400	400	500

Слагаемое II для определения — $E_{w_{ms}}$ или + $E_{w_{mi}}$

Модуль m , мм	Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм															
	до 6	св. 6 до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200
	Отклонения $E_{w_{ms}}$ или $E_{w_{mi}}$ (слагаемое II), мкм															
$m \geq 1$	2	2	2	3	3	4	5	7	9	11	14	18	22	25	35	45

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

- Б а л а к ш и н Б. С. Основы технологии машиностроения. — М.: Машиностроение, 1969. — 559 с.
- Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1972. — 311 с.
- Допуски и посадки: Справочник. В 2-х томах. — Л.: Машиностроение, 1978.
- Д у н а е в П. Ф. Размерные цепи. — М.: Машгиз, 1963. — 308 с.
- Д у н и н - Б а р к о в с к и й И. В. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1976. — 346 с.
- З а м а л и н В. С. Стандартизация и машиностроение. — М.: Высшая школа, 1972. — 169 с.
- И в а н о в А. И. Технические измерения. — М.: Колос, 1970. — 403 с.
- И в а н о в А. И. Основы взаимозаменяемости и технические измерения. — М.: Колос, 1975. — 493 с.
- К о х т е в А. А. Основы стандартизации в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1967. — 489 с.
- Л е в и т с к и й И. С. и др. Технология ремонта машин и оборудования. — М.: Колос, 1975. — 556 с.
- Методика и практика стандартизации: Метод. пособие/Под ред. В. В. Ткаченко. — М.: Изд-во стандартов, 1971. — 586 с.
- Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». — М.: Высшая школа, 1977. — 202 с.
- С е р ь и й И. С. Измерительный инструмент и приборы в ремонтных мастерских. — М.: «Колос», 1964. — 85 с.
- С е р ь и й И. С., К и п е р Е. В. Основы взаимозаменяемости. — М.: Колос, 1968. — 267 с.
- Стандартизация и качество машин. — М.: Изд-во стандартов, 1975. — 222 с.
- Т и щ е н к о О. Ф., В а л е д и н с к и й А. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1977. — 356 с.
- Ф а р а г о В. П. Основы проектирования технологических процессов и приспособлений: Методы обработки поверхностей. — М.: Машиностроение, 1973. — 461 с.
- Я к у ш е в А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1979. — 468 с.
- Я к у ш е в А. И., Б е ж е л у к о в а Е. Ф., П л у т а л о в В. Н. Допуски и посадки ЕСДП СЭВ для гладких цилиндрических деталей. — М.: Изд-во стандартов, 1978. — 252 с.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Агрегатирование 34
Аттестация государственная 54
Базорасстояние конического сопряжения 264
Биение радиальное цилиндрических поверхностей 87
— — зубчатого венца 300
— торцовое 87
Бочкообразность 83
Вал основной 172
Вероятность 114
Взаимозаменяемость 66
— функциональная 67
Вогнутость 84
Волнистость 94
Выпуклость 84
Высота неровностей 96
Гистограмма распределения 113
Глубиномер
— индикаторный 142
— микрометрический 134
Датчик
— электроконтактный 157
— пневматический 157
Дефектация 111
Допуск 72
— зависимый 86
— групповой 246
— посадки 73
Единица допуска 173
Зазор 72
— боковой зубчатой передачи 310
— групповой 248
— невыгоднейший 200
— расчетный 201
Зацепление двухпрофильное 303
— однопрофильное 299
Звено замыкающее 219
— корректирующее 230
— составляющее 219
— увеличивающее 221
— уменьшающее 221
Знак качества 55
Изделие 42
Измерение 105
Изогнутость 84
Индекс качества продукции 50
Индикатор
— нормального типа 135
— рычажно-зубчатый 136
— малогабаритный 136
Инструмент измерительный 107
Интеграл вероятностей 118
Интенсивность радиальной нагрузки 214
Интервал диаметров 175
Калибры предельные 107, 184
Качество продукции 44
Квалитет 175
Класс концевой меры 124
Колебание длины общей нормали 300
— измерительного межосевого расстояния 303
Контроль активный 163
Компенсатор 241
Комплексы контроля цилиндрического зубчатого колеса 317
Конусообразность 83
Коэффициент относительной асимметрии 238
— относительного рассевания 237

- риска 118
- точности размерной цепи 229
- Кривая распределения эмпирическая
 - нормального распределения
- Микрометр 131
 - резьбовой 285
 - рычажный 145
- Меры 107
 - образцовые 106
 - плоскопараллельные концевые 123
 - угловые 267
 - цеховые 106
- Метод дополнительной обработки по результатам измерения на сборке 244
 - компенсации 241
 - неполной взаимозаменяемости (теоретико-вероятностный) 232
 - полной взаимозаменяемости (расчет на максимум-минимум) 225
 - подбора деталей 245
 - пригонки деталей по месту 244
 - регулирования взаимного расположения деталей 242
- Микрокатор 144
- Миниметр 143
- Микроскоп
 - инструментальный 150
 - двойной Линника 168
- Модуль шкалы 126
- Надежность 46
- Нагружение колебательное 213
 - местное 213
 - циркуляционное 213
- Натяг 72
 - групповой 247
 - расчетный 205
- Нониус линейный 126
- Нутромер
 - индикаторный 138
 - микрометрический 134
- Образцы шероховатости 167
- Овальность 82
- Огранка 83
- Основание системы посадок 172
- Отверстие основное 172
- Оптиметр 148
 - вертикальный 148
 - горизонтальный 149
- Отклонение
 - основное 176
 - предельное 72
 - среднее арифметическое профиля 96
 - среднее квадратическое 113
- Отношение передаточное в размерных цепях 223
- Передачи зубчатые отсчетные 296
 - — — силовые 296
 - — — скоростные 296
- Плавность работы зубчатого колеса 304
- Плотность вероятности 114
- Поверхность действительная 81
 - номинальная 81
 - прилегающая 81
- Погрешность измерения 110
 - — допустимая 192
 - кинематическая зубчатого колеса 298
 - направления зуба 310
 - обработки 77
 - предельная средства измерения 121
 - систематическая 110
 - случайная 110
 - циклическая 304
- Поле допуска 74
 - рассеивания 118
- Полигон распределения 113
- Порог чувствительности 109
- Посадка 72
 - неподвижная 171
 - переходная 171
 - подвижная 171
- Предел измерения шкалы прибора 109
 - — прибора в целом 109
- Предпочтительные числа 29
- Приборы измерительные 107
- Продукт 42
- Продукция 42
- Промах (грубая ошибка) 110
- Профилограф-профилометр 169
- Пятно контакта 309
- Размер действительный 71
 - номинальный 71

— предельный 71
Разряд концевой меры 124
Распределение по нормальному закону 114
— по закону равнобедренного треугольника 115
— по закону равной вероятности 115
Рассеивание размеров 80
Расстояние межцентровое измерительное 303
Расширение допустимое поля допуска 191
Ротаметр 156
Ряды допусков нормальных линейных размеров 32
— основных отклонений 177
— предпочтительных чисел 29

Сборка селективная 246
Седлообразность 83
Серийность 61
Сильфон 157
Система вала 172
— допусков международная 172
— допусков и посадок СЭВ 179
— отверстия 172
Скоба
— индикаторная 137
— рычажная 145
Смещение исходного контура 312
Способы центрирования шлицевых соединений 291
Средства измерения специальные 108
— — универсальные 108
Стандарт 7
Стандартизация государственная 5
— опережающая 37
— комплексная 38

Степень точности зубчатого колеса 314
Точность расположения поверхностей 85
— кинематическая 297
— отработки 77
— отсчета 109
— размеров 80
— формы 81

Унификация 34
Уровень качества продукции 48

Функция Лапласа нормированная 118

Цена деления 109
Цепь размерная 219
— — линейная 221
— — плоскостная 221
— — подетальная 220
— — пространственная 221
— — сборочная 220
— — связанная 240
— — с угловыми размерами 221

Частота относительная 113

Шероховатость 95
Штангенглубиномер 129
Штангенрейсмус 131
Штангенциркуль 127

Щуп 125

Эталон 106

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i>	3
Глава 1. Сущность и государственная система стандартизации	5
§ 1. Возникновение и развитие стандартизации	5
§ 2. Основные цели и задачи стандартизации. Категории и виды стандартов. Объекты стандартизации	8
§ 3. Порядок разработки, утверждения и внедрения стандартов	13
§ 4. Система органов и служб стандартизации	15
§ 5. Международная стандартизация	17
§ 6. Стандартизация, проводимая СЭВ	19
Глава 2. Методические основы стандартизации	22
§ 7. Классификация и кодирование	22
§ 8. Система предпочтительных чисел и параметрические ряды	25
§ 9. Унификация и агрегатирование	34
§ 10. Опережающая и комплексная стандартизация. Единые межотраслевые системы стандартов	37
Глава 3. Стандартизация и качество продукции	42
§ 11. Термины и определения, относящиеся к качеству продукции	42
§ 12. Техничко-экономические показатели качества	44
§ 13. Оценка уровня качества продукции	48
§ 14. Контроль качества продукции	52
§ 15. Государственная система аттестации промышленной продукции	54
§ 16. Единая система государственного управления качеством продукции	56
Глава 4. Техничко-экономическая эффективность стандартизации	59
§ 17. Составляющие экономической эффективности стандартизации	59
§ 18. Методика выбора оптимального ряда	61
§ 19. Общая экономия	63
Глава 5. Общие принципы взаимозаменяемости	66
§ 20. Определение взаимозаменяемости	66
§ 21. Краткая история развития взаимозаменяемости в нашей стране	69
§ 22. Основные понятия о допусках и посадках	70
§ 23. Нанесение предельных отклонений размеров на чертежах	75

Глава 6. Точность обработки при изготовлении и восстановлении деталей машин	77
§ 24. Виды погрешностей и причины их возникновения	77
§ 25. Точность размера	80
§ 26. Точность формы и расположения поверхности	81
§ 27. Волнистость и шероховатость поверхности	94
§ 28. Обозначение шероховатости поверхности на чертежах	99
§ 29. Влияние волнистости и шероховатости на надежность и долговечность машин	102
Глава 7. Основные понятия о технических измерениях	105
§ 30. Классификация средств измерения и контроля	106
§ 31. Основные метрологические показатели средств измерения	109
§ 32. Методы измерения	110
Глава 8. Анализ погрешностей обработки и измерения	112
§ 33. Статистические параметры рассеяния	112
§ 34. Законы распределения случайных величин	114
§ 35. Критерии согласия	116
§ 36. Определение вероятного процента брака	116
§ 37. Учет погрешностей при измерении размеров	121
Глава 9. Универсальные средства измерения	123
§ 38. Плоскопараллельные концевые меры длины	123
§ 39. Штангенинструменты	126
§ 40. Микрометрические инструменты	131
§ 41. Индикаторы и индикаторные приборы	135
§ 42. Рычажно-механические приборы	143
§ 43. Оптико-механические и оптические приборы	148
§ 44. Пневматические приборы	154
§ 45. Электрифицированные приборы для измерения и контроля линейных размеров	157
§ 46. Автоматические средства контроля	160
§ 47. Средства активного контроля	163
§ 48. Методы и средства измерения отклонений формы и расположения поверхностей	164
§ 49. Средства измерения шероховатости поверхности	167
Глава 10. Взаимозаменяемость, методы и средства контроля гладких цилиндрических соединений	171
§ 50. Международная система допусков и посадок ИСО	172
§ 51. Особенности Единой системы допусков и посадок СЭВ	179
§ 52. Обозначение на чертежах посадок, квалитетов и предельных отклонений	181
§ 53. Методы и средства измерения гладких цилиндрических соединений	182
§ 54. Предельные калибры	184
§ 55. Допуски гладких калибров	187
§ 56. Выбор средств измерения	190
Глава 11. Теоретические основы расчета и выбора посадок	194
§ 57. Выбор системы посадок	194
§ 58. Выбор квалитета	196
§ 59. Расчет и выбор посадок с зазором	198
§ 60. Расчет и выбор посадок с натягом	204

§ 61. Выбор переходных посадок	209
§ 62. Расчет и выбор посадок подшипников качения	212
Глава 12. Расчет размерных цепей	219
§ 63. Термины и определения	219
§ 64. Порядок составления размерных цепей	221
§ 65. Методы достижения точности замыкающего звена	224
§ 66. Метод расчета размерных цепей на максимум-минимум	225
§ 67. Вероятностный метод расчета размерных цепей	232
§ 68. Особенности расчета размерных цепей, имеющих звенья с известными допусками	239
§ 69. Методы компенсации	241
§ 70. Метод селективной сборки	246
§ 71. Особенности расчета плоскостных и пространственных размерных цепей	251
§ 72. Расчет допусков на межцентровые расстояния	253
§ 73. Использование размерного анализа при ремонте машин	258
Глава 13. Допуски на угловые размеры. Взаимозаменяемость гладких конических соединений	261
§ 74. Угловые размеры и допуски на них	261
§ 75. Взаимозаменяемость гладких конических соединений	263
§ 76. Методы и средства контроля углов и конусов	267
Глава 14. Взаимозаменяемость, методы и средства контроля резьбовых соединений	272
§ 77. Основные параметры резьбового соединения и их влияние на взаимозаменяемость	272
§ 78. Степени точности резьб	276
§ 79. Посадки с зазором	277
§ 80. Переходные посадки	279
§ 81. Посадки с натягом	281
§ 82. Методы и средства контроля резьб	284
Глава 15. Взаимозаменяемость, методы и средства контроля шпоночных и шлицевых соединений	288
§ 83. Взаимозаменяемость шпоночных соединений	288
§ 84. Методы и средства контроля деталей шпоночного соединения	290
§ 85. Взаимозаменяемость шлицевых соединений	291
§ 86. Методы и средства контроля деталей шлицевых соединений	295
Глава 16. Взаимозаменяемость, методы и средства контроля зубчатых передач	296
§ 87. Эксплуатационные требования к зубчатым передачам	296
§ 88. Параметры точности зубчатых передач и методы их контроля	297
§ 89. Система допусков на цилиндрические зубчатые передачи	314
§ 90. Выбор степеней точности и комплексов показателей контроля	316
<i>Приложения</i>	<i>322</i>
<i>Указатель литературы</i>	<i>345</i>
<i>Алфавитный указатель</i>	<i>346</i>

Игорь Сергеевич Серый

**ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

Редакторы В. А. Дубровский,
Л. И. Чичева
Художественный редактор Е. Г. Прибегина
Технический редактор Н. В. Суржева
Корректор А. И. Кудрявцева

ИБ № 1639

Сдано в набор 18.02.81. Подписано к печати
12.05.81. Т-08593. Формат 84×108¹/₃₂.
Бумага тип. № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 18,48+0,21 форзац.
Усл. кр.-отт. 18,9. Уч.-изд. л. 18,56+0,38 форзац.
Изд. № 108. Тираж 30 000 экз. Заказ № 1337.
Цена 1 руб.

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство «Колос», 107807, ГСП, Москва, Б-53,
ул. Садовая-Спасская, 18.

Московская типография № 11 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР по делам
издательств, полиграфии и книжной торговли.
Москва, 113105, Нагатинская ул., д. 1.