

ФГБОУ ВО "Воронежский государственный
технический университет"

Ю.М. Данилов

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «МЕТРОЛОГИЯ,
СТАНДАРТИЗАЦИЯ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ»

Утверждено Редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2016

Данилов Ю.М. Лабораторный практикум по дисциплине «Метрология, стандартизация и технические измерения» : учеб. пособие [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые и граф. данные (3,0 Мб) / Ю.М. Данилов.- Воронеж: ФГБОУ ВО "Воронежский государственный технический университет", 2016. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) : цв. – Систем. требования : ПК 500 и выше; 3,729 Кб ОЗУ ; Windows XP ; SVGA с разрешением 1024x768 ; MS Word 2007 или более поздняя версия ; CD-ROM дисковод ; мышь. – Загл. с экрана.

В учебном пособии приведены основные сведения для ознакомления студентов с метрологическими характеристиками и конструкцией измерительных инструментов, а также нормированием точности деталей машин, методики и примеры расчета. Представлены необходимые формулы, рисунки и таблицы.

Издание соответствует требованиям Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению 11.03.04 "Электроника и наноэлектроника" (профиль "Электронное машиностроение"), дисциплине «Метрология, стандартизация и технические измерения».

Табл. 52. Ил. 32. Библиогр.: 3 назв.

Рецензенты: ОАО "Электросигнал "

(зам. коммерческого директора
канд. техн. наук М.В. Скоробогатов);
канд. техн. наук, доц. Н.В. Беляев

© Данилов Ю.М., 2016
© Оформление. ФГБОУ ВО
«Воронежский государственный
технический университет», 2016

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные работы имеют целью закрепить и дополнить знания, полученные студентами на лекциях и при самостоятельной проработке учебной литературы. Целью данных лабораторных работ является ознакомление студентов с метрологическими характеристиками и конструкцией измерительных инструментов, а также нормированием точности деталей машин.

1. Организация занятий

Лабораторные работы выполняются студентами, изучающими дисциплину "Метрология, стандартизация и технические измерения". Занятия в лабораториях проводятся со студентами, в количестве половины учебной академической группы. Последовательность выполнения лабораторных работ указывается преподавателем на первом занятии. Выполнение каждой лабораторной работы рассчитано на четыре академических часа.

Каждый студент должен иметь «Тетрадь для лабораторных работ» и заполнять ее в процессе выполнения лабораторных работ. Прежде чем приступить к выполнению лабораторных работ, каждый студент обязан изучить инструкцию по технике безопасности при работе в лаборатории, прослушать дополнительный инструктаж руководителя работ, правильно ответить руководителю работ на вопросы по технике безопасности и расписаться в «Журнале по технике безопасности», имеющемся в лаборатории кафедры. После проверки знаний по технике безопасности руководитель занятий ставит свою подпись и допускает студента к выполнению лабораторных работ по изучаемой дисциплине. В течение выполнения лабораторных работ студент имеет право

покинуть лабораторию только с разрешения преподавателя, ведущего занятия.

Перед выполнением каждой лабораторной работы студент обязан заранее самостоятельно изучить основные теоретические положения и содержание предстоящей лабораторной работы. Для ориентации в конце каждой лабораторной работы имеется задание и содержание отчета. К выполнению работ допускаются только подготовленные студенты.

Тетрадь для лабораторных работ представляется на проверку и подпись преподавателю по окончании выполнения каждой работы, а также при сдаче зачета по лабораторным работам. Студент получает право на выполнение новой лабораторной работы только после отчета преподавателю за предыдущую работу.

Прием зачета производится после выполнения студентом запланированного объема лабораторных работ и при условии правильного оформления, чисто и аккуратно заполненной тетради для лабораторных работ. На зачет студент является в период зачетной сессии в назначенное преподавателем время проведения зачета, с полностью оформленной тетрадью для лабораторных работ и зачетной книжкой. Для подготовки к зачету в данных методических указаниях имеются ссылки на литературу. Ориентацией при подготовке к зачету могут служить задания и содержания отчетов, приведенные в методических указаниях. При зачете преподаватель имеет право задать студенту любой вопрос, касающийся выполнения лабораторных работ.

2. Порядок выполнения работ

Общий порядок выполнения лабораторных работ следующий. Преподаватель выдает студентам задание на выполнение лабораторных работ, необходимый инструмент,

детали, приспособления и приборы, и указывает оборудование, на котором осуществляется лабораторная работа. Экспериментальная часть работы выполняется на станке лаборантом кафедры под наблюдением студентов, которые заносят результаты исследований в журнал, выполняют необходимые рисунки и расчеты и записывают выводы. Конкретный порядок выполнения каждой работы представлен в данном лабораторном практикуме.

3. Требования к отсчету

Отсчет по лабораторной работе выполняет каждый студент в собственной тетради для лабораторных работ. Все записи в тетради должны оформляться чернилами или пастой. Чертежи, схемы и другие иллюстративные материалы могут быть выполнены карандашом на местах, выделенных среди текста. Все промежуточные расчеты должны приводиться в конце тетради для лабораторных работ в разделе «Для заметок и черновых расчетов», причем студент должен указать, к какой лабораторной работе относятся данные расчеты. Конкретное содержание отчета по каждой лабораторной работе представлено в данных методических указаниях.

4. Техника безопасности

Правила техники безопасности при выполнении лабораторных работ заключается в следующем:

к выполнению лабораторных работ допускаются студенты только в том случае, если с каждым из них проведен инструктаж по технике безопасности преподавателем, ведущим занятия. Чтобы избежать несчастных случаев, необходимо соблюдать ниже перечисленные требования:

Включать станок и работать на нем можно только с разрешения руководителя занятия.

- Перед пуском станка необходимо проверить исправность электрооборудования и заземления станка.
- На рабочем месте проверить, убрана ли стружка со станка и пола, а также удалить с рабочего места все лишние предметы.
- Проверить исправность предохраняющих ограждений, имеющихся на станке; ограждения должны быть надежно закреплены.
- Категорически запрещается снимать ограждения во время работы.
- Перед пуском опробовать работу механизмов станка вручную, при наличии дефектов устранить неисправность.
- Обрабатываемая деталь и режущий инструмент должны быть надежно закреплены.
- Проверить закреплены ли кулачки в патроне, не допускать максимального расхождения кулачков в патроне.
- Проверить, не оставлен ли в патроне ключ.
- При работе на токарных станках не разрешается стоять против патрона, а при работе на шлифовальных станках – против шлифовального круга.
- Нельзя трогать руками вращающиеся инструменты и изделия.
- Перед началом работы на шлифовальных станках необходимо проверить отсутствие трещин на шлифовальном круге.
- Перед заточкой инструмента на заточных станках необходимо проверить надежность закрепления подручника; зазор между подручником и шлифовальным кругом не должен превышать 3 мм во избежание подхвата инструмента.
- На заточных и шлифовальных станках без предохранительных кожухов работать категорически запрещается.
- Не разрешается производить замеры детали во время работы станка.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Определение точностных параметров деталей штангенинструментом

Цель работы: ознакомление с конструкцией штанген-инструментов и приобретение навыков работы с этими инструментами.

Оборудование, приборы, инструменты: штангенциркуль ШЦ-I, штангенциркуль ШЦ-II, штангенглубиномер.

1.1. Общие положения

Штангенприборы(штангенциркули, тангенглубиномеры и штангенрейсмасы) относятся к наименее точным, простым и дешевым измерительным приборам. Основными деталями штангенприборов являются металлическая линейка 1 (рисунок *a*; шкала с интервалами деления 1 мм) и свободно перемещающаяся по штанге рамка 2, на скосе которой (напротив металлической шкалы) нанесена вспомогательная шкала – нониус. Нониус служит для отсчета дробных долей миллиметра. Штангенприборы выпускают с отсчетом по нониусу 0,1 (рисунок *б*) и 0,05 мм (рисунок *в*). При измерении размера отсчитывают сначала полное число миллиметров по шкале штанги (ближайшее к нулевой отметке нониусной шкалы) и к нему прибавляют дробное число миллиметра, отсчитываемое по шкале нониуса, полученное умножением цены деления нониуса на порядковый номер штриха нониусной шкалы, совпадающего со штрихом шкалы штанги.

Некоторые типы штангенприборов снабжены микрометрической подачей, состоящей из рамки 3 (рисунок *a*), в вырезке которой помещена гайка 4, накрученная на микрометрический винт, закрепленный в нижней части рамки 2. Микрометрическая подача повышает точность измерения размеров.

При измерении наружных размеров измеряемое изделие 1 охватывают губками штангенциркуля (рисунок *з*), прижимая

неподвижную губку прибора к одной из поверхностей изделия, например вала, а вторую губку с рамкой и нониусом приближают к противоположной (второй) поверхности изделия, обеспечивая нормальную силу измерения. Застопорив рамку 2 винтом, снимают показания прибора. При наличии микроподачи стопорят рамку 3, а вращением гайки 4 подводят рамку 2 до соприкосновения с поверхностью изделия. При отсчете показаний и определения результатов измерения внутренних размеров (рисунок *д*) необходимо к показаниям по шкалам штангенциркуля прибавлять толщину губок, маркированную на них, если измерение проводилось штангенциркулем ЩЦ-II или ЩЦ-III. На рисунке *а* намаркирована толщина губок, равная 10 мм.

Величина отсчета по нониусу для штангенциркуля принята 0,1 и 0,05 мм.

Установлена зависимость между шкалой нониуса и основной шкалой. Цена деления нониуса i равна длине деления основной шкалы c , разделенной на число делений нониуса n

$$i = c/n, \quad (1.1)$$

длина деления шкалы нониуса

$$v = y \cdot c - i, \quad (1.2)$$

модуль нониуса y , характеризующий растянутость нониуса относительно основной шкалы. Длина нониуса

$$l = n \cdot v. \quad (1.3)$$

Наиболее распространенными универсальными средствами измерения, с такой зависимостью между шкалами, являются штангенциркули, штангенглубиномеры и штангенрейсмасы. Конструктивная форма этих инструментов зависит от назначения и конфигурации измеряемых деталей.

Штангенглубиномеры предназначены для измерения глубин пазов, отверстий, а также высот выступов (рисунок *е*).

Штангенрейсмасы используют для измерения высот, уступов и проведения разметочных работ (рисунок *ж*).

Погрешность измерения штангенинструментом зависит, в значительной мере, от величины отсчета и значения измеряемого размера. Погрешность измерения штангенциркулем, при величине отсчета 0,05, наружных размеров до 500 мм составляет 0,1 мм (равна удвоенному значению величины отсчета), а при измерении внутренних размеров погрешность измерения будет составлять 0,15—0,25 мм. При измерении штангенциркулем, при величине отсчета 0,1 мм, наружных размеров до 500 мм, погрешность составит 0,15—0,25 мм, а для внутренних размеров 0,2—0,3 мм.

Погрешность измерения штангенглубиномером, при величине отсчета 0,05 мм, глубин до 300 мм составит 0,1—0,15 мм, а при величине отсчета 0,1 мм, составит 0,2 - 0,3 мм.

1.2. Проведение измерений

Необходимо выбрать оптимальное количество измерений (наблюдений) для получения результата опыта с требуемой достоверностью. Завышенное количество измерений приводит к удорожанию эксперимента, а заниженное не позволяет правильно оценить точность метода или средства измерения. Используя количество предварительных наблюдений, меньшее чем требуемое, определяется необходимое число наблюдений в следующей последовательности:

1.2.1. Выполняется четыре измерения размера детали

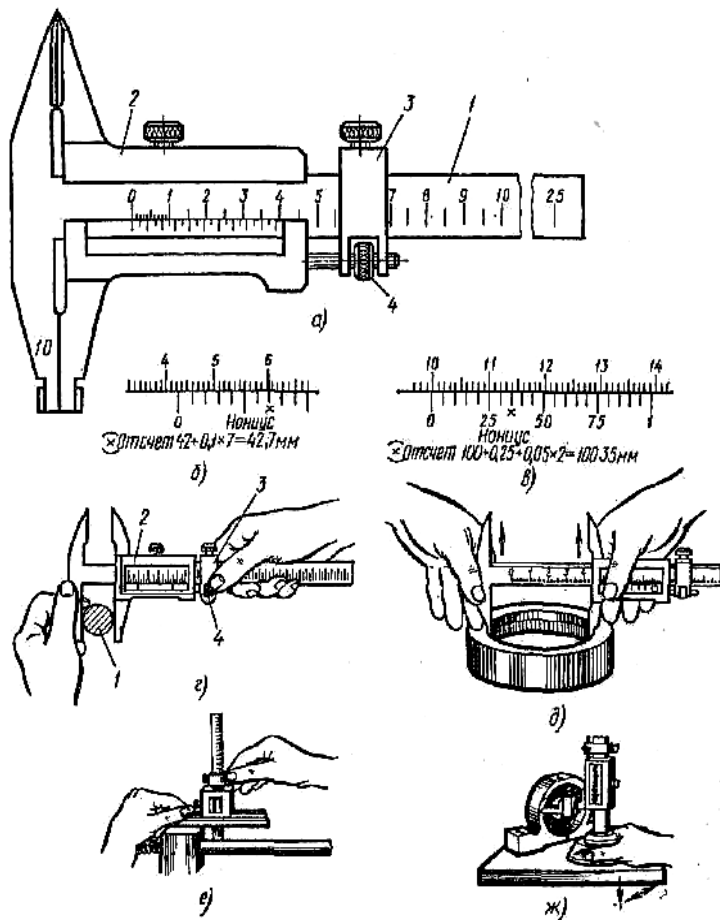
1.2.2. Исключаются систематические погрешности результатов измерений.

1.2.3. Вычисляется среднее арифметическое исправленных результатов измерений

$$x_{cp} = \left(\sum_{i=1}^m x_i \right) / m, \quad (1.4)$$

где x_{cp} - среднее арифметическое, x_i - результаты измерений,

m – предварительное количество измерений.



Штангенприборы:

a – штангенциркуль типа ЩЦ-II; $б$ и $в$ – шкалы штангенприборов с отсчетом по нониусу соответственно 0,1 и 0,05 мм; $г$ и $д$ – примеры измерения штангенциркулем наружного и внутреннего размеров; $е$ – пример измерения высоты уступов штангенглубиномером; $ж$ – пример разметки детали штангенрейсмасом

1.2.4. Вычислить m абсолютных отклонений от среднего

$$\Delta x = x_i - x_{cp}. \quad (1.5)$$

1.2.5. Вычислить величину среднеквадратичного отклонения S_m результатов измерений по формуле

$$S_m = \sqrt{\sum_{i=1}^m (\Delta x_i)^2 / [m \cdot (m-1)]}, \quad (1.6)$$

1.2.6. Рассчитать наименьшее количество наблюдений n для достижения требуемой точности измерений

$$n = (S_m \cdot t_{m-1} / \Delta x)^2 \cdot [(1 + (0,5 / m)) \pm (2 / \sqrt{m})], \quad (1.7)$$

Табличный коэффициент Стьюдента $t_{m-1} = 4,3$ (для доверительной вероятности $P = 0,95$ и числа наблюдений $m = 4$). Погрешность измерения Δx . Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров должны соответствовать ГОСТ 8.051-81.

1.3. Этапы выполнения лабораторной работы.

1.3.1. Ознакомиться с устройством и методикой измерений штангенинструментом.

1.3.2. Определить числовые значения метрологических характеристик мерительного инструмента.

1.3.3. Назначить количество предварительных измерений.

1.3.4. Провести измерения заданных размеров деталей штангенинструментом.

1.3.5. Рассчитать необходимое количество измерений для достижения требуемой точности.

1.4. Содержание отчета по лабораторной работе

Указывается цель и задание, список используемого оборудования, инструментов и их назначение, а также метрологические характеристики штангенинструментов представленные в виде таблицы 1.1.

Таблица 1.1

Метрологические характеристики инструментов

Название метрологических характеристик	Штангенциркуль ШЦ-1	Штангенглубиномер
Пределы измерений, мм		
Цена деления основной шкалы, мм		
Модуль нониуса		
Точность измерения (отсчета)		

Выполняется эскиз измеряемой детали и схема расположения точек измерения. Приводятся результаты всех измерений (табл. 1.2), расчеты по определению оптимального числа измерений, оценка абсолютной и относительной погрешности измерения.

Таблица 1.2

Результаты измерений штангенинструментом

Номер измерения	x_1	x_2	x_3	x_4
1				
2				
3				
4				

1.5. Вопросы для самоконтроля

1.5.1. Что относится к средствам измерений, применяемым в машиностроении.

1.5.2. Перечислить универсальные измерительные штангенинструменты.

1.5.3. Для каких измерений применяется штангенинструмент.

1.5.4. Что такое нониус.

1.5.5. Как производится расчет нониуса.

1.5.6. Какие типы штангенциркулей вы знаете и чем они отличаются.

1.5.7. Для каких работ применяются штангенглубиномеры.

1.5.8. Как выбирается оптимальное число измерений.

1.5.9. Какие метрологические характеристики рассматриваются у штангенинструментов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Определение точностных параметров деталей микрометрическими инструментами

Цель работы: ознакомление с конструкциями микрометрических инструментов и приобретение навыков измерения этими инструментами.

Оборудование, приборы, инструменты: гладкий микрометр, микрометрический глубиномер, микрометрический нутромер.

2.1. Общие положения

Микрометрические приборы, к которым относятся микрометры различных типов и назначений, микрометрические глубиномеры и микрометрические нутромеры, более точные, чем штангенприборы. Принцип действия этих приборов основан на преобразовании вращательного движения точного микрометрического винта 1 (рисунок *a*), установленного во внутреннюю резьбу стебля 2, запрессованного в скобу 3 микрометра, в поступательное перемещение микровинта вдоль оси вместе с барабаном 4 и механизмом трещетки 5. При шаге микровинта, равном 0,5 мм, поворот его на 360° вызывает перемещение вдоль оси на 0,5 мм. На наружной цилиндрической поверхности стебля имеется продольная отсчетная линия (для отсчета делений, нанесенных на торцовом скосе барабана), над и под которой нанесены миллиметровые шкалы, смещенные на 0,5 мм. На скосе барабана нанесено 50 делений. Поворот барабана с микровинтом на одно деление относительно отсчетной линии на стебле соответствует их перемещению в осевом направлении на 0,01 мм, равному цене деления прибора.

При отсчете показаний, (при застопоренном микровинте с помощью устройства б) отсчитывают целое число миллиметров по нижней шкале стебля (например 3 мм согласно рисунок *и*) и прибавляют число сотых долей миллиметра, например 23-й штрих шкалы барабана, совпавший с отсчетной линией на стебле, что соответствует 0,23 мм. Итоговый отсчет размера по шкале

микрометра составит $3 + 0,23 = 3,23$ мм. Если при отсчете показаний край барабана перешел за деление шкалы, нанесенной выше отсчетной линии, то к результату, отсчитанному по описанной выше методике, необходимо прибавить 0,5 мм. Например, итоговый отсчет (рисунок к) составляет $3,21 + 0,5 = 3,71$ мм.

Перед измерением проверяют нулевую установку или нижний предел измерений. Если эта установка «сбита», то ее следует восстановить. Для установки нижнего предела измерений микрометров с пределами измерения свыше 25 мм предусмотрены установочные меры (см. рисунок а). Для приведения в соприкосновение измерительных поверхностей микрометра с измеряемым валом пользуются только механизмом трещетки 5 (рисунок з). Нормальная сила измерения обеспечивается при трех – пяти щелчках трещетки. Размеры детали измеряют при остановленном станке. Погрешность микрометра обычно нормируется равной от 1 до 10 мкм в зависимости от диапазона измерений.

Микрометрический нутромер предназначен для измерения внутренних размеров и состоит из микрометрической головки, удлинителей и наконечника.

Для измерения диаметра отверстия (рисунок д) микрометрический нутромер вводят в контролируемое отверстие, прижимая его левую измерительную поверхность левой рукой, вращая барабан, вывинчивают микровинт до соприкосновения его с противоположащей поверхностью отверстия. Нутромер при этом необходимо слегка покачивать до ощущения легкого трения поверхности нутромера и изделия. Находят наибольшее показание нутромера в положении *I*. Так как нутромер не имеет центрирующего мостика, то следует найти наименьший размер отверстия в плоскости осевого сечения в положении *II*. Следует добиваться совпадения показаний нутромера в положениях *I* и *II*. Только после этого определяют размер отверстия по шкалам микрометрической головки нутромера. Погрешность нутромера нормируется в зависимости от размера (от 0,006 мм для размеров 50 – 125 мм до 0,180 мм для размеров 4000 – 10000 мм). Погрешность измерения микрометрическими

нутромерами при измерении размеров от 50 до 500 мм можно обеспечить не более 0,015 – 0,013 мм при настройке по установочной мере и 0,01 – 0,02 мм при аттестации собранного нутромера.

Настольный микрометр мод. 19005 с цифровым электронным отсчетом (рис. 2, е) предназначен для измерения размеров прецизионных деталей. Микрометр имеет растровый преобразователь 1 и электронный блок 2 с выходом для передачи информации в системы управления.

2.2. Этапы выполнения лабораторной работы

2.2.1. Ознакомиться с устройством и методикой измерений микрометрическим инструментом.

2.2.2. Определить числовые значения метрологических характеристик мерительного инструмента.

2.2.3. Назначить количество предварительных измерений.

2.2.4. Провести измерения заданных размеров деталей микрометрическим инструментом.

2.2.5. Рассчитать необходимое количество измерений для достижения требуемой точности.

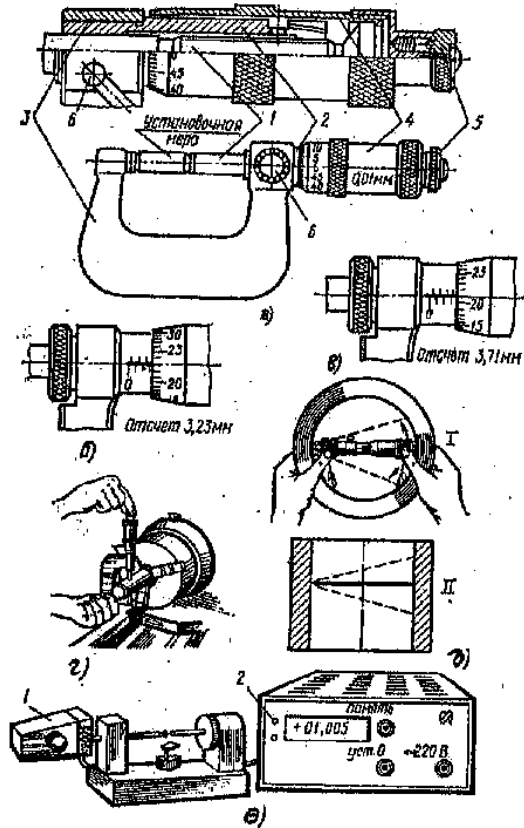
2.3. Содержание отчета по лабораторной работе

Указывается цель и задание, список используемого оборудования, инструментов и их назначение, а также метрологические характеристики микрометрического инструмента, представленные в виде табл. 2.1.

Таблица 2.1

Метрологические характеристики инструментов

Название метрологических характеристик	Микрометр	Микрометрический нутромер
Пределы измерений, мм		
Цена деления основной шкалы, мм		
Модуль нониуса		
Точность измерения (отсчета)		



Микрометрические приборы:

а – гладкий микрометр; б и в – отсчетные шкалы микрометрических приборов; г – пример измерения микрометром диаметра вала; д – пример измерения диаметра отверстия нутромером; е – настольный микрометр мод. 19005

.Выполняется эскиз измеряемой детали и схема расположения точек измерения. Приводятся результаты всех измерений (табл. 2.2), расчеты по определению оптимального числа измерений, оценка абсолютной и относительной погрешности измерения.

Таблица 2.2
Результаты измерений микрометрическим инструментом

Номер измерения	x_1	x_2	x_3	x_4
1				
2				
3				
4				

2.4. Вопросы для самоконтроля

2.4.1. Что относится к микрометрическим средствам измерений, применяемым в машиностроении.

2.4.2. Перечислить микрометрические измерительные инструменты.

2.4.3. Для каких измерений применяется микрометр.

2.4.4. Для каких измерений применяется микрометрический нутромер.

2.4.5. Для каких измерений применяется микрометрический глубиномер.

2.4.6. Чем определяется цена деления микрометрических инструментов.

2.4.7. По каким показателям дается заключение о годности детали.

2.4.8. Как выбирается оптимальное число измерений.

2.4.9. Какие метрологические характеристики рассматриваются у микрометрических инструментов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Определение точностных параметров деталей механическими приборами

Цель работы: ознакомление с конструкцией механических приборов – индикатором часового типа, индикаторным нутромером и приобретение навыков работы с этими инструментами.

Оборудование, приборы, инструменты: индикаторы часового типа, стойка контрольно - измерительная, индикаторные нутромеры, набор концевых мер длины.

3.1. Общие положения

Повышение точности средств измерения привело к усложнению их конструкции, применению зубчатых и рычажно-зубчатых передач и использованию дифференциального метода измерения.

Рычажно-зубчатые измерительные приборы (индикаторы, рычажно-зубчатые измерительные головки, рычажные скобы, индикаторные нутромеры и т. п.) на размер настраивают с помощью концевых мер длины или установочных колец и мер. Результат измерения находят суммированием размера меры, по которой на нулевые показания настраивался соответствующий рычажно-зубчатый прибор и значения отклонения от нулевого показания измерительного прибора.

Индикатор часового типа и рычажно-зубчатая измерительная головка типа ИИГ показаны на рис. 3, *а* и *б*. Они предназначены для использования в цеховых условиях при выполнении операций технологических процессов изготовления, сборки и испытания изделий. Кроме того, их устанавливают в качестве отсчетных устройств в индикаторные нутромеры и другие приборы. Принцип действия индикатора часового типа основан на преобразовании

линейных перемещений измерительного стержня в угловые перемещения большой и малой стрелок относительно неподвижного циферблата с двумя шкалами. На большой шкале нанесено 100 делений с ценой каждого деления 0,01 мм, а на малой шкале нанесены миллиметровые деления. Перемещение измерительного стержня на 1 мм вызывает полный оборот большой стрелки (т. е. на 360°) и малой стрелки на одно деление или 1 мм.

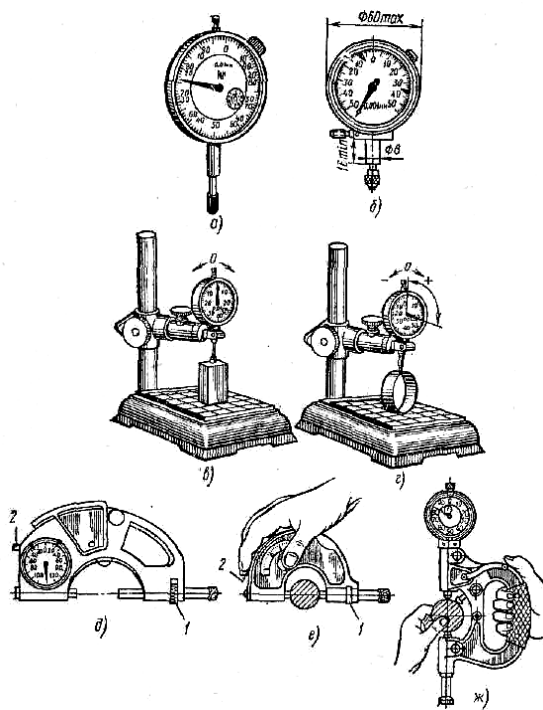


Рис. 3.1. Рычажно-зубчатые приборы:

- а* – индикатор часового типа ИЧ; *б* – измерительная головка типа ИИГ; *в* и *г* – пример настройки индикатора на размер и измерение размера изделия; *д* и *е* – рычажная скоба и схема измерения ею размера вала; *ж* – индикаторная скоба

Измерения в пределах диапазона показаний индикатора или измерительной головки осуществляют абсолютным методом, а во всех других случаях — методом сравнения с мерой. При этом измерительный прибор закрепляют в стойке. Концевая мера длины требуемого размера устанавливается на столик стойки (рис. 3.1, *в*). Перемещая прибор относительно концевой меры, индикатору сообщают натяг до 1 мм, а поворотом шкалы устанавливают нуль против указателя (большой стрелки). Подняв измерительный стержень, заменяют концевую меру длины на контролируемое изделие (рис. 3.1, *г*); стержень опускают до соприкосновения с поверхностью изделия. Результат измерений отсчитывают по миллиметровой (малой) шкале за вычетом натяга 1 мм, созданного перед измерением, прибавляя значение отклонения большой стрелки от нулевого положения с учетом знака плюс или минус. Чтобы не допустить ошибки при измерении вала (исключить измерение хорды вместо диаметра), следует вал аккуратно перемещать по столику стойки для того, чтобы найти максимальное отклонение большой стрелки индикатора. Погрешность индикатора зависит от используемого диапазона показаний. Обычно на участке 0 – 1 мм погрешность находится в пределах 5 – 8 мкм; на участке 1-2 мм - 10 - 15 мкм; на участке до 3 мм - до 15 мкм; на участке до 5 - 10 мм погрешность находится в пределах 18 -22 мкм.

Аналогично измеряют размеры с помощью рычажно-зубчатых головок, имеющих не две, а одну стрелку.

Рычажной скобой называется измерительный прибор в виде скобы с встроенным отсчетным устройством (рис. 3.1, *д* и *е*), на которое воздействует левая подвижная пятка, соприкасающаяся с поверхностью изделия. Правая пятка в процессе измерения стопорится и является неподвижной. Рычажные скобы для измерения размеров св. 150 мм снабжены индикатором часового типа, поэтому их называют индикаторными (рис. 3.1, *ж*).

Для настройки скобы на нулевое деление предварительно составляют блок концевых мер длины по номинальному

размеру контролируемого изделия. Освобождают стопор 1 (см. рис. 3.1, *д* и *е*) переставной пятки. Блок мер помещают между поверхностями пяток, перемещая одновременно переставную пятку, добиваясь установки стрелки прибора на нулевое деление; пятку стопорят. Нажатием на кнопку 2 арретира удаляют блок мер и вводят контролируемое изделие между измерительными поверхностями скобы; арретир освобождают. Действительный размер изделия определяют суммированием размера настроечного блока концевых мер длины и показания указателя по шкале отсчетного устройства с учетом знака плюс или минус.

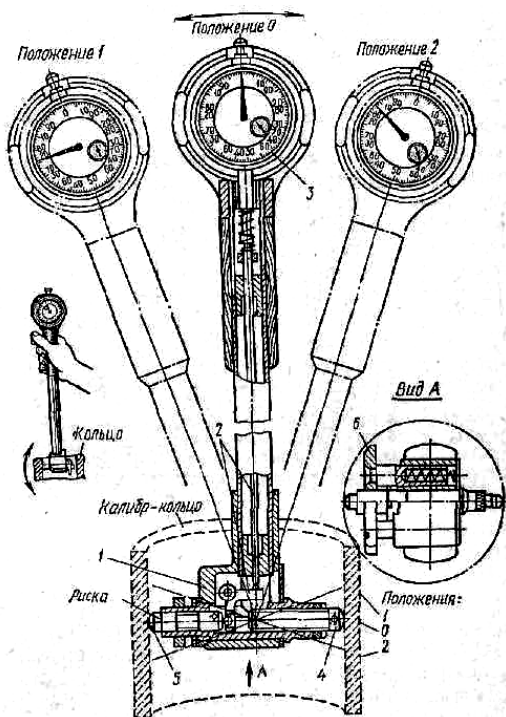


Рис. 3.2. Индикаторный нутромер и измерение им диаметра отверстия

Индикаторные нутромеры предназначены для измерения внутренних размеров, например диаметра отверстия, методом сравнения с мерой. Конструктивно нутромер представляет собой Т-образный корпус 1 (рис. 3.2), внутри которого находится рычажная передача 2 с измерительным стержнем индикатора 3 часового типа или измерительной головки. В основании прибора установлено два стержня, соприкасаемых с измеряемым отверстием, один 4 из которых является сменным неподвижным, а второй 5 — подвижным. Стержень 5 воздействует через систему рычагов на измерительный стержень индикатора 3. Для совмещения линии измерения с диаметром отверстия нутромер снабжен центрирующим мостиком 6.

На номинальный размер нутромер устанавливается с помощью калиброванного установочного кольца или собранного в струбину блока концевых мер длины с боковиками. При максимальном отклонении стрелки индикатора (см. положение «0» на рис. 3.2), найденном в результате покачивания нутромера, нуль шкалы совмещают (при повороте шкалы) со стрелкой индикатора. Поджав центрирующий мостик, нутромер вводят в контролируемое отверстие изделия и при измерении размера повторяют операции, которые выполнялись при настройке прибора. Покачивая нутромер в вертикальной плоскости, фиксируют наибольшее отклонение стрелки индикатора. При этом отклонения принимают со знаком минус, если стрелка прибора перешла за нулевое деление, и со знаком плюс, если стрелка не дошла до нулевого деления (в этом случае действительный размер больше номинального или установочного размера). Диаметр отверстия равен алгебраической сумме номинального размера блока концевых мер длины и результата отсчета по шкале нутромера. На рис. 3.2 отклонение стрелки индикатора равно нулю; следовательно, диаметр отверстия равен номинальному размеру блока мер длины. При установке в нулевое положение индикатору сообщается натяг 1 мм.

Пружинные измерительные головки не имеют зубчатых пар и передаточных рычагов, а поэтому характеризуются малой погрешностью.

3.2. Этапы выполнения лабораторной работы.

3.2.1. Ознакомиться с устройством и методикой измерений механическими приборами.

3.2.2. Определить числовые значения метрологических характеристик механических приборов.

3.2.3. Назначить количество предварительных измерений.

3.2.4. Провести измерения заданных размеров деталей механическими приборами.

3.2.5. Рассчитать необходимое количество измерений для достижения требуемой точности.

3.3. Содержание отчета по лабораторной работе

Указывается цель и задание, список используемого оборудования, инструментов и их назначение, а также метрологические характеристики механических приборов, представленные в виде табл. 3.1.

Таблица 3.1

Метрологические характеристики механических приборов

Название метрологических характеристик	Индикатор часового типа, ИЧ 10	Индикаторный нутромер
Пределы измерений, мм		
Цена деления основной шкалы, мм		
Точность измерения (отсчета)		

Выполняется эскиз измеряемой детали и схема расположения точек измерения. Приводятся результаты всех измерений (табл. 3.2), расчеты по определению оптимального числа измерений, оценка абсолютной и относительной погрешности измерения.

Таблица 3.2

Результаты измерений механическими приборами

Номер измерения	x_1	x_2	x_3	x_4
1				
2				
3				
4				

3.4. Вопросы для самоконтроля

3.4.1. Что относится к механическим средствам измерений, применяемым в машиностроении.

3.4.2. Перечислить механические измерительные приборы.

3.4.3. Для каких измерений применяется индикатор часового типа.

3.4.4. Для каких измерений применяется индикаторный нутромер.

3.4.5. По каким показателям дается заключение о годности детали.

3.4.8. Как выбирается оптимальное число измерений.

3.4.9. Какие метрологические характеристики рассматриваются у механических приборов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

Определение шероховатости обработанной поверхности детали

Цель работы: ознакомление с методами, способами и средствами определения шероховатости поверхности.

Оборудование, приборы, инструменты: образцы шероховатости обработанной поверхности (эталоны шероховатости), микроскоп сравнения МС-48, двойной микроскоп МИСС-11.

4.1. Общие положения

На поверхности детали, обработанной резанием (например точением, строганием, шлифованием и т. п.), остаются следы от режущих кромок инструмента в виде неровностей (рис. 4.1, *а* и *б*). На рис. 4.1, *в* воспроизведена профиллограмма поверхности, полученная с помощью профилографа при вертикальном увеличении до 2000.

Шероховатостью поверхности называется совокупность неровностей с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины. *Базовая длина L* — длина, базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. *Шаг неровностей* — отрезок средней линии профиля, ограничивающий неровность профиля (т. е. выступ профиля и сопряженную с ним впадину профиля). Шероховатость поверхности оценивается от *средней линии профиля t* — базовой линии, имеющей форму номинального профиля и проведенной так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля (u_i — расстояние между любой точкой профиля и средней линией) до этой линии минимально (рис. 4.1, *г*).

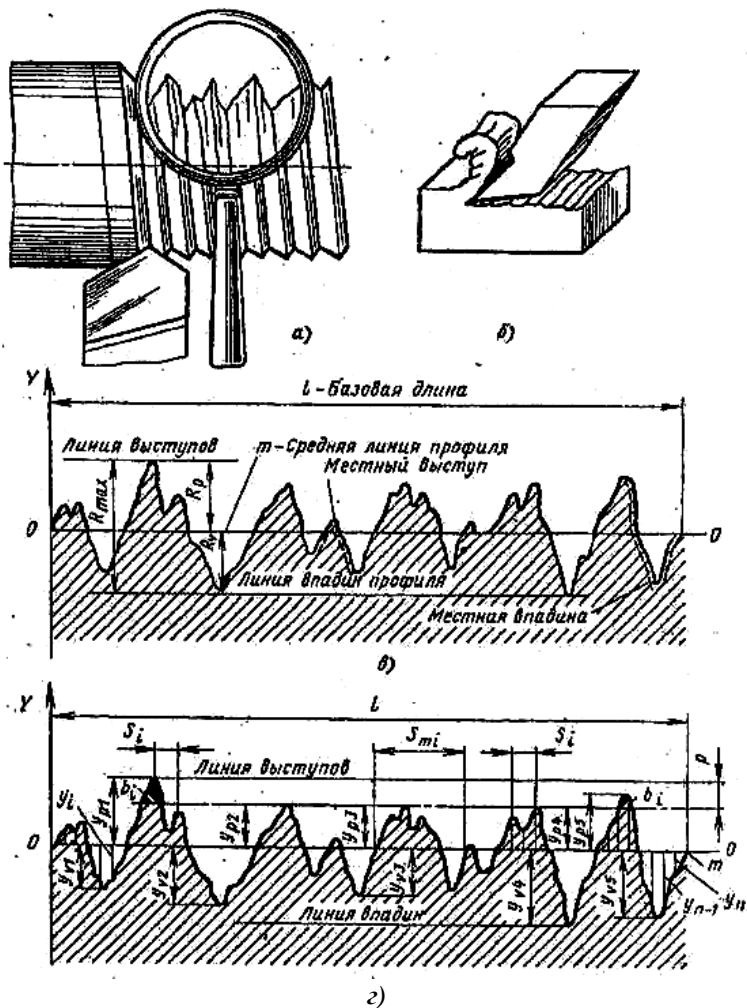


Рис. 4.1. Параметры шероховатости поверхности после токарной обработки (а) и строгания (б); профилограммы (в) и г) обработанной поверхности

ГОСТ 2789—73 установлено шесть параметров шероховатости, которые могут быть подразделены на три группы: высотные, связанные с высотными свойствами неровностей; шаговые, связанные со свойствами неровностей в направлении длины профиля, и опорные, связанные с формой неровностей профиля.

Параметры шероховатости, связанные с высотными свойствами неровностей. Среднеарифметическое отклонение профиля R_a , мкм, — есть среднее значений расстояний (y_1, y_2, \dots, y_n) точек n измеренного профиля до его средней линии в пределах базовой длины:

$$R_a = \left(\sum_{i=1}^n |y_i| \right) / n. \quad (4.1)$$

Высота неровностей R_z , мкм, определяется как среднее расстояние между находящимися в пределах базовой длины пятью высшими точками выступов h_{max} и пятью низшими точками впадин h_{min} , измеренное от линии, параллельной средней линии

$$R_z = [(h_1 + h_3 + \dots + h_9) - (h_2 + h_4 + \dots + h_{10})] / 5. \quad (4.2)$$

Наибольшая высота неровностей профиля R_{max} , мкм, определяется как сумма высоты наибольшего выступа профиля и глубины наибольшей впадины профиля пределах базовой длины.

Средний шаг неровностей профиля S_m , мкм, определяется как среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины

$$S_m = \left(\sum_{i=1}^n (S_{mi}) / n \right). \quad (4.3)$$

Средний шаг местных выступов профиля S , мкм, определяется как среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины

$$S = \left(\sum_{i=1}^n S_i \right) / n \quad (4.4)$$

Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля. Относительная опорная длина профиля t_p , %, определяется как сумма длин отрезков b_i , отсекаемых на заданном уровне профиля p линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины

$$t_p = \sum_{i=1}^n b_i / L. \quad (4.5)$$

Значения уровня сечения профиля p отсчитывается от линии выступов и выбирается из ряда: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 % от R_{\max} . Относительная опорная длина профиля t_p может быть равна: 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 %.

4.2. Средства оценки шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности оценивают в основном двумя методами: качественным (визуальным) и количественным. Качественный метод заключается в том, что обработанная поверхность сравнивается с эталоном с помощью сопоставления (рис. 4.2).

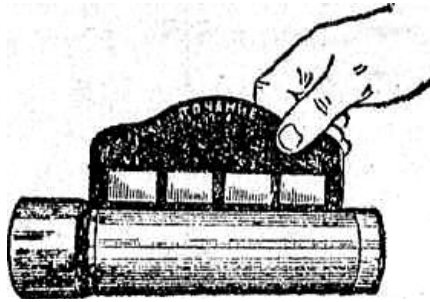


Рис. 4.2. Измерение шероховатости поверхности детали эталонами

В случае необходимости при визуальном способе оценки шероховатости для $R_a = 1,25 - 0,16$ мкм используют микроскоп сравнения, непосредственно накладывая его на контролируемую поверхность. Эталон помещают в специальное гнездо микроскопа. В поле зрения окуляра одновременно видны поверхности детали и эталона. Оптическая система микроскопа представлена на рис. 7. От лампочки 1, получающей питание от батарейки, лучи света попадают в призму-кубик 2, где разделяется на два направления. Часть лучей проходит через кубик 2, диафрагму 3, срезающую половину поля зрения, попадает на поверхность эталона-образца 4 и, отразившись от него, возвращается в кубик-призму 2. Отражившись от гипотенузы кубика-призмы 2, эта часть лучей попадает в объектив 5 и в половине поля окуляра 6 дает изображение поверхности эталона-образца 4. Другая часть лучей направляется гипотенузой кубика-призмы 2 вниз, проходит диафрагму 7 и, проходит через объектив 5 и дает во второй половине окуляра 6 изображение поверхности контролируемой детали 8, расположенное рядом с изображением поверхности эталона.

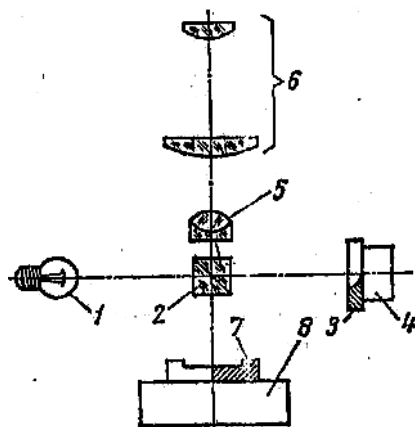


Рис. 4.3. Оптическая схема микроскопа МС - 48

Количественный метод оценки микрогеометрии поверхности основан на использовании аппаратуры, к числу которой относятся профилометры, профилографы и оптические приборы.

Двойной микроскоп МИС-11 (рис. 4.4) имеет основание 1 на котором установлена колонка 2. Держатель 3 тубусов микроскопа может перемещаться вдоль колонки с помощью подвижного кронштейна 4. В держателе укреплены проектирующий микроскоп 5 и микроскоп наблюдения 6, в верхней части которого установлен винтовой окулярный микроскоп 7, предназначенный для визуальных измерений. На контролируемую поверхность проектируется узкая полоска света, рассматриваемая через микроскоп при значительном увеличении. В поле зрения микроскопа видны контуры профиля поверхности. С помощью винтового окулярного микроскопа 7, установленного в наблюдательном тубусе микроскопа, измеряются высота профиля поверхностей и шаг неровностей в микронах. При измерении поверхностей с различной высотой неровностей следует пользоваться различными объективами, прилагаемыми к

прибору. При наличии в поле зрения микроскопа трех и более гребешков неровностей отсчет H_{\max} производится при установке нити винтового окулярного микроскопа касательно не менее чем к двум гребешкам. Значение H_{\max} получается как среднее арифметическое из отсчетов a_i , взятых с отдельных участков n поверхности:

$$H_{\max} = (a_1 + a_2 + \dots + a_n) / n. \quad (4.6)$$

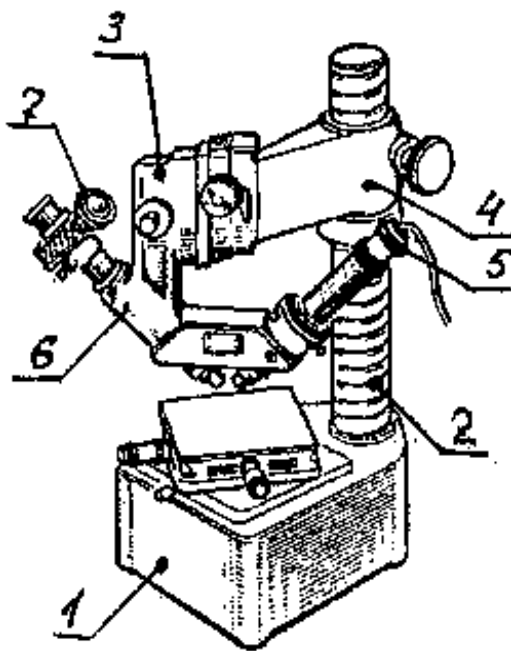


Рис. 4.4. Двойной микроскоп МИС-11

4.3.. Этапы выполнения лабораторной работы.

4.3.1. Изучить параметры шероховатости поверхности.

4.3.2. Ознакомиться со средствами контроля шероховатости и правилами работы с ними.

4.3.3. Проанализировать заданные параметры шероховатости поверхности, подлежащие контролю.

4.3.4. Выбрать методику выполнения измерений параметров шероховатости поверхности (направление измерений, число измерений и т. д.);

4.3.5. Определить шероховатость поверхности одного из участков детали.

4.4. Содержание отчета

В отчете указывается цель работы и задание, список используемого для выполнения работы оборудования, приборов и их назначение. Приводятся результаты всех измерений с кратким описанием методики их получения.

4.5. Вопросы для самоконтроля

4.5.1. Что понимается под шероховатостью поверхности.

4.5.2. Перечислить параметры шероховатости и дать их определения.

4.5.3. Какие методы оценки шероховатости поверхности существуют.

4.5.3. Какие средства контроля шероховатости поверхности существуют.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

Нормирование точности зубчатых передач

1. Цель работы: ознакомление с конструкцией, допусками и посадками зубчатых передач.

2. Оборудование, изделие, приборы, инструменты.

Условное обозначение зубчатого колеса, микрометр, штангенциркуль, зубомер.

3. Последовательность выполнения работы.

3.1. Прочсть п. 4 «Общие положения».

3.2. По полученному заданию определить номинальные размеры зубчатого колеса и отклонения.

3.3. Определить область применения зубчатого колеса.

3.4. Выполнить эскиз зубчатого колеса и его элементов.

4. Общие положения.

Допуски цилиндрических зубчатых передач нормируются и распространяются на эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацеплений с прямозубыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами с делительным диаметром до 6300 мм, шириной венца или полушеврона до 1250 мм, модулем зубьев от 1 до 56 мм.

По точности изготовления все зубчатые колеса разделены на 12 степеней точности, причем числовые значения для допусков 1-й и 2-й степеней точности не регламентируются (предусмотрены для будущего развития).

Нормы степеней точности 3—5 предназначены главным образом для измерительных колес, в зацеплении с которыми контролируются зубчатые колеса. Наиболее широко распространенными являются колеса 6—9-й степеней точности.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются три вида норм: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев.

Кинематическая точность колес определяет несогласованность поворота колеса при его зацеплении с ведущим точным колесом. Нормам кинематической точности особое значение придается в делительных передачах управляющих или следящих систем.

Плавность работы характеризует равномерность хода колеса. Нормы плавности работы колеса имеют наибольшее значение, когда предъявляются требования к бесшумной работе передачи и отсутствию вибрации, например для автомобильных и тракторных зубчатых колес, входящих в коробку скоростей.

Контакт зубьев определяет величину и расположение области прилегания боковых поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче, что очень важно для тяжело нагруженных передач, работающих с невысокими скоростями без реверсирования.

Указанные три вида норм могут комбинироваться из разных степеней точности, причем нормы плавности работы колеса могут назначаться не более чем на две ступени точнее или на одну ступень грубее степени кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням более точным, чем нормы плавности.

Независимо от степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются *шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче и восемь видов допуска на боковой зазор*, обозначаемых в порядке его возрастания буквами: h_i , 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 допусков d , c , b и a соответственно.

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору — видом сопряжения по нормам бокового зазора и

допуском его. При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор точность зубчатых колес и передач обозначают последовательным написанием трех цифр и двух букв. Первая цифра означает степень по нормам кинематической точности, вторая — степень по нормам плавности работы, третья - степень по нормам контакта зубьев; первая из букв — вид сопряжения, а вторая — вид допуска на боковой зазор.

Вид допуска проставляется только в случае, если допуск «не соответствующий», т. е. обозначен другой буквой.

Пример условного обозначения: 8-7-6-*Ca*/V – 128 ГОСТ1643-81 определяет нормы точности: 8 - степень кинематической точности, 7 - степень плавности работы, 6 - степень контакта зубьев, *C* – вид сопряжения колеса, *a* – допуск бокового зазора (если допуск бокового зазора не соответствует виду сопряжения колеса), V – класс отклонений межосевого расстояния, 128 – максимальный боковой зазор не должен превышать 128 мкм, ГОСТ1643-81 – государственный стандарт.

Например, для 7-й степени точности по всем трем нормам с видом сопряжения колеса *C* и допуском *c*: 7-*C*.

Если величина гарантированного бокового зазора не соответствует ни одному из указанных видов сопряжений, указывают величину принятого гарантированного зазора (в мкм) и вид допуска на боковой зазор. Например: 7 — 600 у.

5. Пример расчета и нормирования зубчатого колеса.

Дано: обозначение зубчатого колеса 7-6-6-*C*, модуль $m = 2$, мощность на первом валу с шестерней $N = 1,7$ кВт, число оборотов шестерни $n_{ш} = 1420$ об/мин. Передаточное отношение от шестерни к зубчатому колесу $i = 4$.

5.1. Число оборотов зубчатого колеса

$$n_k = n_{ш} : i = 1420 : 4 = 355 \text{ об/мин.}$$

5.2. Межосевое расстояние

$$a_w = m : (0,01 \div 0,02) = 2 : 0,02 = 100 \text{ мм.}$$

5.3. Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_{\text{сум}} = (2 \cdot a_w) : m = (2 \cdot 100) : 2 = 100.$$

5.4. Число зубьев шестерни

$$z_{\text{ш}} = z_{\text{сум}} : (i + 1) = 100 : (4 + 1) = 20.$$

5.5. Число зубьев колеса

$$z_{\text{к}} = z_{\text{ш}} \cdot i = 20 \cdot 4 = 80.$$

5.6. Диаметр делительной окружности шестерни

$$d_{\text{ду}} = m \cdot z_{\text{ш}} = 2 \cdot 20 = 40 \text{ мм.}$$

5.7. Диаметр делительной окружности колеса

$$d_{\text{д}} = m \cdot z_{\text{к}} = 2 \cdot 80 = 160 \text{ мм.}$$

5.8. Окружная скорость колеса

$$\begin{aligned} V &= (\pi \cdot d_{\text{д}} \cdot n_{\text{к}}) : (1000 \cdot 60) = \\ &= (3,14 \cdot 160 \cdot 355) : (1000 \cdot 60) \approx 2,97 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

5.9. Диаметр окружности выступов колеса

$$d_{\text{а}} = m \cdot (z_{\text{к}} + 2) = 2 \cdot (80 + 2) = 164 \text{ мм.}$$

5.10. Диаметр окружности впадин колеса

$$d_{\text{ф}} = m \cdot (z_{\text{к}} - 2,5) = 2 \cdot (80 + 2,5) = 155 \text{ мм.}$$

5.11. Шаг зубьев

$$p_t = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 2 = 6,28 \text{ мм.}$$

5.12. Высота головки зуба

$$h_{\text{а}} = m = 2 \text{ мм.}$$

5.13. Высота ножки зуба

$$h_{\text{ф}} = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм.}$$

5.14. Высота зуба

$$h = h_{\text{а}} + h_{\text{ф}} = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ мм.}$$

5.15. Толщина зуба и ширина впадины

$$S_t = l_t = 0,5 \cdot p_t = 0,5 \cdot 6,28 = 3,14 \text{ мм.}$$

5.16. Радиус на выступе зуба (на головке зуба)

$$\rho_t = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ мм.}$$

5.17. Радиус на впадине зуба (на ножке зуба)

$$\rho_f = 0,4 \cdot 2 = 0,8 \text{ мм.}$$

5.18. Радиус на эвольвенте зуба

$$R = d_d : 6 = 160 : 6 = 26,66 \text{ мм.}$$

5.19. Расстояние между делительной и основной окружностью колеса

$$b_o = d_d : 35 = 160 : 35 \approx 4,57 \text{ мм.}$$

5.20. Диаметр основной окружности колеса

$$d_e = d_d \cdot \cos 20^\circ \approx 160 \cdot 0,94 \approx 150,4 \text{ мм.}$$

5.21. Ширина зубчатого венца колеса

$$B = (2 \div 2,5) \cdot p_t = 2,5 \cdot 6,28 = 15,7 \text{ мм.}$$

5.22. Коэффициент ширины колеса

$$\psi_a = B : a_w = 15,7 : 100 = 0,157.$$

Для передвижных колес $\psi_a = 0,12 \div 0,2$; для легконагруженной передачи $\psi_a = 0,2 \div 0,3$; для средненагруженной передачи $\psi_a = 0,3 \div 0,5$; для тяжелонагруженной $\psi_a = 0,5 \div 1,25$.

5.23. Толщина диска

$$k \approx B : 3 \approx 15,7 : 3 \approx 5,23 \text{ мм.}$$

5.24. Длина ступицы

$$l = (2,5 \div 3) \cdot p_t = 3 \cdot 6,28 = 18,84 \text{ мм} \approx 19 \text{ мм.}$$

5.25. Диаметр посадочного отверстия на вал

$$d_1 = l : (0,8 \div 1,7) = 19 : 0,8 = 23,75 \text{ мм} \approx 24 \text{ мм.}$$

5.26. Наружный диаметр ступицы

$$D = (1,6 \div 1,8) \cdot d_1 = 1,8 \cdot 24 = 43,2 \approx 44 \text{ мм.}$$

5.27. Диаметр обода колеса

$$D_o = d_a - (6 \div 10) \cdot m = 164 - 10 \cdot 2 = 144 \text{ мм.}$$

5.28. Толщина обода зубчатого венца

$$e = (2,5 \div 3) \cdot m = 3 \cdot 2 = 6 \text{ мм.}$$

5.29. Диаметр окружности, определяющий расположение отверстий в диске

$$D_1 = (D_o + D) : 2 = (144 + 44) : 2 = 94 \text{ мм.}$$

5.30. Диаметр отверстий в диске

$$d_2 = (D_o - D) : 5 = (144 - 44) : 5 = 20 \text{ мм.}$$

Показатели кинематической точности обозначают буквой F , а плавность работы f ; один штрих означает, что показатель определяется при однопрофильной проверке, два штриха - при

двухпрофильной проверке; индексы, содержащие букву «о», относятся к показателям точности передачи, а без буквы «о», — к показателям точности одного зубчатого колеса, буква r в индексе означает действительное (реальное) значение показателя, а допуски тех же показателей в индексах этой буквы не содержат.

Для оценки кинематической точности зубчатых колес и передач вместо комплексных показателей F'_{ir} и F'_{ior} можно применять комплексы поэлементных показателей или отдельные поэлементные показатели. Например, для зубчатых колес при 5—8-й степенях точности можно применять комплекс, состоящий из радиального биения зубчатого венца F_{rr} , и колебания длины общей нормали V_{wr} , при 9 — 12-й степенях точности и любых диаметрах точность зубчатых колес следует оценивать по F_{rr} .

Кинематическая точность передач, изготовленных по 9 — 12-й степеням точности, характеризуется кинематической точностью зубчатых колес и специального показателя точности не имеет. Для повышения кинематической точности зубчатых колес необходимы точное центрирование заготовок и обработка зубьев на станках повышенной точности.

5.31. Кинематическая точность (7 степень, табл. 5.1, комплекс Ш).

5.31.1. Радиальное биение $F_r = 50$ мкм, (табл. 5.3, для $d_d = 160$ мм, $m = 2$).

5.31.2 Колебания длинны общей нормали $F_{vw} = 40$ мкм, (табл. 5.3).

Для плавной работы необходимо, чтобы значение коэффициента ε_β было больше единицы; в противном случае касание одной пары зубьев окончится раньше, чем вступит в зацепление следующая пара, в результате чего движение ведомого колеса будет прерывистым.

У прямозубых и узких косозубых колес коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \leq 1,25$.

Плавность работы зубчатых колес характеризуется следующими показателями и их комплексами:

Комплекс из циклической погрешности, зубчатого колеса f_{zkr} и местной кинематической погрешности f'_{ir} , которой называется наибольшая разность между местными соседними минимальными и максимальными значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах одного оборота. Ее допуск f'_i .

Комплекс из отклонения шага зацепления (основного шага) f_{pbr} и погрешности профиля зуба f_{fr} .

Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе (при повороте измеряемого колеса на один угловой шаг) f''_{ir} , а также отклонения окружного шага f_{ptr} .

Колеса 9—12-й степеней точности могут контролироваться по одному из трех параметров точности: f'_{ir} , f_{pbr} и f_{ptr} .

5.32. Плавность работы 6 степени точности (табл. 5.4).

5.32.1. Передача - местная кинематическая погрешность $f'_i = 20$ мкм (табл. 5.6).

5.32.2. Колесо (6 степень, табл. 5.4, комплекс VI): предельные отклонение шага зацепления $f_{pb} = \pm 10$ мкм (табл. 5.6); погрешность профиля зуба $f_f = 9$ мкм (табл. 5.6).

Контакт зубьев зубчатых колес при $\varepsilon_\beta \leq 1,25$ определяется следующими показателями: F_β , или F_{kr} . В передачах 3—9-й степеней точности контакт зубьев определяется: при нерегулируемых осях по суммарному пятну контакта, f_{xr} и f_{yr} ; при регулируемых осях только по суммарному пятну контакта.

Для передач степеней точности 10 – 12 нормы на суммарное пятно контакта не установлены, и контакт зубьев в этих передачах можно определять по f_{xr} и f_{yr} .

5.33. Нормы контакта 6 степени точности с нерегулируемым расположением осей (табл. 5.7, комплекс VIII).

5.33.1. Передача – отклонение от параллельности осей $f_x = 9$ мкм, (табл.5.9); перекос осей $f_y = 4,5$ мкм (табл. 5.9);

суммарное пятно контакта: по высоте зубьев $h = 50 \%$; по длине зубьев $b = 70 \%$ (табл. 5.8).

5.33.2. Колесо (6 степень точности): погрешность направления зуба $F_{\beta} = 9$ мкм (табл. 5.9); суммарная погрешность контактной линии, для степени точности $Ст = 6 \div 10$, модуле $m = 1 \div 3,5$ и ширине венца $B \leq 40$ мм, определяется по формуле примечания 2 к табл. 5.7

$$\begin{aligned} F_{kr} &= 180 - 54 \cdot Ст + 4,5 \cdot Ст^2 = \\ &= 180 - 54 \cdot 6 + 4,5 \cdot 6^2 = 18 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Гарантированный зазор является основной характеристикой каждого вида сопряжения, так как от него зависит компенсация тепловых деформаций, нормальная смазка и значения зазоров в зацеплении, поэтому стандартный гарантированный боковой зазор должен быть не меньше расчетного значения наименьшего зазора.

Показателями, обеспечивающими гарантированный боковой зазор, являются: для передач с нерегулируемым положением осей f_a , а с регулируемым $j_n \min$.

Вместо показателей E_{Hr} и допуска T_H гарантированный боковой зазор может быть обеспечен и проконтролирован по другим показателям.

5.34. Боковой зазор (вид сопряжения С, табл. 5.10).

5.34.1. Передача с нерегулируемым расположением осей – предельные отклонения межосевого расстояния $f_a = \pm 45$ мкм (табл. 5.11).

5.34.2. Колесо: наименьшее дополнительное смещение исходного контура зубчатого колеса с внешними зубьями $E_{Hs} = -100$ мкм (табл. 5.12); допуск на смещение исходного контура $T_H = 120$ мкм (табл. 5.13).

5.34.3. Для передач с регулируемым расположением осей показателем бокового зазора является гарантированный боковой зазор – наименьший предписанный боковой зазор $j_{n.min} = 87$ мкм (табл. 5.11), либо определяемый по формуле примечания к табл. 5.11.

$$j_{n.min} = 0,025 \cdot 2 + 100 \cdot [11,5 \cdot 10^{-6} \cdot (80 - 20) - 11,5 \cdot 10^{-6} \cdot (40 - 20)] \cdot 0,684 \approx 0,081 \text{ мм} = 81 \text{ мкм.}$$

Наибольший боковой зазор определяется по формуле

$$j_{n.max} = j_{n.min} + (T_{н1} + T_{н2} + 2f_a) \cdot 2 \sin a =$$

$$= 81 + (120 + 100 + 2 \cdot 45) \cdot 0,684 \approx 293 \text{ мкм.}$$

Допуск на смещение исходного контура колеса $T_{н1} = 120$ мкм, при допуске на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 50$ мкм, (табл. 5.3, для $d_d = 160$ мм, $m = 2$). Допуск на смещение исходного контура шестерни $T_{н2} = 100$ мкм, при допуске на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 36$ мкм, (табл. 5.3, для $d_{du} = 40$ мм, $m = 2$).

5.35. Крутящий момент $M_{кр1}$ на первом валу с шестерней при мощности $N_1 = 1,7$ кВт и числе оборотов $n_1 = 1420$ об/мин

$$M_{кр1} = 97500 \cdot N_1 : n_1 = 97500 \cdot 1,7 : 1420 = 116,72 \text{ кГ} \cdot \text{см} = 11,45 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5.36. Мощность N_2 на втором валу с учетом потерь в двух парах подшипников $\eta_{п} = 0,99^2$ и к.п.д. одной пары зубчатых колес $\eta_{зк} = 0,98$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{зк} = 1,7 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 \approx 1,633 \text{ кВт.}$$

5.37. Число оборотов n_2 второго вала с зубчатым колесом при передаточном отношении $i = 4$

$$n_2 = n_1 : i = 1420 : 4 = 355 \text{ об/мин.}$$

5.38. Крутящий момент $M_{кр2}$ на втором валу с зубчатым колесом

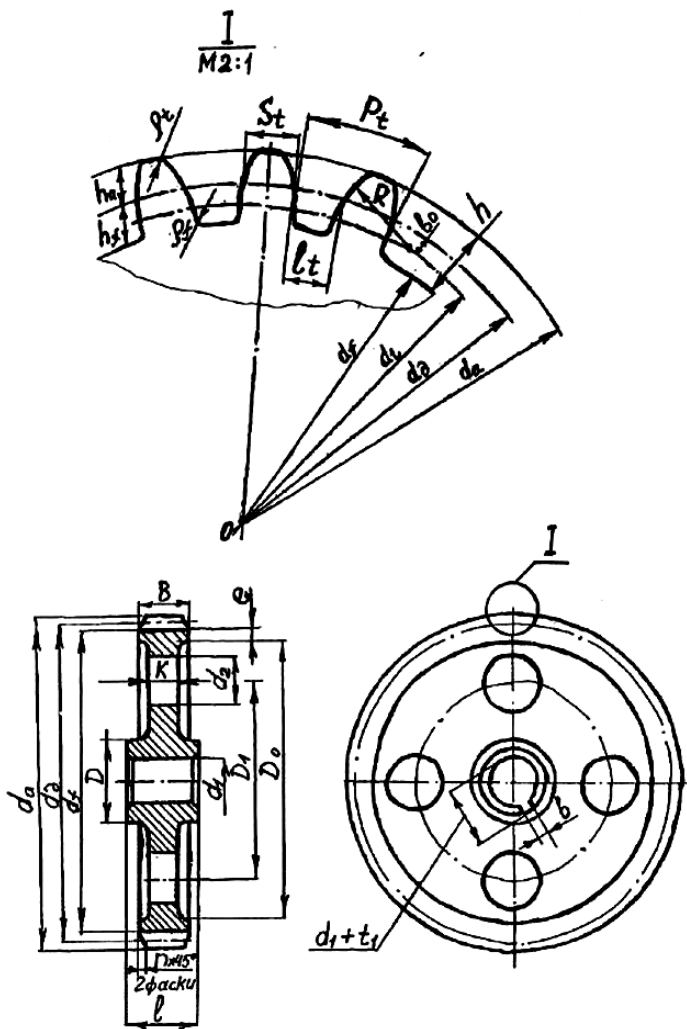


Рис. 5.1. Колесо зубчатое и его размеры

$$M_{кр2} = 97500 \cdot N_2 : n_2 = 97500 \cdot 1,633 : 355 = 448,5 \text{ кГсм} \approx 44 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

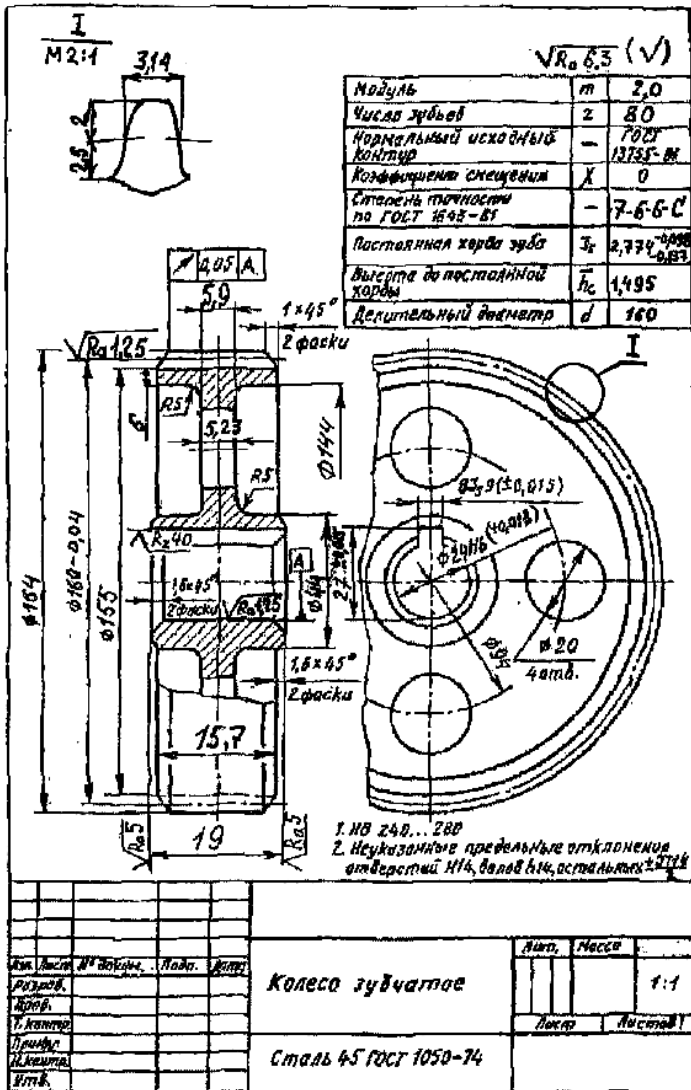


Рис. 5.2. Рабочий чертёж зубчатого колеса

Чтобы обеспечить прочность соединения ступицы зубчатого колеса с валом момент трения $M_{тр}$ должен быть не менее момента кручения $M_{кр2}$

$$M_{тр} \geq M_{кр2}.$$

5.39. Удельное контактное эксплуатационное давление

$$p = \frac{2 \cdot M_{кр2} \cdot K_{зан}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot l \cdot f} = (2 \cdot 44) : (3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 0,019 \cdot 0,08) = \\ = 32 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 32 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

При перегрузках и вибрациях применяется коэффициент запаса прочности соединения $K_{зан} = 1,5 \div 2$. Диаметр отверстия d_1 (м), длина ступицы l (м). Коэффициент трения (сцепления) стали по стали при механической запрессовке под прессом, со смазкой машинным маслом $f = 0,08$, при нагреве охватывающей детали $f = 0,14$ [1, с. 152].

5.40. Величина наименьшего натяга для прочного закрепления ступицы колеса на валу

$$N_{\min} = p \cdot d_1 \left(\frac{C_k}{E_k} + \frac{C_B}{E_B} \right) = 32 \cdot 10^6 \cdot 0,024 \cdot (2,147 : 2,06 \cdot 10^{11} + \\ + 0,7 : 2,06 \cdot 10^{11}) = 1,06 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,0106 \text{ мм} = 10,6 \text{ мкм}.$$

Коэффициент Ламэ для колеса C_K и вала C_B , с учетом коэффициента Пуассона для стали $\mu = 0,3$ [1, с. 151, табл. 13].

$$C_K = \frac{1 + (d_1 / D)^2}{1 - (d_1 / D)^2} + \mu = \{ [1 + (24 : 44)^2] : [1 - (24 : 44)^2] \} + 0,3 = \\ = \{ [1 + (0,545)^2] : [1 - (0,545)^2] \} + 0,3 = 2,147.$$

$$C_B = \frac{1 + (d_0 / d_1)^2}{1 - (d_0 / d_1)^2} - \mu = \{ [1 + (0 : 24)^2] : [1 - (0 : 24)^2] \} - 0,3 = \\ = 1 - 0,3 = 0,7.$$

Модуль упругости для соединения деталей из стали принимается $E \approx 2,06 \cdot 10^{11}$ Па, для чугуна $E \approx 1,2 \cdot 10^{11}$ Па, бронзы и латуни $E \approx 1,1 \cdot 10^{11}$ Па [1, с. 148].

5.41. Предельное допустимое удельное контактное давление, при условном пределе текучести σ_T или пределе прочности сопрягаемых отверстия и вала, приведено в литературе [1, с. 151]

$$P_{\max} = 0,58 \cdot \sigma_T \cdot [1 - (d_1 / D)^2] \cdot \chi = \\ = 0,58 \cdot 3,53 \cdot 10^8 \cdot [1 - (0,024 : 0,044)^2] \cdot 0,9363 = 1,3466 \cdot 10^8 \\ \text{Па.}$$

Предел текучести для стали σ_T определяется по формуле

$$\sigma_T = (17,4 + 0,4 \cdot C_m \cdot 10^8) : 10 = \\ = (17,4 + 0,4 \cdot 45 \cdot 10^8) : 10 = 3,53 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Вместо C_m подставляется цифра обозначения стали (например для стали 45 подставляется цифра 45).

При $(l / d_1) < 1$ у торцов охватывающей детали контактные давления больше давления в середине соединения, причем тем значительнее, чем меньше отношение (l / d_1) и радиус округления кромок охватывающей детали. Для посадки охватывающей детали на сплошной вал без отверстия эту поправку χ приближенно можно рассчитать по графику [1, с. 150, рис. 46] или формуле

$$\chi = 1,05 - (0,09 \cdot d_1 / l) = 1,05 - (0,09 \cdot 24 : 19) \approx 0,9363.$$

Поправка χ должна снижать величину предельного допустимого удельного контактного давления P_{\max} . При определении p эту поправку не вносят для повышения надежности соединения.

5.42. Допустимый натяг при котором ступица зубчатого колеса не разорвется при посадке на вал.

$$N_{oon} = P_{\max} \cdot d_1 \cdot \left(\frac{C_K}{E_K} + \frac{C_B}{E_B} \right) = 1,3466 \cdot 10^8 \cdot 0,024 \cdot (2,147 : 2,06 \cdot \\ 10^{11} + 0,7 : 2,06 \cdot 10^{11}) \approx 0,0447 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,0447 \text{ мм} = 44,7 \text{ мкм.}$$

5.43. Влияние микронеровностей отверстия R_{ZK} и вала R_{ZB} [1,с.152], с учётом коэффициентов величины смятия микронеровностей, зависящих от метода запрессовки K_1 и K_2 [1,с.151]. При механической запрессовке стальных деталей со смазкой

$$\Delta_{ш} = 2 \cdot (K_1 \cdot R_{ZK} + K_2 \cdot R_{ZB}) = 2 \cdot (0,25 \cdot 3,2 + 0,25 \cdot 1,6) = 2,4 \text{ мкм.}$$

При запрессовке нагревом отверстия или охлаждении вала $\Delta_{ш} = 0$.

5.44. Натяги для выбора посадок:

$$N'_{\min} = N_{\min} + \Delta_{ш} = 10,6 + 2,4 = 13 \text{ мкм};$$

$$N'_{\max} = N_{\max} + \Delta_{ш} = 44,7 + 2,4 = 47,1 \text{ мкм.}$$

Поля допусков на отверстие

$$\text{Ø } 24 \text{ H}6 \left(\begin{smallmatrix} +0,013 \\ 0,000 \end{smallmatrix} \right), (1, \text{ с.134, табл.12}).$$

Поля допусков на вал

$$\text{Ø } 24 \text{ s}5 \left(\begin{smallmatrix} +0,044 \\ +0,035 \end{smallmatrix} \right), (1, \text{ с.130, табл.11}).$$

$$\text{Посадка ступицы колеса на вал Ø } 24 \frac{\text{H}6 \left(\begin{smallmatrix} +0,013 \\ 0,000 \\ +0,044 \\ +0,035 \end{smallmatrix} \right)}{\text{s}5}$$

Натяги при которых ступица колеса будет прочно закреплена на валу и не разорвётся при закреплении на вал (рис. 5.3)

$$N_{\min \text{ табл.}} = 0,035 - 0,013 = 0,022 > 0,013 = N_{\min \text{ расч.}}$$

$$N_{\max \text{ табл.}} = 0,044 < 47,9 = N_{\max \text{ расч.}}$$

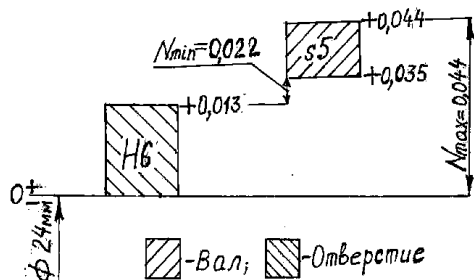


Рис. 5.3. Поля допусков и натяги ступицы колеса на вал

Зная величину d_1/D и $(p/\sigma_T)_{расч.}$, можно определить характер деформирования деталей: упругий, упруго-пластический или пластический [1, с.150]. Для деталей из хрупких материалов рекомендуется создавать натяги, вызывающие только упругое деформирование деталей. Использование упруго-пластических деформаций целесообразно для деталей из пластичных материалов, работающих при статических нагрузках.

Если расчетная величина $(p/\sigma_T)_{расч.} = 32 \cdot 10^6 : 3,53 \cdot 10^8 \approx \approx 0,091$ не превышает величину полученную по формуле

$$p/\sigma_T \approx 0,58 - 0,58 \cdot (d_1/D)^2, \quad (5.1)$$

$$p/\sigma_T \approx 0,58 - 0,58 \cdot (24 : 44)^2 \approx 0,407 > 0,091 \approx (p/\sigma_T)_{расч.},$$

значит натяги вызывают только упругую деформацию деталей.

Если расчетная величина превышает величину полученную по формуле (5.1), но не превышает величину полученную для $d_1/D = 0,1 \div 0,4$ по формуле

$$p/\sigma_T \approx 10,13 \cdot (d_1/D)^2 - 10,43 \cdot (d_1/D) + 3,61, \quad (5.2)$$

и для $d_1/D = 0,4 \div 1$ по формуле

$$p/\sigma_T \approx 1,3 \cdot (d_1/D)^2 - 3,6 \cdot (d_1/D) + 2,29, \quad (5.3)$$

значит натяги вызывают упруго-пластическую деформацию деталей.

Если расчетная величина превышает величины полученные по формулам (5.1) ÷ (5.3), значит натяги вызывают пластическую деформацию деталей.

Таблица 5.1

Нормы кинематической точности. Показатели (комплексы) точности

N комплек- кса	Показатель точности и его обозначение	Степень точности				Допуск	
		5, 6-я	7, 8-я	9-я	10, 11-я	Обозна- чение	N таб- лиц
<i>Зубчатая передача в сборе</i>							
-	Наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{iOr}	+	+	-	-	F'_{iO}	-
<i>Зубчатое колесо</i>							
	Наибольшая кинематическая погрешность колеса F'_{ir}	+	+	-	-	F'_i	-
I	Накопленная погрешность F_{pk} k шагов Накопленная погрешность F_{pr} шага	+	-	-	-	F_{pk} F_p	2
-	Накопленная погрешность F_{pr} шага	-	+	-	-	F_p	2
II	Погрешность обката F_{cr} Радиальное биение F_{rr} зубчатого венца	+	+	-	-	F_c F_r	3
111	Колебание F_{vwr} длины общей нормали Радиальное биение F_{rr} зубчатого венца	+	+	-	-	F_{vw} F_r	3
IV	Колебание F_{vwr} длины общей нормали Колебание F''_{ir} измерительного межосевого расстояния за оборот колеса	+	+	-	-	F_{vw} F''_i	3
V	Погрешность F_{cr} обката Колебание F''_{ir} измерительного межосевого расстояния за оборот колеса	+	+	-	-	F_c F''_i	3
-	Колебание F''_{ir} измерительного межосевого расстояния за оборот колеса	-	-	+	+	F''_i	3
-	Радиальное биение F_{rr} зубчатого венца	-	-	+	+	F_r	3

Таблица 5.2

Нормы кинематической точности зубчатого колеса. Допуски F_{pk} (на накопленную погрешность k шагов) и F_p (на накопленную погрешность шага зубчатого колеса), мкм

Степень точности колеса	F_{pk} при длине дуги делительной окружности d , мм								
	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	Св. 630 до 1000
	F_p при длине дуги делительной окружности d , мм								
	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	Св. 401 до 636,6	
6	11	16	20	22	25	32	45	63	80
7	16	22	28	32	36	45	63	90	112
8	22	32	40	45	50	63	90	125	160

Таблица 5.3

Нормы кинематической точности зубчатого колеса. Допуски, мкм

Делительный диаметр колеса d , мкм		Степень точности зубчатого колеса											
Св.	До	6			7			8			9		
		Модуль m , мм											
		1-3,5	3,5-6,3	6,3-10	1-3,5	3,5-6,3	6,3-10	1-3,5	3,5-6,3	6,3-10	1-3,5	3,5-6,3	6,3-10
Допуск F_r на радиальное биение зубчатого венца													
-	125	25	28	32	36	40	45	45	50	56	71	80	90
125	400	36	40	45	50	56	63	63	71	80	80	100	112
400	800	45	50	56	63	71	80	80	90	100	100	112	125
Допуск F''_i на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса													
-	125	36	40	45	50	56	63	63	71	80	90	112	125
125	400	50	56	63	71	80	90	90	100	112	112	140	160
400	800	63	71	80	90	100	112	112	125	140	140	160	180
Допуск $F_{\gamma w}$ на колебание длины общей нормали.													
Допуск F_c на погрешность обката													
-	125	16			22			28			-		
125	400	28			40			50			-		
400	800	45			60			80			-		

Таблица 5.4

Нормы плавности работы. Показатели (комплексы) точности

№ комплекса	Показатель точности и его обозначение	Степень точности		Допуск	
		5 - 8	9 - 11	Обозначение	№ таблиц
Зубчатая передача с коэффициентом осевого перекрытия ε_β , большим 2 (для 6-й степени точности); 2,5 (для 7-й степени точности) и 3 (для 8-й степени точности)					
-	Циклическая погрешность f_{zkr}	+	-	f_{zko}	5
Зубчатая передача с коэффициентом осевого перекрытия ε_β , меньшим 2 (для 6-й степени точности); 2,5 (для 7-й степени точности) и 3 (для 8-й степени точности)					
-	Циклическая погрешность f_{zoz} зубцовой частоты	+	-	f_{zoo}	-
-	Местная кинематическая погрешность f'_{ior}	+	-	f'_{io}	6
Зубчатое колесо с любым коэффициентом осевого перекрытия ε_β					
-	Колебание f''_{ir} измерительного межосевого расстояния на одном зубе	-	+	f''_i	6
-	Отклонение f_{pbr} шага зацепления	-	+	f_{pb}	6
-	Отклонение f_{pir} шага	-	+	f_{pt}	6
Зубчатое колесо с коэффициентом ε_β , меньшим 2 (для 6-й степени точности); 2,5 (для 7-й степени точности) и 3 (для 8-й степени точности)					
-	Местная циклическая погрешность f'_{ir} зубцовой частоты	+	-	f'_i	6
-	Циклическая погрешность f_{zr} зубцовой частоты	+	-	f_{zz}	-
-	Отклонение f_{pbr} шага зацепления	+	-	f_{pb}	6
<i>VI</i>	Погрешность f_{ir} профиля зуба			f_f	
<i>VII</i>	Отклонение f_{pbr} шага зацепления	+	-	f_{pb}	6
	Отклонение f_{pir} шага			f_{pt}	
-	Колебание f''_{ir} измерительного межосевого расстояния на одном зубе	+	-	f''_i	6
Зубчатое колесо с коэффициентом ε_β , большим 2 (для 6-й степени точности); 2,5 (для 7-й степени точности) и 3 (для 8-й степени точности)					
-	Циклическая погрешность f_{zkr}	+	-	f_{zk}	5
-	Отклонение f_{pir} шага	+	-	f_{pt}	6

Таблица 5.5

Нормы плавности работы. Допуски f_{zk} или f_{zko}

Степень точности колеса	Частота k циклической погрешности за оборот зубчатого колеса		Делительный диаметр d , мм							
			До 125		Св. 125 до 400		Св.400 до 800		Св.800 до 1600	
			Модуль m , мм							
			Св.	До	От 1 до 6,3	От 6,3 до 10	От 1 до 6,3	От 6,3 до 10	От 1 до 6,3	От 6,3 до 10
6	2	4	11	14	16	19	21	24	24	30
	4	8	8	10	12	14	15	17	17	21
	8	16	6	7,5	8,5	10,5	11	13	13	16
	16	32	4,8	6	6,7	8	9	10	10	13
	32	63	3,8	5	5,6	6,7	7,1	8,5	8	10
	63	125	3,2	4,2	4,8	5,6	6	7,1	7,1	8,5
	125	250	3	3,6	4,2	5	5,3	6,3	6	7,5
	250	500	2,6	3,4	3,8	4,5	5	5,6	5,6	7,1
500	1000	2,5	3,2	3,6	4,2	4,5	5,3	5,3	6,7	
7	2	4	18	22	26	30	32	38	36	48
	4	8	13	16	18	22	24	28	26	34
	8	16	9,5	12	14	16	18	21	20	25
	16	32	7,5	9,5	11	13	14	16	16	20
	32	63	6	8	9	10	12	14	13	16
	63	125	5,3	6,7	7,5	9	9,5	11	11	14
	125	250	4,5	6	6,7	8	8,5	10	9,5	12
	250	500	4,2	5,3	6	7,1	8	9	11	10
500	1000	4	5	5,6	6,7	7,1	8,5	10	9	
8	2	4	25	32	36	42	45	53	53	63
	4	8	18	22	26	30	34	38	38	48
	8	16	14	17	20	22	25	28	28	36
	16	32	11	13	15	18	20	22	22	28
	32	63	8,5	11	12	15	16	18	18	22
	63	125	7,1	9,5	10	12	14	16	15	19
	125	250	6,7	8	9,5	11	12	14	13	17
	250	500	6	7,5	8,5	10	11	13	12	16
500	1000	5,6	7,1	8	9,5	10	12	11	15	

Таблица 5.6

Нормы плавности работы зубчатого колеса. Допуски, мкм

Делитель- ный диаметр колеса d , мм		Степень точности зубчатого колеса											
		6			7			8			9		
		Модуль m , мм											
Св.	До	От 1	Св. 3,5	Св. 6,3	От 1	Св. 3,5	Св. 6,3	От 1	Св. 3,5	Св. 6,3	От 1	Св. 3,5	Св. 6,3
		до 3,5	до 6,3	до 10	до 3,5	до 6,3	до 10	до 3,5	до 6,3	до 10	до 3,5	до 6,3	до 10

Предельные отклонения $\pm f_{pt}$ шага

-	125	10	13	14	14	18	20	20	25	28	28	36	40
125	400	11	14	16	16	20	22	22	28	32	32	40	45
400	800	13	14	18	18	20	25	25	28	36	36	40	50

Предельные отклонения $\pm f_{pb}$ шага зацепления

-	125	9,5	12	13	13	17	19	19	24	26	26	34	38
125	400	10	13	15	15	19	21	21	26	30	30	38	42
400	800	12	13	17	17	19	24	24	26	34	34	38	45

Допуск f''_i на колебание измерительного межосевого расстояния
на одном зубе

-	125	14	18	20	20	25	28	28	36	40	36	45	50
125	400	16	20	22	22	28	32	32	40	45	40	50	56
400	800	18	20	22	25	28	32	36	40	45	45	50	56

Допуск f_f на погрешность профиля зуба

-	125	8	10	12	11	14	17	14	20	22	-	-	-
125	400	9	11	13	13	16	19	18	22	28	-	-	-
400	800	12	14	16	17	20	24	25	28	36	-	-	-

Допуск f'_i на местную кинематическую погрешность
зубчатого колеса

-	125	18	22	28	25	32	36	36	45	50	-	-	-
125	400	20	25	30	30	36	40	40	50	60	-	-	-
400	800	25	28	32	36	40	50	50	56	71	-	-	-

Таблица 5.7

Нормы контакта зубьев. Показатели (комплексы) точности

Комплекс	Показатели точности	Степень точности		
		5 - 9	10 - 11	12
<i>Зубчатая передача</i>				
VIII	Отклонение f_{kr} от параллельности осей Перекос осей f_{yr}	+	+	9
-	Суммарное пятно контакта	+	+	8
-	Мгновенное пятно контакта	+	+	-
Зубчатое колесо с коэффициентом осевого перекрытия ε_β , меньшим 2 (для 6-й степени точности); 2,5 (для 7-й степени точности) и 3 (для 8-й степени точности)				
-	Погрешность $F_{\beta r}$ направления зуба	+	+	9
-	Суммарная погрешность F_{kr} контактной линии	+	+	Примечание 2
Зубчатое колесо с коэффициентом ε_β , большим или равным 2 (для 6-й степени точности); 2,5 (для 7-й степени точности) и 3 (для 8-й степени точности)				
IX	Отклонение F_{pxnr} осевых шагов по нормали Суммарная погрешность F_{kr} контактной линии	+	-	9 Примечание 2
X	Отклонение F_{pxnr} осевых шагов по нормали Отклонение f_{pbr} шага зацепления	+	-	9 6

Примечания. 1. Комплекс VIII только для передач с нерегулируемым расположением осей.

2. Суммарная погрешность F_{kr} контактной линии — расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными контактными линиями, условно наложенными на плоскость (поверхность) зацепления, между которыми размещается действительная контактная линия на активной боковой поверхности. Эта погрешность ограничена допуском F_k , который для ширины зубчатого венца колеса $B \leq 40$ мм, степени точности $C_T = 6 \div 10$ и модуля $m = 1 \div 3,5$ определяется по формуле

$$F_{kr} = 180 - 54 \cdot C_T + 4,5 \cdot C_T^2,$$

а для степени точности $C_T = 6 \div 10$ и модуля $m = 3,5 \div 6,3$ по формуле

$$F_{kr} = 200 - 60 \cdot C_T + 5 \cdot C_T^2.$$

Таблица 5.8

Нормы контакта зубьев в передаче. Относительные размеры суммарного пятна контакта в процентах

Суммарное пятно контакта	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
По высоте зубьев, не менее	65	60	55	50	45	40	30	25	20	
По длине зубьев, не менее	95	90	80	70	60	50	40	30	25	

Таблица 5.9

Нормы контакта зубьев. Предельные отклонения $\pm F_{pxn}$ осевых шагов по нормали, допуск F_β на направление зуба, допуск f_x параллельности осей и допуск f_y на перекос осей, мкм

Степень точности	Допуск	Ширина зубчатого венца (полушеврона) или длина контактной линии, мм						
		До 40	Св.40 До100	Св.100 До160	Св.160 До250	Св.250 До400	Св.400 До630	Св.630 До1000
5	F_{pxn}	± 11	± 12	± 14	± 16	± 20	± 25	± 32
	F_β, f_x	7	10	12	16	18	22	25
	f_y	4	5	6,3	8	9	11	12
6	F_{pxn}	± 12	± 14	± 16	± 20	± 25	± 30	± 40
	F_β, f_x	9	12	16	20	25	28	32
	f_y	4,5	6,3	8	10	12	14	16
7	F_{pxn}	± 16	± 18	± 20	± 25	± 32	± 40	± 50
	F_β, f_x	11	16	20	25	28	32	40
	f_y	5,6	8	10	12	14	16	20
8	F_{pxn}	± 25	± 28	± 32	± 45	± 60	-	-
	F_β, f_x	18	25	32	40	45	56	-
	f_y	9	12	16	20	22	28	-
9	F_{pxn}	± 40	± 45	± 50	± 60	± 71	± 90	-
	F_β, f_x	28	40	50	63	71	90	-
	f_y	14	20	25	30	36	45	-
10	F_β, f_x	45	63	80	100	112	140	-
	f_y	22	32	40	50	56	71	-
11	F_β, f_x	71	100	125	160	180	224	-
	f_y	36	50	63	80	90	112	-
12	F_β, f_x	112	160	200	250	280	355	-
	f_y	56	80	100	125	140	180	-

Нормы бокового зазора. Показатели и допуски

Показатель и допуск	Обозначение	№ таблицы
<i>Передача с нерегулируемым расположением осей</i>		
Предельные отклонения межосевого расстояния:	$+f_a$	11
	$-f_a$	11
<i>Передача с регулируемым расположением осей</i>		
Наименьший гарантированный боковой зазор	$j_{n \min}$	11
<i>Зубчатое колесо</i>		
Наименьшее дополнительное смещение исходного контура зубчатого колеса: с внешними зубьями с внутренними зубьями Допуск на смещение исходного контура	$-E_{Hs}$	12
	$+E_{Hi}$	12
	T_H	13
Наименьшее отклонение длины общей нормали для колеса: с внешними зубьями с внутренними зубьями Допуск на длину общей нормали	$-E_{ws}$	14
	$+E_{wi}$	14
	T_w	15
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали для колеса: с внешними зубьями с внутренними зубьями Допуск на среднюю длину общей нормали	$-E_{Wms}$	16
	$+E_{Wmi}$	16
	T_{wm}	17
Наименьшее отклонение толщины зуба Допуск на толщину зуба	E_{cr}	18
	T_c	19
Предельное отклонение измерительного межосевого расстояния для колеса с внешними зубьями: верхнее (равное f''_i) нижнее (равное T_H) То же, для колеса с внутренними зубьями: верхнее (равное T_H) нижнее (равное f''_i)	$E_{a''s}$	6
	$E_{a''i}$	13
	$E_{a''s}$	13
	$E_{a''i}$	6

Таблица 5.11

Нормы бокового зазора. Показатели $j_{n \min}$ и f_a , мм

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния*	Межосевое расстояние a_w , 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
Гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$									
<i>H</i>	<i>I</i>	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>E</i>	<i>II</i>	30	35	40	46	52	57	63	70
<i>D</i>	<i>III</i>	46	54	63	72	81	89	97	110
<i>C</i>	<i>IV</i>	74	87	100	115	130	140	155	175
<i>B</i>	<i>V</i>	120	140	160	185	210	230	250	280
<i>A</i>	<i>VI</i>	190	220	250	290	320	360	400	440
Предельные отклонения $\pm f_a$ межосевого расстояния: верхнее (со знаком «+») и нижнее (со знаком «—»)									
-	<i>I</i>	10	11	12	14	16	18	20	22
<i>H, E</i>	<i>II</i>	16	18	20	22	25	28	30	35
<i>D</i>	<i>III</i>	22	28	30	35	40	45	50	55
<i>C</i>	<i>IV</i>	35	45	50	55	60	70	80	90
<i>B</i>	<i>V</i>	60	70	80	90	100	110	120	140
<i>A</i>	<i>VI</i>	100	110	120	140	160	180	200	220

* Класс отклонений межосевого расстояния используется при изменении соответствия между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния.

В результате увеличения температуры при работе передачи размеры колес увеличиваются в большей степени, чем расстояние между их осями, а поэтому боковой зазор уменьшается. Величина гарантированного бокового зазора, необходимая для компенсации температурных деформаций и размещения смазки

$$J_{n \min} = V + a_w \cdot (a_1 \cdot \Delta t_1^\circ - a_2 \cdot \Delta t_2^\circ) \cdot 2 \sin a,$$

где V - толщина слоя смазки между зубьями (для тихоходных передач $V \approx 0,01 \cdot m_n$, для высокоскоростных передач V до $0,03 \cdot m_n$); a_w - межосевое расстояние; коэффициенты линейного расширения материала стальных колес $a_1 = 11,5 \cdot 10^{-6}$ и чугунного корпуса $a_2 = 10,5 \cdot 10^{-6}$; Δt_1° и Δt_2° - отклонение температур колес и корпуса от 20°C ; a - угол профиля исходного контура.

Таблица 5.12

Нормы бокового зазора. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура (для колеса с внешними зубьями - E_{Hs} , т. е. со знаком «минус», а для колеса с внутренними зубьями $+E_{Hi}$, т.е. со знаком «плюс»), мкм

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. 100 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000
H	3—6	12	14	16	18	20	22	25	28	30	40
	7	14	16	18	20	22	25	28	30	35	45
E	3—6	30	35	40	46	52	57	63	70	80	90
	7	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100
D	3—6	46	54	63	72	81	89	97	110	125	140
	7	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160
	8	55	70	80	90	100	110	120	140	160	180
C	3—6	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230
	7	80	100	110	120	140	160	180	200	220	250
	8	90	110	120	140	160	180	200	220	250	280
	9	100	120	140	160	180	200	220	250	280	300
B	3—6	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360
	7	140	160	180	200	250	250	280	300	350	400
	8	140	160	200	220	250	280	300	350	400	450
	9	160	180	200	250	280	300	350	400	400	450
	10	160	200	220	250	300	350	350	400	450	500
	11	180	220	250	280	300	350	400	400	500	550
A	3—6	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560
	7	200	250	280	300	350	400	450	500	550	600
	8	220	280	300	350	400	450	500	550	600	700
	9	250	280	350	400	400	500	500	600	700	800
	10	280	300	350	400	450	500	550	600	700	800
	11	280	350	400	450	500	550	600	700	800	900
	12	300	350	450	500	500	600	700	700	800	900

Таблица 5.13

Нормы бокового зазора. Допуск T_n на смещение исходного контура, мкм

Допуск F_r на радиальное биение зубчатого венца, мкм		Вид сопряжения							
		Н, Е	D	C	B	A	-	-	-
		Вид допуска							
Св.	До	h	d	c	b	a	z	y	x
-	8	28	35	45	55	70	90	110	140
8	10	30	40	50	60	80	100	120	160
10	12	35	40	55	70	80	100	140	160
12	16	40	45	60	70	90	110	140	180
16	20	40	55	70	80	100	120	160	200
20	25	45	60	80	90	110	140	180	220
25	32	55	70	90	100	140	160	200	250
32	40	60	80	100	120	160	180	250	300
40	50	70	90	120	140	180	220	280	350
50	60	80	100	140	180	200	250	350	400
60	80	110	140	180	200	250	300	400	500
80	100	120	160	200	250	300	350	500	600
100	125	160	200	250	300	350	450	600	700
125	160	200	250	300	400	450	550	700	900
160	200	250	300	400	500	550	700	900	1100
200	250	300	350	500	600	700	900	1100	1400
250	320	450	450	600	700	900	1100	1400	1800
320	400	450	600	700	900	1100	1400	1600	2000
400	500	550	700	900	1200	1400	1600	2000	2500
500	630	700	900	1200	1400	1600	2000	2500	3000
630	800	900	1200	1400	1800	2000	2500	3500	4000

Примечание. Величина F_r устанавливается в соответствии с нормой кинематической точности по табл. 5.3.

Таблица 5.14

Нормы бокового зазора. Наименьшее отклонение длины общей нормали E_w (для колеса с внешними зубьями со знаком «минус», а для колеса с внутренними зубьями со знаком «плюс»). Наименьшее отклонение E_{wm} средней длины общей нормали. Слагаемое 1 (для колеса с внешними зубьями со знаком «минус», а для колеса с внутренними зубьями со знаком «плюс»), мкм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный цилиндр 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
Н	3 - 6	8	10	11	12	14	16	18	20
	7	10	10	12	14	16	18	20	22
Е	3 - 6	20	24	28	30	35	40	45	50
	7	25	30	30	35	40	45	50	55
D	3 - 6	30	35	40	50	55	60	70	70
	7	35	40	50	55	60	70	70	80
	8	40	50	50	60	70	70	80	90
C	3 - 6	50	60	70	80	90	100	110	120
	7	55	70	70	80	100	110	120	140
	8	60	80	80	100	110	120	140	140
	9	70	80	100	110	120	140	140	160
B	3 - 6	80	100	110	120	140	160	180	200
	7	100	110	120	140	180	180	200	200
	8	100	110	140	140	180	200	200	250
	9	110	120	140	160	200	200	250	280
	10	110	140	160	180	200	250	250	280
A	3—6	120	140	180	200	220	250	280	300
	7	140	180	200	200	250	280	300	350
	8	160	200	200	250	280	300	350	350
	9	180	200	250	280	280	350	350	400
	10	200	200	250	280	300	350	400	400
	11	200	250	280	300	350	350	400	500
	12	200	250	300	350	350	400	500	500

Таблица 5.15

Нормы бокового зазора. Допуск T_w на длину общей нормали, мкм

Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм		Вид сопряжения							
		H, E	D	C	B	A	-	-	-
		Вид допуска							
Св.	До	h	d	c	b	a	z	y	x
-	8	20	25	35	35	50	60	80	100
8	10	20	28	35	40	55	70	80	110
10	12	25	28	35	50	55	70	100	110
12	16	28	30	40	50	60	70	100	120
16	20	28	35	50	55	70	80	110	140
20	25	30	40	55	60	80	100	120	140
25	32	35	50	60	70	100	110	140	180
32	40	40	55	70	80	110	120	180	200
40	50	50	60	80	100	120	140	200	250
50	60	60	70	100	120	140	180	250	280
60	80	70	100	120	140	180	200	280	350
80	100	80	110	140	180	200	250	350	400
100	125	100	140	180	200	250	300	400	500
125	160	140	180	200	280	300	350	500	600
160	200	160	200	280	350	350	500	600	800
200	250	200	250	350	400	500	600	800	1000
250	320	250	300	400	500	600	800	1000	1200
320	400	300	400	500	600	700	1000	1100	1400
400	500	400	500	600	700	1000	1100	1400	1800
500	630	450	600	700	1000	1100	1400	1800	2000
630	800	600	700	1000	1200	1400	1800	2500	2800

Примечание. Величина F_r устанавливается в соответствии с нормой кинематической точности по табл. 5.3.

Таблица 5.16

Нормы бокового зазора. Наименьшее отклонение E_{wm} средней длины общей нормали. Слагаемое II (для колеса с внешними зубьями со знаком «минус», а для колеса с внутренними зубьями со знаком «плюс»), мкм

Допуск F_r на радиальное биение зубчатого венца, мкм													
До	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.	Св.
8	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	125
	до	до	до	до	до	до	до	до	до	до	до	до	до
	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	125	160
2	2	3	3	4	5	7	9	11	14	18	22	25	35

Таблица 5.17

Нормы бокового зазора. Допуск на среднюю длину
общей нормали $T_{\text{вн}}$, мкм

Допуск F_r на радиаль- ное биение зубчатого венца, мкм		Вид сопряжения							
		H, E	D	C	B	A	-	-	-
		Вид допуска							
Св.	До	h	d	c	b	a	z	y	x
-	8	16	20	28	35	45	60	70	90
8	10	16	25	30	40	50	60	80	100
10	12	18	25	30	40	50	60	90	100
12	16	20	25	35	40	55	70	90	110
16	20	20	28	40	45	60	70	100	120
20	25	20	30	45	50	60	80	110	140
25	32	22	35	45	55	80	100	120	160
32	40	25	40	50	60	90	110	160	180
40	50	25	40	60	70	100	120	180	220
50	60	28	40	70	100	110	140	220	250
60	80	30	60	90	100	140	180	240	300
80	100	40	70	110	120	150	200	300	350
100	125	55	80	120	140	180	250	350	400
125	160	70	100	140	200	240	300	400	550
160	200	80	120	180	250	280	400	500	700
200	250	100	140	240	300	350	500	600	800
250	320	100	160	280	350	450	600	800	1100
320	400	140	240	300	450	550	800	900	1200
400	500	160	250	400	550	700	800	1100	1400
500	630	200	350	550	700	800	1100	1400	1800
630	800	280	500	600	900	1000	1400	2000	2400

Примечание. Величина F_r устанавливается в соответствии с нормой кинематической точности по табл. 5.3.

Таблица 5.18

Нормы бокового зазора. Наименьшее отклонение E_{cr} толщины зуба,
мкм

Вид со-пря-же-ния	Сте-пень то-ч-но-сти по нор-мам плав-но-сти	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	Св. 800 до 1000	Св. 1000 до 1250	Св. 1250 до 1600
H	3—6	9	10	12	14	16	16	18	20	22	30	35	35
	7	10	12	14	14	16	18	20	22	25	35	35	40
E	3—6	22	25	30	35	40	40	45	50	60	70	80	90
	7	25	30	35	35	40	45	50	60	70	70	90	100
D	3—6	35	40	45	55	60	60	70	80	90	100	120	140
	7	35	45	50	60	70	70	80	90	100	120	140	160
	8	40	50	60	70	70	80	90	100	120	140	140	180
C	3-6	55	60	70	80	90	110	110	120	140	160	180	220
	7	60	70	80	90	100	120	140	140	160	180	200	250
	8	70	80	90	100	120	140	140	160	180	200	220	300
	9	70	90	100	120	140	140	140	180	200	220	250	350
B	3—6	90	100	120	140	160	160	180	200	220	250	300	350
	7	100	120	140	140	180	180	200	220	250	300	350	400
	8	100	120	140	160	180	200	220	250	300	350	350	450
	9	120	140	160	180	200	220	250	300	300	350	400	500
	10	120	140	180	180	220	250	250	300	350	400	450	500
	11	140	160	180	200	220	250	300	300	350	400	450	600
A	3-6	140	160	180	200	250	250	300	300	350	400	500	600
	7	150	180	200	220	250	300	350	350	400	450	500	700
	8	160	200	220	250	300	350	350	400	450	500	600	700
	9	180	200	250	300	300	350	350	450	500	600	700	700
	10	200	220	250	300	350	350	450	450	500	600	700	800
	11	200	240	300	350	350	400	450	500	600	700	700	900
	12	220	250	350	350	350	450	500	500	600	700	800	900

Таблица 5.19

Нормы бокового зазора. Допуск T_c на толщину зуба, мкм

Допуск F_r на радиаль- ное биение зубчатого венца, мкм		Вид сопряжения							
		H, E	D	C	B	A	-	-	-
		Вид допуска							
Св.	До	h	d	c	b	a	z	y	x
-	8	20	25	35	40	50	70	80	100
8	10	22	30	35	45	60	70	90	120
10	12	25	30	35	50	60	70	100	120
12	16	30	35	45	50	70	80	100	140
16	20	30	40	50	60	70	90	120	140
20	25	35	45	60	70	80	100	140	160
25	32	40	50	70	70	100	140	140	180
32	40	45	60	70	90	120	140	180	220
40	50	50	70	90	100	140	160	200	250
50	60	70	70	100	140	140	180	250	300
60	80	70	100	140	140	180	220	300	350
80	100	90	120	160	180	220	250	350	450
100	125	120	140	180	220	250	350	450	500
125	160	140	180	220	300	350	400	500	700
160	200	180	220	300	350	400	500	700	800
200	250	220	250	350	450	500	700	800	1000
250	320	250	350	450	500	700	800	1000	1400
320	400	350	450	500	700	800	1000	1200	1400
400	500	400	500	700	800	1000	1200	1400	1800
500	630	500	700	900	1000	1200	1400	1800	2200
630	800	700	700	1000	1400	1400	1800	2500	3000

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

Нормирование точности подшипников качения

1. Цель работы: ознакомление с конструкцией, допусками и посадками подшипников.

2. Оборудование, изделие, приборы, инструменты.

Условное обозначение подшипника (размеры подшипников приведены в табл. 6.1), микрометр, штангенциркуль.

3. Последовательность выполнения работы.

3.1. Прочсть п. 4 «Общие положения».

3.2. По полученному заданию (табл. 6.1) определить номинальные размеры подшипника и отклонения (табл. 6.2).

3.3. Назначить посадки (табл. 6.3 ÷ 6.7, 6.9 ÷ 6.10), установить шероховатость (табл. 6.8) и определить область применения подшипника.

3.4. Выполнить эскиз посадок подшипника с указанием квалитетов точности (согласно рис. 6.4) и составить схемы расположения полей допусков деталей (согласно рис. 6.3).

4. Общие положения

Требования к точности изготовления деталей и сборки подшипников качения установлены ГОСТ. Основными показателями точности подшипников качения (рис. 6.1) являются: точность присоединительных поверхностей, т. е. точность формы и размеров отверстия с диаметром d во внутреннем кольце 1, цилиндрической поверхности с диаметром D наружного кольца 2 и ширины колец B ; точность размеров и формы тел качения 3, а также дорожек качения 5 и 6 внутреннего и наружного колец; радиальное и осевое биения дорожек качения; постоянство ширины колец; биение базового торца внутреннего кольца относительно отверстия, а также посадочной поверхности

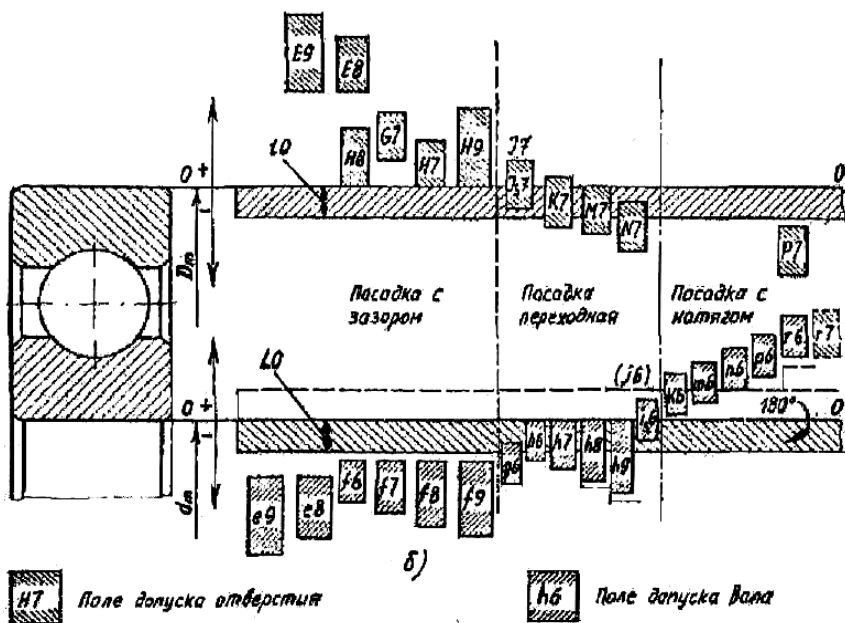
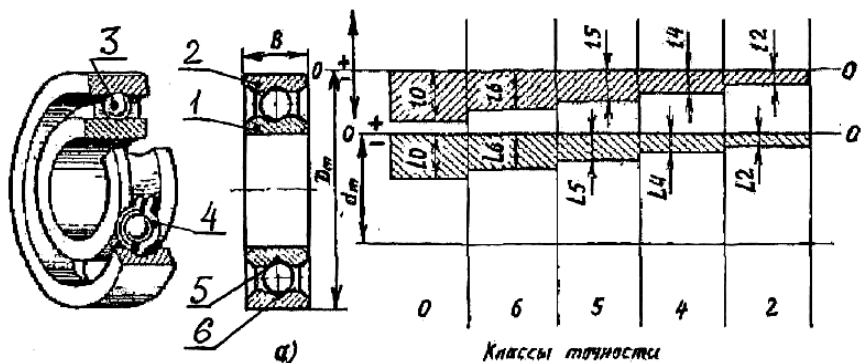


Рис. 6.1. Схемы расположения полей допусков:
 а — среднего наружного диаметра и внутреннего диаметра отверстия подшипников; б — при посадках подшипников 0-го класса точности

наружного кольца относительно базового торца; шероховатость посадочных и торцовых поверхностей колец, равномерное распределение тел качения сепаратором 4.

В зависимости от перечисленных показателей все типы подшипников качения делят на пять классов точности: 0, 6, 5, 4, 2 (в порядке повышения точности). Подшипники высокой точности стоят дорого и должны применяться в обоснованных случаях. Класс точности (кроме класса 0) указывают через тире перед условным обозначением подшипника, например 6—205.

Кольца многих типов подшипников имеют малую толщину, сравнительно легко деформируются и после сборки с валами и корпусами принимают форму круглых цилиндров, имеющих некоторые средние диаметры. Годными являются те кольца, у которых действительные значения средних диаметров не выходят за предельные значения средних диаметров. Верхние и нижние отклонения диаметров колец подшипников приведены в табл. 6.2.

Поля допусков наружного и внутреннего диаметров подшипников качения расположены ниже нулевой линии. Таким образом, поле допуска наружного диаметра подшипника D занимает такое же положение, как поле допуска основного вала, а поле допуска внутреннего диаметра d , по сравнению с полем допуска основного отверстия, перевернуто относительно нулевой линии.

На характер соединения подшипников с деталями механизмов большое влияние оказывает вид нагружения колец подшипников качения, который зависит от того, какое кольцо вращается относительно результирующей радиальной нагрузки, действующей на подшипник (рис. 6.2). Различают три вида погружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

При местном погружении кольцо воспринимает радиальную нагрузку P_n постоянную по направлению, лишь ограниченным участком дорожки качения и передает ее

соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса.

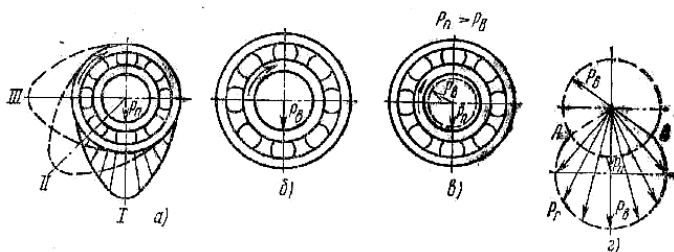


Рис. 6.2. Виды нагружения колец подшипников качения

При циркуляционном погружении кольцо воспринимает радиальную нагрузку P_n последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхностью вала или корпуса.

При колебательном нагружении кольцо воспринимает равнодействующую P_r двух радиальных нагрузок (P_n постоянная по направлению; P_b вращается; $|P_b| < |P_n|$) ограниченным участком окружности дорожки и качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности корпуса или вала.

Схемы расположения полей допусков средних диаметров D_m (наружного) и d_m (внутреннего) подшипников показаны на рис. 6.1.

Выбор посадки колец подшипника определяется характером его нагружения (местное, циркуляционное, колебательное), зависящим от того, вращается или не вращается кольцо относительно действующей на него нагрузки.

Местно-нагруженные кольца должны иметь соединение с зазором или незначительный натяг между кольцом и сопрягаемой деталью.

Циркуляционно-нагруженные кольца должны иметь неподвижное соединение с сопрягаемой деталью.

Колебательно-нагруженные кольца должны иметь плотно-подвижное соединение.

При местном нагружении кольца посадки подшипников на вал и в корпус выбирают по табл. 6.3, а при колебательном нагружении кольца (невращающегося) – по табл. 6.4.

При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки на вал и в корпус выбирают по величине P_R – интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности кольца или по величине минимального допустимого натяга N_{\min} . Допускаемые значения P_R , подсчитанные по средним значениям посадочных натягов, приведены в табл. 6.5.

Интенсивность радиальной нагрузки определяется по формуле

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \text{ Н/мм}, \quad (6.1)$$

где R – радиальная нагрузка на опору, Н; b – рабочая ширина посадочного места, мм; $b = B - 2 \cdot r$ (B – ширина кольца подшипника, мм; r – радиус округления кромок отверстия внутреннего кольца, мм); K_1 – динамический коэффициент посадки табл. 6.6; K_2 – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (табл. 6.7) (при сплошном вале $K_2 = 1$). K_3 – коэффициент, неравномерности распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки R_o на опору. Для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом $K_3 = 1$.

Если динамический коэффициент K_1 найти точно затруднительно, посадку можно определить по минимально допустимому натягу $[N_{\min}]$ между циркуляционно-

нагруженным кольцом и поверхностью сопрягаемого с ним вала.

$$[N_{\min.}] \approx \frac{13 \cdot R \cdot K_c}{10^6 \cdot (B - 2 \cdot r) \cdot 10^{-3}} \text{ мм}, \quad (6.2)$$

где R - радиальная нагрузка, кН; K_c - коэффициент серии (для подшипников легкой серии $K_c = 2,8$, средней $K_c = 2,3$ и тяжелой $K_c = 2,0$). По найденному значению $[N_{\min.}]$ выбирают ближайшую посадку. Во избежание разрыва колец подшипника наибольший натяг посадки не должен превышать максимально допускаемого натяга

$$[N_{\max}] = \frac{11,4 \cdot [\sigma]_d \cdot K_c \cdot d \cdot 10^{-3}}{(2 \cdot K_c - 2) \cdot 10^3} \text{ мм}, \quad (6.3)$$

где $[\sigma]_d$ — допускаемое напряжение при растяжении (для подшипниковой стали $[\sigma]_d \approx 400$ МПа), d — диаметр шипа, мм, для внутреннего кольца подшипника.

Необходимо проверять после сборки подшипниковый узел, не выходят ли радиальные зазоры из допустимых пределов. При работе подшипников, работающих в условиях повышенных температур, необходимо выбирать посадку с натягом тем большим, чем выше рабочая температура подшипника.

5. Пример нормирования подшипника качения

Выбрать посадки циркуляционно нагруженного внутреннего кольца и местно нагруженного наружного кольца радиального однорядного подшипника. Крутящий момент на втором валу с зубчатым колесом $M_{кр2} \approx 44$ Н·м, делительная окружность зубчатого колеса $d_d = 0,16$ м. Осевая сила вращающая зубчатое колесо $P = \frac{2 \cdot M_2}{d_d} = 2 \cdot 44 : 0,16 = 550$

Н.

Радиальная реакция опоры (радиальная сила изгибающая вал) приходящаяся на два подшипника

$$R = P \cdot \operatorname{tg} \alpha = 550 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 550 \cdot 0,364 \approx 200,2 \text{ Н.}$$

Если нагрузка на подшипники одинаковая, то радиальная реакция приходящаяся на один подшипник

$$R = 200,2 : 2 = 100,1 \text{ Н.}$$

Нагрузка спокойная, перегрузка до 150%. Осевой нагрузки нет. Диаметр шипа d , мм, для внутреннего кольца подшипника на 4 мм меньше диаметра вала $d_1 = 24$ мм

$$d = d_1 - 4 = 24 - 4 = 20 \text{ мм.}$$

Диаметр кольца устанавливаемого на шип $d = 20$ мм. Выбор подшипника: $d : 5 = 20 : 5 = 4$. Принимаем подшипник № 104, класса точности 0. Диаметр внутреннего кольца $d = 20$ мм; диаметр наружного кольца $D = 42$ мм; ширина $B = 12$ мм; радиусы $r = 1,0$ мм (табл. 6.1). Рабочая ширина посадочного места

$$b = B - 2 \cdot r = 12 - 2 \cdot 1,0 = 10 \text{ мм.}$$

Интенсивность радиальной нагрузки определяется по формуле (6.1)

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = (100,1 : 10) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \approx 10 \text{ Н/мм.}$$

Диаметр и поле допуска вала $i_5 6$ для посадки внутреннего кольца подшипника $\Phi 20 i_5 6 \begin{pmatrix} +0,0065 \\ -0,0065 \end{pmatrix}$, (табл. 6.5 и 6.9). Диаметр и поле допуска внутреннего кольца подшипника $\Phi 20 L0 \begin{pmatrix} 0,000 \\ -0,010 \end{pmatrix}$, (табл. 6.2). Посадка внутреннего кольца подшипника на шип

$$\Phi 20 \frac{L0 \begin{pmatrix} 0 \\ -0,010 \\ +0,0065 \\ -0,0065 \end{pmatrix}}{i_5 6}$$

Минимальный натяг $N_{\min} = 0,0035$ мм; максимальный натяг $N_{\max} = 0,0165$ мм. По формулам (6.2) и (6.3) определяется минимально допустимый натяг $[N_{\min}]$ и максимально

$$\begin{aligned} \text{допустимый натяг } [N_{\max}]: \quad [N_{\min}] &\approx \frac{13 \cdot R \cdot K_c}{10^6 \cdot (B - 2 \cdot r) \cdot 10^{-3}} \approx \\ &\approx (13 \cdot 0,1 \cdot 2,8) : [10^6 \cdot (12 - 2 \cdot 2) \cdot 10^{-3}] \approx 0,000364 \text{ мм} \approx 0,4 \text{ мкм;} \end{aligned}$$

$$[N_{max}] \approx \frac{11,4 \cdot [\sigma]_d \cdot K_c \cdot d \cdot 10^{-3}}{(2 \cdot K_c - 2) \cdot 10^3} \approx$$

$$\approx (11,4 \cdot 400 \cdot 20 \cdot 10^{-3}) : [(2 \cdot 2,8 - 2) \cdot 10^3] \approx 0,0253 \text{ мм} \approx 25 \text{ мкм}$$

Максимально допустимый натяг $[N_{max}] = 0,0253$ мм больше максимального натяга $N_{max} = 0,0165$ мм, следовательно внутреннее кольцо подшипника не разорвется.

Минимально допустимый натяг $[N_{min.}] = 0,000364$ мм меньше минимального натяга $N_{min} = 0,0035$ мм, следовательно внутреннее кольцо подшипника закреплено на валу прочно.

Диаметр и поле допуска отверстия H7 в корпусе для посадки наружного кольца подшипника: $\Phi 42 H7 \begin{pmatrix} +0,025 \\ 0,000 \end{pmatrix}$ (табл. 6.3 и 6.10). Диаметр и поле допуска D_m наружного кольца подшипника: $\Phi 42 I0 \begin{pmatrix} 0,000 \\ -0,011 \end{pmatrix}$ (табл. 6.2).

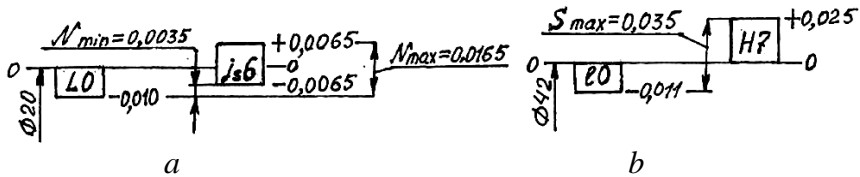


Рис. 6.3. Схемы расположения полей допусков: *a* – посадка внутреннего кольца подшипника на вал $\Phi 20 L0 / i_6$ и *b* – посадка наружного кольца подшипника в корпус $\Phi 42 H7 / I0$.

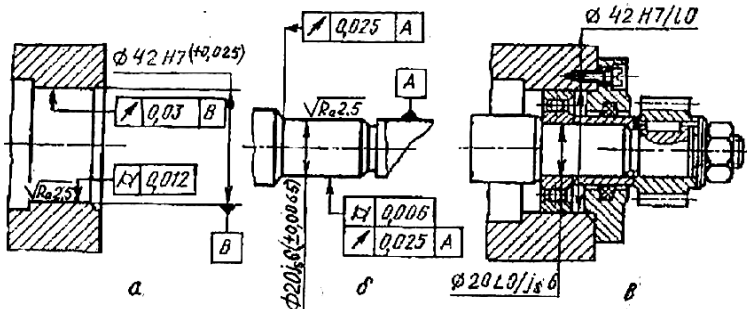


Рис. 6.4. Обозначение допусков и посадок подшипников качения на чертежах: *a* – отверстия; *b* – вала; *c* – подшипникового узла в сборе

Таблица 6.1

Размеры (мм) подшипников качения радиальных и радиально-упорных

№	D	B	r	№	D	B	r	№	D	B	r
100	26	8	0,5	200	30	9	1,0	300	35	11	1,0
101	28	8	0,5	201	32	10	1,0	301	37	12	1,5
102	32	9	0,5	202	35	11	1,0	302	42	13	1,5
103	35	10	1,0	203	40	12	1,0	303	47	14	1,5
104	42	12	1,0	204	47	14	1,5	304	52	15	2,0
105	47	12	1,0	205	52	15	1,5	305	62	17	2,0
106	55	13	1,5	206	62	16	1,5	306	72	19	2,0
107	62	14	1,5	207	72	17	2,0	307	80	21	2,5
108	68	15	1,5	208	80	18	2,0	308	90	23	2,5
109	75	16	1,5	209	85	19	2,0	309	100	25	2,5
110	80	16	1,5	210	90	20	2,0	310	110	27	3,0

Таблица 6.2

Подшипники качения радиальные и радиально-упорные (за исключением конических). Верхние (ES, es) и нижние (EI, ei) отклонения, мкм

Класс точности подшипника	Обозначение размера	Отклонения, мкм	Интервал диаметров внутреннего d_m и наружного D_m колец подшипника, мм (свыше – до)									
			6-10	10-18	18-30	30-50	50-80	80-120	120-150	150-180	180-250	250-315
P0 или 0	d_m	ES - EI	0 8	0 8	0 10	0 12	0 15	0 20	0 25	0 25	0 30	0 35
	D_m	es - ei	0 8	0 8	0 9	0 11	0 13	0 15	0 18	0 25	0 30	0 35
P6 или 6	d_m	ES - EI	0 7	0 7	0 8	0 10	0 12	0 15	0 18	0 18	0 22	0 25
	D_m	es - ei	0 7	0 7	0 8	0 9	0 11	0 13	0 15	0 18	0 20	0 25
P5 или 5	d_m	ES - EI	0 5	0 5	0 6	0 8	0 9	0 10	0 13	0 13	0 15	0 18
	D_m	es - ei	0 5	0 5	0 6	0 7	0 9	0 10	0 11	0 13	0 15	0 18
P4 или 4	d_m	ES - EI	0 4	0 4	0 5	0 6	0 7	0 8	0 10	0 10	0 12	- -
	D_m	es - ei	0 4	0 4	0 5	0 6	0 7	0 8	0 9	0 10	0 11	0 13
P2 или 2	d_m	ES - EI	0 4	0 4	0 4	0 4	0 5	0 5	0 6,5	0 6,5	0 9	- -
	D_m	es - ei	0 3	0 3	0 4	0 4	0 4	0 5	0 5	0 6,5	0 8	0 10

Примечание. Средний диаметр наружного кольца обозначен D_m , а отверстия d_m . Верхние (ES, es) и нижние (EI, ei) отклонения, мкм.

Таблица 6.3

Посадки подшипников при местном нагружении кольца

Размеры посадочных диаметров, мм		Посадки			Типы подшипников
		на вал (ось)	в корпус стальной или чугунный		
свыше	до			неразъемный	разъемный
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией					
	80	<i>h5, h6, g5</i>	<i>H6, H7</i>	<i>H6 H7 H8*</i>	Вес типы, кроме штампованных игольчатых
80	260	<i>g6, f6 *, i6</i>	<i>G6, G7</i>	<i>H6 H7 H8*</i>	
260	500	<i>f6, i,6</i>	<i>G6, G7</i>	<i>H6 H7 H8*</i>	
500	1600	<i>f6, i,6</i>	<i>F7, F8</i>	<i>H6 H7 H8*</i>	
Нагрузка с ударами и вибрацией					
-	80	<i>h5, h6</i>	<i>I,6 I,7</i>	<i>I,6 I,7</i>	Вес типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
80	260	<i>h5, h6</i>	<i>H6 H7</i>	<i>I,6 I,7</i>	
260	500	<i>g5, g6</i>	<i>H6 H7</i>	<i>I,6 I,7</i>	
500	1600	<i>g5, g6</i>	<i>H6 H7</i>	<i>I,6 I,7</i>	
-	120	<i>h</i>	<i>H</i>	<i>I_s</i>	Роликовые конические двухрядные
120	1600	<i>g</i>			

Примечание. В табл. 6.3, 6.4, 6.5 указаны только буквы, обозначающие посадки; номер качества определяется классом точности подшипника, например для классов 0-го и 6-го следует брать 6-й класс для валов и 7-й для отверстий. *Применять при частоте вращения не более 0,6 $n_{пр}$ ($n_{пр}$ – предельно допустимая частота вращения подшипников).

Таблица 6.4

Посадки подшипников при колебательном нагружении кольца

Размеры посадочных диаметров, мм		Посадки колец	
свыше	до	внутренних	наружных
-	80	<i>k</i>	<i>K</i>
80	260	<i>J_s</i>	
260	-	<i>h</i>	<i>J_s</i>

Таблица 6.5

Посадки подшипников при циркуляционном нагружении колец					
Диаметр, мм		Допускаемые значения P_R , Н/мм			
отверстия внутреннего кольца подшипника		посадки на вал			
свыше	до	i_s	k	m	n
18	80	До 300	300—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
260	630	До 900	900—3500	3500—4500	4500—8000
наружной поверхности наружного кольца		посадки в корпус			
свыше	до	K	M	N	P
50	180	До 800	800—1000	1000—1300	1300—2500
180	360	До 1000	1000—1500	1500—2000	2000—3300
360	630	До 1200	1200—2000	2000—2600	2600—4000
630	1600	До 1600	1600—2500	2500—3500	3500—5500

Таблица 6.6

Динамический коэффициент K_1 посадки

Характер нагрузки	K_1
Нагрузка с умеренными толчками и вибрацией. Перегрузка до 150 %	1,0
Нагрузка с сильными ударами и вибрацией. Перегрузка до 300%	1,8

Таблица 6.7

Коэффициент K_2 степени ослабления посадочного натяга

$d_{отв}/d$ или $D/D_{кор}$		Значения коэффициента K_2			
		для вала			для корпуса
свыше	до	$D/d \leq 1,5$	$D/d > (1,5 \div 2,0)$	$D/d < (2 \div 3)$	для всех подшипников
-	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	—	2	2,3	3	1,8

Здесь d и D — соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника; $d_{отв}$ — диаметр отверстия полого вала; $D_{кор}$ — диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Таблица 6.8

Параметры шероховатости посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения

Подшипник качения		Посадочные поверхности		
Класс точности	Номинальный диаметр, мм	валов	отверстий корпусов	опорных торцов заплечиков
		Параметр шероховатости, R_a , мкм		
0	До 80	1,25	1,25	2,5
	80 - 500	2,5	2,5	2,5
6 и 5	До 80	0,63	0,63	1,25
	80 - 500	1,25	1,25	2,5
4	До 80	0,32	0,63	1,25
	80 - 500	0,63	1,25	2,5
2	До 80	0,16	0,32	0,63
	80 - 500	0,32	0,63	0,63

Примечания: 1. Для подшипников на закрепительных или стяжных втулках параметр шероховатости R_a не должен превышать 2,5 мкм.

2. Для посадочных поверхностей и опорных торцов заплечиков в чугунных корпусах допускается принимать R_a не более 2,5 мкм для диаметров сопряжений до 80 мкм и R_z не более 20 мкм — для диаметров св. 80 мм при установке подшипников классов точности 0 и 6 и обеспечении заданного ресурса работы подшипникового узла.

3. Для посадочных мест и опорных торцов заплечиков на валах и корпусах, выполненных из стали, для малонагруженных подшипников класса точности 0 допускается принимать R_a не более 2,5 мкм для диаметров сопряжений до 80 мм и R_z не более 20 мкм — для диаметров более 80 мм.

4. К малонагруженным относят подшипники, работающие с частотой вращения не более $0,05/n_{пр}$ при радиальной нагрузке P_r , не превышающей $0,05$ радиальной динамической грузоподъемности C_r , и при коэффициенте безопасности $K_B = 1$.

Таблица 6.9

Интервал размеров, мм	Верхние (e_s) и нижние (e_i) отклонения валов, мкм								
	$f6$	$f7^*$	$g6^*$	$h3$	$h4$	$h5$	$h6^*$	i_s3	i_s4
От 1 до 3	-6	-6	-2	0	0	0	0	+1	+1,5
	-12	-16	-8	-2	-3	-4	-6	-1	-1,5
Св. 3 до 6	-10	-10	-4	0	0	0	0	+1,25	+2,0
	-18	-22	-12	-2,5	-4	-5	-8	-1,25	-2,0
Св. 6 до 10	-13	-13	-5	0	0	0	0	+1,25	+2,0
	-22	-28	-14	-2,5	-4	-6	-9	-1,25	-2,0
Св. 10 до 18	-16	-16	-6	0	0	0	0	+1,5	+2,5
	-27	-34	-17	-3	-5	-8	-11	-1,5	-2,5
Св. 18 до 30	-20	-20	-7	0	0	0	0	+2	+3,0
	-33	-41	-20	-4	-6	-9	-13	-2	-3,0
Св. 30 до 50	-25	-25	-9	0	0	0	0	+2	+3,5
	-41	-50	-25	-4	-7	-11	-16	-2	-3,5
Св. 50 до 80	-30	-30	-10	0	0	0	0	+2,5	+4,0
	-49	-60	-29	-5	-8	-13	-19	-2,5	-4,0
Св. 80 до 120	-36	-36	-12	0	0	0	0	+3	+5,0
	-58	-71	-34	-6	-10	-15	-22	-3	-5,0

Продолжение табл. 6.9

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения валов, мкм								
	<i>i</i> _s 5	<i>i</i> _s 6*	<i>k</i> 4	<i>k</i> 5	<i>k</i> 6*	<i>m</i> 4	<i>m</i> 5	<i>m</i> 6	<i>n</i> 4
От 1 до 3	+2,0	+3,0	+3	+4	+6	+5	+6	+8	+7
	-2,0	-3,0	0	+0	0	+2	+2	+2	+4
Св. 3 до 6	+2,5	+4,0	+5	+6	+9	+8	+9	+12	+12
	-2,5	-4,0	-1	+1	+1	+4	+4	+4	+8
Св. 6 до10	+3,0	+4,5	+5	+7	+10	+10	+12	+15	+14
	-3,0	-4,5	+1	+1	+1	+6	+6	+6	+10
Св. 10 до 18	+4,0	+5,5	+6	9	+12	+12	+15	+18	+17
	-4,0	-5,5	+1	+1	+1	+7	+7	+7	+12
Св. 18 до 30	+4,5	+6,5	+8	+11	+15	+14	+17	+21	+21
	-4,5	-6,5	+2	+2	+2	+8	+8	+8	+15
Св. 30 до 50	+5,5	+8,0	+9	+13	+18	+16	+20	+25	+24
	-5,5	-8,0	+2	+2	+2	+9	+9	+9	+17
Св. 50 до 80	+6,5	+9,5	+10	+15	+21	+19	+24	+30	+28
	-6,5	-9,5	+2	+2	+2	+11	+11	+11	+20
Св. 80 до 120	+7,5	+11,0	+13	+18	+25	+23	+28	+35	+33
	-7,5	-11,0	+3	+3	+3	+13	+13	+13	+23

Продолжение табл.6.9

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения валов, мкм					
	<i>n</i> 5	<i>n</i> 6*	<i>n</i> 7	<i>p</i> 6*	<i>r</i> 6*	<i>r</i> 7*
От 1 до 3	+8	+10	+14	+12	+16	+20
	+4	+4	+4	+6	+10	+10
Св. 3 до 6	+13	+16	+20	+20	+23	+27
	+8	+8	+8	+12	+15	+15
Св. 6 до10	+16	+19	+25	+24	+28	+34
	+10	+10	+10	+15	+19	+19
Св. 10 до 18	+20	+23	+30	+29	+34	+41
	+12	+12	+12	+18	+23	+23
Св. 18 до 30	+24	+28	+36	+35	+41	+49
	+15	+15	+15	+22	+28	+28
Св. 30 до 50	+28	+33	+42	+42	+50	+59
	+17	+17	+17	+26	+34	+34
Св. 50 до 65	+33	+39	+50	+51	+60	+71
	+20	+20	+20	+32	+41	+41
Св. 65 до 80					+62	+73
					+43	+43
Св. 80 до 100	+38	+45	+58	+59	+73	+86
	+23	+23	+23	+37	+51	+51
Св. 100 до 120					+76	+89
					+54	+54

Таблица 6.10

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения отверстий, мкм								
	G6	G7	H5	H 6	H 7*	H 8*	H 9*	I _s 4	I _s 5
От 1 до 3	+8 +2	+12 +2	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+1,5 -1,5	+2,0 -2,0
Св. 3 до 6	+12 +4	+16 +4	+5 0	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0	+2,0 -2,0	+2,5 -2,5
Св. 6 до10	+14 +5	+20 +5	+6 0	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+2,0 -2,0	+3,0 -3,0
Св. 10 до 18	+17 +6	+24 +6	+8 0	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+2,5 -2,5	+4,0 -4,0
Св. 18 до 30	+20 +7	+28 +7	+9 0	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+3,0 -3,0	+4,5 -4,5
Св. 30 до 50	+25 +9	+34 +9	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+3,5 -3,5	+5,5 -5,5
Св. 50 до 80	+29 +10	+40 +10	+13 0	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+4,0 -4,0	+6,5 -6,5
Св. 80 до 120	+34 +12	+47 +12	+15 0	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+5,0 -5,0	+7,5 -7,5
Св.120 до 180	+39 +14	+54 +14	+18 0	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+6,0 -6,0	+9,0 -9,0
Св.180 до 250	+44 +15	+61 +15	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+7,0 -7,0	+10,0 -10,0
Св.250 до 315	+49 +17	+69 +17	+23 0	+32 0	+52 0	+81 0	+130 0	+8,0 -8,0	+11,5 -11,5

Продолжение табл. 6.10

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения отверстий, мкм								
	I _s 6	I _s 7*	K5	K6	K7*	M5	M6	M7	N5
От 1 до 3	+3,0 -3,0	+5 -5	0 -4	0 -6	0 -10	-2 -6	-2 -8	-2 -12	-4 -8
Св. 3 до 6	+4,0 -4,0	+6 -6	0 -5	+2 -6	+3 -9	-3 -8	-1 -9	0 -12	-7 -12
Св. 6 до10	+4,5 -4,5	+7 -7	+1 -5	+2 -7	+5 -10	-4 -10	-3 -12	0 -15	-8 -14
Св. 10 до 18	+5,5 -5,5	+9 -9	+2 -6	+2 -9	+6 -12	-4 -12	-4 -15	0 -18	-9 -17
Св. 18 до 30	+6,5 -6,5	+10 -10	+1 -8	+2 -11	+6 -15	-5 -14	-4 -17	0 -21	-12 -21
Св. 30 до 50	+8,0 -8,0	+12 -12	+2 -9	+3 -13	+7 -18	-5 -16	-4 -20	0 -25	-13 -24
Св. 50 до 80	+9,5 -9,5	+15 -15	+3 -10	+4 -15	+9 -21	-6 -19	-5 -24	0 -30	-15 -28
Св. 80 до 120	+11,0 -11,0	+17 -17	+2 -13	+4 -18	+10 -25	-8 -23	-6 -28	0 -35	-18 -33
Св.120 до 180	+12,5 -12,5	+20 -20	+3 -15	+4 -21	+12 -28	-9 -27	-8 -33	0 -40	-21 -39
Св.180 до 250	+14,5 -14,5	+23 -23	+2 -18	+5 -24	+13 -33	-11 -31	-8 -37	0 -46	-25 -45
Св.250 до 315	+16,0 -16,0	+26 -26	+3 -20	+5 -27	+16 -36	-13 -36	-9 -41	0 -52	-27 -50

Продолжение табл. 6.10

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения отверстий, мкм			
	<i>N 6</i>	<i>N7*</i>	<i>P6</i>	<i>P 7*</i>
От 1 до 3	-4 -10	-4 -14	-6 -12	-6 -16
Св. 3 до 6	-5 -13	-4 -16	-9 -17	-8 -20
Св. 6 до 10	-7 -16	-4 -19	-12 -21	-9 -24
Св. 10 до 18	-9 -20	-5 -23	-15 -26	-11 -29
Св. 18 до 30	-11 -24	-7 -28	-18 -31	-14 -35
Св. 30 до 50	-12 -28	-8 -33	-21 -37	-17 -42
Св. 50 до 80	-14 -33	-9 -39	-26 -45	-21 -51
Св. 80 до 120	-16 -38	-10 -45	-30 -52	-24 -59
Св.120 до 180	-20 -45	-12 -52	-36 -61	-28 -68
Св.180 до 250	-22 -51	-14 -60	-41 -70	-33 -79
Св.250 до 315	-25 -57	-14 -66	-47 -79	-36 -88
Св.315 до 400	-26 -62	-16 -73	-51 -87	-41 -98
Св.400 до 500	-27 -67	-17 -80	-55 -95	-45 -108

Нормирование точности шпоночных и шлицевых соединений

1. Цель работы: ознакомление с конструкцией, допусками и посадками шпоночных и шлицевых соединений.

2. Оборудование, изделие, приборы, инструменты.

Микрометр, штангенциркуль ШЦ-I, штангенциркуль ШЦ-II (размеры некоторых шпонок и шлицев в табл. 7.2, 7.5 и 7.6).

3. Последовательность выполнения работы.

3.1. Прочитать п. 4 «Общие положения».

3.2. По полученному заданию определить номинальные размеры шпоночных и шлицевых соединений и отклонения.

3.3. Назначить посадки и определить область применения шпоночных и шлицевых соединений.

3.4. Выполнить эскизы посадок шпоночных и шлицевых соединений с указанием квалитетов точности и составить схемы расположения полей допусков деталей.

4. Общие положения.

Шпонки служат для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатого колеса, шкива и т. п.) или, наоборот, от ступицы к валу. Кроме передачи крутящего момента, шпонки могут фиксировать насаженные на вал ступицы в осевом направлении.

Основные типы шпонок стандартизованы. Различают шпоночные соединения: ненапряженные и напряженные.

Ненапряженные шпоночные соединения осуществляют при помощи призматических (рис.7.1) и сегментных (рис. 7.2) шпонок, а напряженные — посредством клиновых шпонок (рис. 7.3).

Призматические шпонки по назначению различают: *обыкновенные* (рис. 7.1, а) и *высокие* (со скругленными или плоскими концами), предназначенные для неподвижных

соединений ступиц с валами; *направляющие* (рис. 7.1, б), применяемые в тех случаях, когда ступицы должны иметь возможность перемещаться вдоль валов; *скользящие* (рис. 7.1, в), перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицами, применяемые вместо направляющих шпонок в тех случаях, когда требуются большие перемещения ступиц. Направляющие шпонки прикрепляют к валу винтами, а скользящие соединяют со ступицей выступом цилиндрической формы.

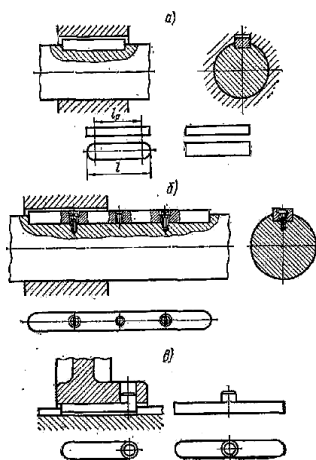


Рис. 7.1. Ненапряженные шпоночные соединения

Шпонка, находящаяся в пазу вала, называется *врезной*. Призматические шпонки — врезные. Примерно половина их высоты помещается в пазу вала и половина — в пазу ступицы (рис. 7.1). Рабочими гранями призматических шпонок являются их боковые более узкие грани. Для упрощения и облегчения сборки шпоночных соединений между обыкновенной или направляющей шпонкой и ступицей (рис.

7.1, а, б), а также между скользящей шпонкой и валом (рис. 7.1, в) предусматривается радиальный зазор по высоте шпонки.

Наиболее распространены призматические обыкновенные шпонки, так как по сравнению с клиновыми шпонками они обеспечивают большую точность посадок ступиц на валах, а по сравнению с сегментными шпонками они врезаются в вал на меньшую глубину и, следовательно, в меньшей степени снижают прочность валов.

Сегментные шпонки - врезные и подобно призматическим работают боковыми гранями. При необходимости по длине ступицы ставят две (иногда даже три) сегментные шпонки.

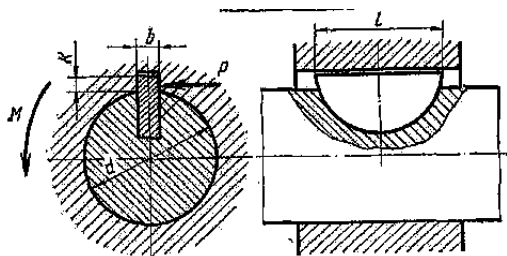


Рис. 7.2. Сегментные шпонки

Сегментные шпонки являются самыми технологичными вследствие легкости изготовления шпонок и пазов для них, а также удобства сборки соединений. Недостатком сегментных шпонок является необходимость выполнения глубоких пазов в валах, что вызывает уменьшение прочности последних. Поэтому сегментные шпонки применяют для передач относительно небольших моментов.

Клиновые шпонки по способу расположения их на валах различают: *врезные* (рис. 7.3, а, б), *на лыске* (рис. 7.3, в), *фрикционные* (рис. 7.3, г) и *тангенциальные* (рис. 7.3, д).

Клиновые врезные шпонки по конструкции подразделяют на шпонки клиновые (без головки) с плоскими

или скругленными концами (рис. 7.3, а) и шпонки клиновые с головкой (рис. 7.3, б).

В качестве шпонок на лыске и фрикционных применяют клиновые шпонки с плоскими, концами или с головкой.

Все клиновые шпонки выполняют с уклоном 1:100. Этот же уклон предусматривается для паза ступицы.

Подобно призматическим, примерно половина высоты клиновых врезных шпонок помещается в пазу вала и половина — в пазу ступицы. Клиновые шпонки на лыске и фрикционные помещаются всей своей высотой в пазу ступицы. Для шпонки на лыске на валу предусматривается плоская площадка (рис. 7.3, в), называемая лыской. Фрикционной шпонкой осуществляется соединение ступицы с гладким цилиндрическим валом; соответственно поверхность шпонки, соприкасающуюся с валом, делают цилиндрической, ее радиус равен радиусу вала. Фрикционные шпонки передают вращающий момент только силами трения; этим обстоятельством и обусловлено их наименование.

В отличие от призматических у клиновых врезных, на лыске и фрикционных шпонок рабочими являются широкие грани, а по боковым граням предусматриваются зазоры. Таким образом, напряженность соединений при применении этих шпонок возникает за счет натяга между валом и ступицей (в радиальном направлении).

Из клиновых шпонок самыми распространенными являются врезные, так как по сравнению со шпонками на лыске и фрикционными они более надежны, а по сравнению с тангенциальными более технологичны.

По сравнению с врезными шпонки на лыске ослабляют вал в гораздо меньшей степени, а фрикционные шпонки совсем не ослабляют вал. Но эти шпонки требуют более толстых ступиц и являются менее надежными. Поэтому их применяют для соединений, передающих небольшие вращающие моменты, или для закрепления деталей на полых тонкостенных валах.

Фрикционные шпонки применяют также в случаях необходимости частых перестановок ступиц по валу в угловом или осевом направлении.

Тангенциальные шпонки (рис. 7.3, д) отличаются от других клиновых шпонок тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном, а в касательном направлении. Одна из широких граней тангенциальной шпонки направлена по касательной к сечению вала, а одна из узких граней — по радиусу вала. Такое расположение тангенциальных шпонок вызывает необходимость постановки в соединении двух шпонок, размещаемых под углом $120\text{—}135^\circ$. По технологическим соображениям каждая тангенциальная шпонка выполняется из двух односкосных клиньев.

Тангенциальные шпонки работают в основном на сжатие и поэтому наиболее надежны, но соединение этими шпонками наиболее сложное. Поэтому тангенциальные шпонки применяют преимущественно в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках.

Клиновые шпонки имеют ограниченное применение, так как они вызывают смещение оси ступицы относительно оси вала, а при коротких ступицах могут вызвать перекося соединяемых деталей.

В тех случаях, когда перекося насаживаемой на вал детали совершенно недопустим (большинство зубчатых передач), клиновые шпонки не применяют.

Иногда применяют шпонки круглые (шпонки-штифты), шестигранные и др.

Материалом для шпонок служат углеродистые стали с пределом прочности не ниже 60 кгс/мм^2 . Призматические и клиновые шпонки без головок изготавливают из чистотянутой стали. Сегментные шпонки выполняют из цельнотянутой стали сегментного профиля.

При проектировании шпоночного соединения ширину и высоту шпонок принимают в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки принимают в зависимости от длины ступицы.

Достаточность принятых размеров шпонки проверяют расчетом соединения на прочность. Следовательно, расчет шпоночных соединений на прочность осуществляют обычно как проверочный.

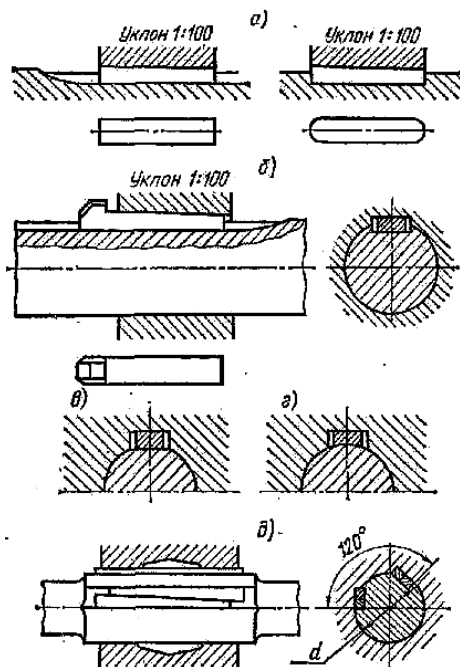


Рис. 7.3. Клиновые шпонки

В машиностроении наибольшее применение получили соединения с призматическими шпонками. Предельные отклонения размеров призматических шпонок по ширине и высоте установлены для трех исполнений шпонок, а именно: с закруглениями по обоим концам, прямоугольным и с

закруглением на одном конце. Предельные отклонения размеров нормируются. Предельные отклонения для размера по ширине шпонки b приняты по $h9$, а для размера по высоте h по $h11$ (у шпонки квадратного сечения по $h9$). Для размера по длине шпонки l приняты отклонения по $h14$.

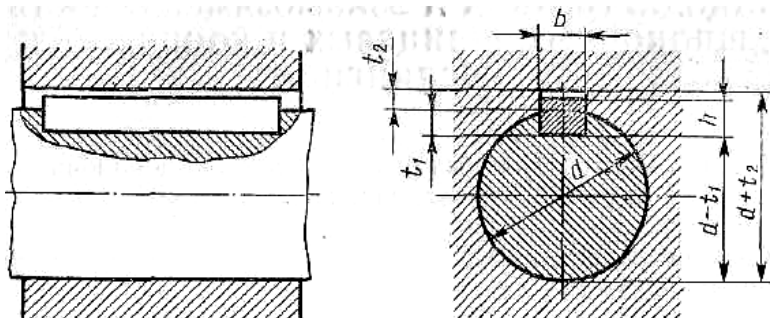


Рис. 7.4. Предельные отклонения размеров по ширине и глубине

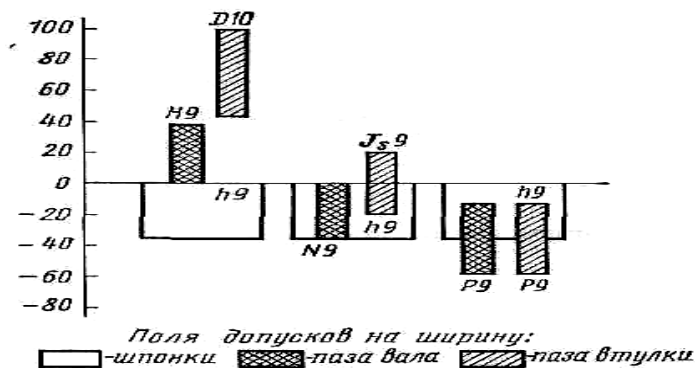


Рис. 7.5. Схема расположения полей допусков по ширине шпонки

Выбор посадки производят в зависимости от характера соединения и от вида производства, для которого она предназначена.

Предельные отклонения размеров по ширине и глубине паза, вала и втулки (рис. 7.4) должны соответствовать:

по ширине b при *свободном* шпоночном соединении — на валу $H9$, во втулке $D10$;

по ширине b при *нормальном* шпоночном соединении — на валу $N9$, во втулке J_s9 ;

по ширине b при *плотном* шпоночном соединении — на валу $P9$, во втулке $P9$.

Схема расположения полей допусков по ширине шпонки ($b = 10$ мм) показана на рис. 7.5. Предельные отклонения размера длины паза должны соответствовать $H15$. Отклонения глубины паза по валу t_1 и во втулке t_2 зависит от размеров сечения шпонки в пределах 0,1 - 0,3 мм. Вместо размеров t_1 и t_2 допускается применять отклонения размеров $(d-t_1)$ и $(d+t_2)$ в соответствии с табл. 7.1.

За номинальные размеры шлицевого прямобочного соединения приняты наружный D (рис. 7.6), внутренний d диаметры и размер b , равный толщине зуба вала и ширине паза втулки. Основные размеры и числа зубьев деталей шлицевых соединений приведены в табл. 7.5.

Шлицевый вал (рис. 7.6, *a*) фрезеруют червячными фрезами и шлифуют. Предусмотрено три исполнения вала: A , B и C . Впадины (пазы) отверстия втулки (рис. 7.6, *б*) получают протягиванием с помощью набора протяжек.

Прямобочные шлицевые соединения (рис. 7.6) центрируют по наружному D или внутреннему d диаметрам или по боковым поверхностям, т. е. по размеру b .

Центрирование по диаметру D применяют в неподвижных, а также в подвижных соединениях, передающих небольшой крутящий момент (рис. 7.6, *з*). Шлицевый вал исполнения B шлифуют по диаметру D . Твердость шлицевой втулки должна быть невысокой и позволять калибровку ее протяжкой. Центрирование по диаметру D надежно и обеспечивает высокую экономичность изготовления деталей соединения.

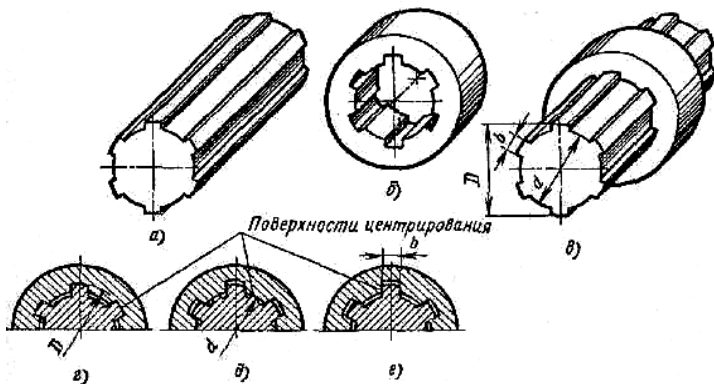


Рис. 7.6. Шлицевое прямобочное соединение:
 a — вал; b — втулка; $в$ — вал с втулкой в сборе; центрирование по
 наружному ($а$) и внутреннему ($б$) диаметрам; центрирование по боковым
 поверхностям зубьев ($в$)

Центрирование по диаметру d (рис. 7.6, $а$) используют, когда шлицевая втулка подвергается термической обработке до твердости свыше 40 HRC (ее окончательно обрабатывают шлифованием по диаметру d) или когда шлицевые валы имеют большую длину и после термической обработки могут получить значительные искривления, и их впадины (пазы) между зубьями окончательно обрабатывают шлифованием. При этом обеспечивается точное центрирование, которое используют в подвижных шлицевых соединениях.

Центрирование по b — боковым поверхностям шлицев (зубьев) (рис. 7.6, $в$) применяют при невысоких требованиях к отклонению от соосности деталей, при передаче больших крутящих моментов и знакопеременных нагрузках. Шлицевый вал исполнения B шлифуют по боковым поверхностям зубьев.

Посадки для центрирующих диаметров d и D установлены по системе отверстия. Поля допусков размера b назначают для вала - по системе отверстия, а для отверстия втулки - по

системе вала. Для нецентрирующего диаметра D предусмотрена только посадка H12/a11. При нецентрирующем диаметре d допуск на изготовление вала не установлен, а внутренний диаметр d ограничен размером d_1 .

Посадки назначают в зависимости от способа центрирования, например: H7/f7, H7/g6 для d , D9/h9; F10/f9 для b ; H7/f7, H7/g6 для D (дают соединения с зазором); H7/n6, H7/js6 для d и D (дают соединения с переходными посадками). При высоких требованиях к точности центрирования стремятся получить наименьшие зазоры по центрирующим диаметрам; это также увеличивает долговечность соединений.

Для *нецентрирующих диаметров* установлены следующие поля допусков: для D при центрировании по d или b a11, для вала и H12 для втулки; для d при центрировании по D или b H11 для втулки.

При указанных полях допусков нецентрирующих диаметров создаются значительные зазоры, обеспечивающие сопряжения только по посадочным поверхностям и облегчающие сборку шлицевых соединений.

На чертежах и в технической документации шлицевое соединение обозначают условным сочетанием латинских букв и цифр.

В обозначении соединения (рис.7.7) буква слева указывает поверхность центрирования (d , D или b), первая цифра слева — число зубьев (шлиц); после знака x — номинальный размер внутреннего диаметра d (если d является центрирующим, то правее номинального диаметра указывают посадку по d); после второго знака x — номинальный размер и поля допусков наружного диаметра D ; после третьего знака x — размер b и посадка по b .

Эвольвентные шлицевые соединения, в тяжелонагруженных механизмах, вытесняют шлицевые прямобочные соединения.

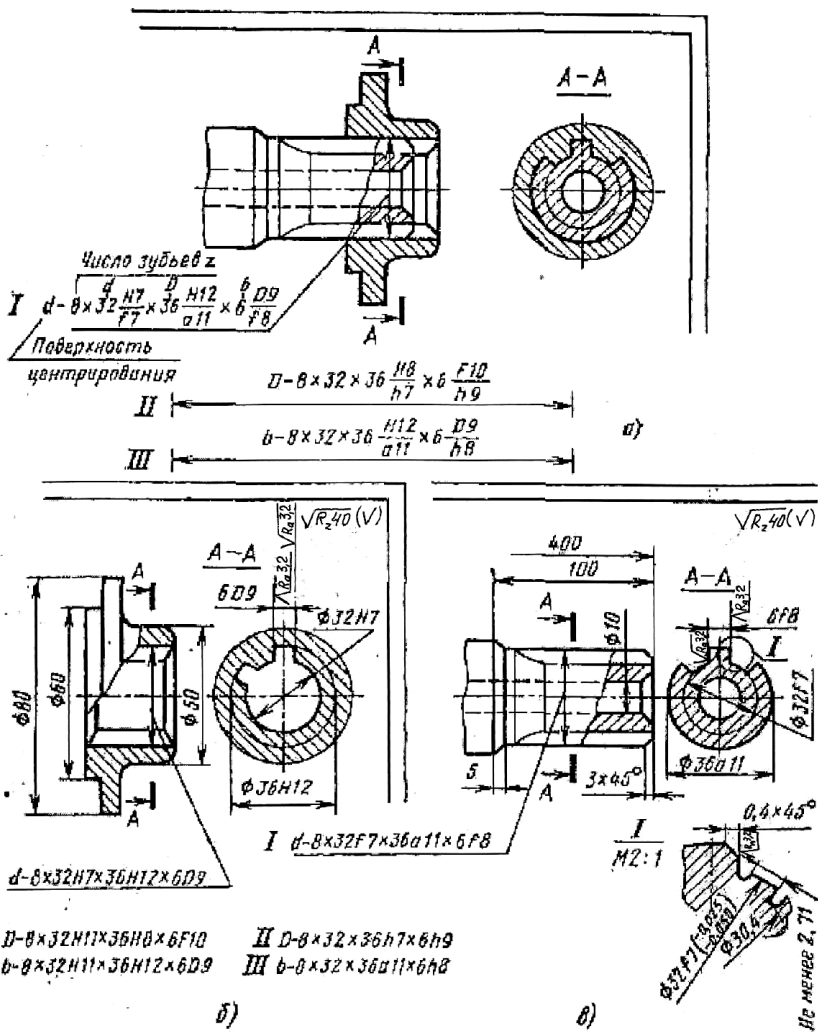


Рис. 7.7. Обозначение допусков и посадок прямого шлицевого соединения на сборочном чертеже (а) и на рабочих чертежах деталей (б и в); варианты обозначения при центрировании:
 I — по внутреннему диаметру d ; II — по наружному диаметру D ;
 III — по боковым поверхностям b зубьев

Шлицевые валы и втулки эвольвентных шлицевых соединений отличаются формой и размерами зубьев и впадин от аналогичных валов и втулок прямобочных шлицевых соединений.

Боковые поверхности зубьев и впадин выполнены по кривой, называемой эвольвентой, подобно профилю зубьев зубчатых колес. Профиль зубьев очерчивается окружностью выступов и впадин.

Для вала (рис. 7.8, *а*) диаметр окружности вершин зубьев обозначают d_a , а диаметр окружности впадин — d_f .

Для втулки (рис. 7.8, *б*) диаметр окружности впадин обозначают D_f , а диаметр окружности вершин зубьев — D_a .

Важными элементами являются толщина s зуба вала и ширина e впадины втулки, определяемые по делительной окружности d .

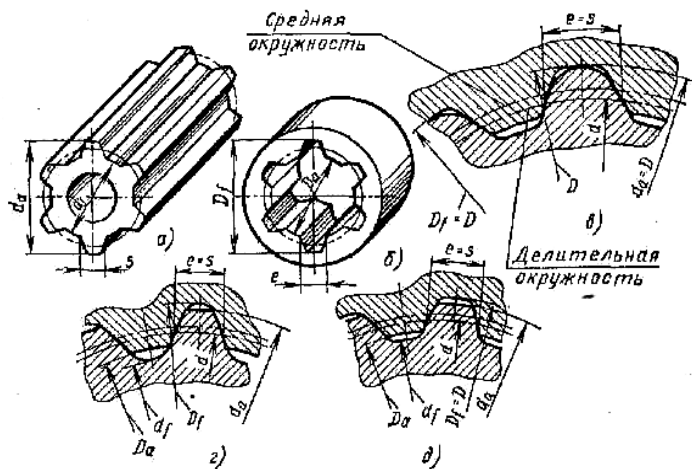


Рис. 7.8. Шлицевое соединение с эвольвентным профилем зуба:
а — шлицевой вал; *б* — шлицевая втулка; центрирование: по
 наружному диаметру D (*а*), а также по боковым поверхностям зубьев
 при закругленной (*з*) и плоской (*д*) форме дна впадины

5. Пример расчета соединения призматической шпонкой.

Зубчатое колесо закреплено на валу диаметром $d_1 = 24$ мм врезной призматической шпонкой (со скругленными концами), при *нормальном* шпоночном соединении $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 18$ мм (табл. 7.2). Рабочая длина шпонки

$$l_p = l - b = 1,8 - 0,8 = 1 \text{ см.}$$

На вал, вращающийся со скоростью $n_2 = 355$ об/мин, передает мощность $N_2 = 1,633$ кВт. Выполнить проверочный расчет шпонки, крепящей на валу стальное зубчатое колесо (рис. 7.9).

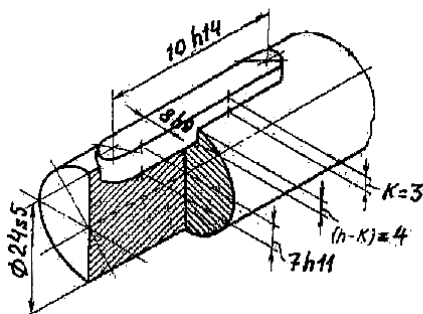


Рис. 7.9. Врезная призматическая шпонка со скругленными

5.1. Передаваемый, момент

$$\begin{aligned} M_2 &= 97500 \cdot (N_2 : n_2) = 97500 \cdot (1,633 : 355) = \\ &= 448,5 \text{ кгс} \cdot \text{см} \approx 44 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

5.2. Окружное усилие

$$P = 2 \cdot M_2 : d_1 = 2 \cdot 448,5 : 2,4 = 373,75 \text{ кГ} \approx 3666,49 \text{ Н.}$$

5.3. Напряжение смятия на боковой поверхности шпонки в месте ее соприкосновения со стальной ступицей зубчатого колеса

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{см}} &= P : (K \cdot l_p) = 373,75 : (0,3 \cdot 1) = 1245,8 \text{ кгс/см}^2, \\ &\text{что меньше допускаемого напряжения на смятие стали } [\sigma]_{\text{см}} = \\ &= 1500 \text{ кгс/см}^2. \end{aligned}$$

5.4. Напряжение смятия на боковой поверхности шпонки в месте ее соприкосновения с валом

$\sigma_{см} = P : [(h - K) \cdot l_p] = 373,75 : [(0,7 - 0,3) \cdot 1] \approx 934,4 \text{ кгс/см}^2$, что значительно меньше допускаемых напряжений на смятие для стальных деталей.

5.5. Напряжение среза шпонки

$$\tau_{ср} = P : (b \cdot l_p) = 373,75 : (0,8 \cdot 1) = 467,19 \text{ кгс/см}^2.$$

Для материала шпонки $[\tau]_{ср} = 0,60 \cdot [\sigma]_{см} = 0,60 \cdot 1500 = 900 \text{ кгс/см}^2$, следовательно, шпонка выбрана с запасом.

5.6. Предельные отклонения размеров по ширине b при нормальном шпоночном соединении (табл. 3):

на валу $8 \frac{N9}{h9} \left(\begin{array}{c} -0,036 \\ -0,036 \end{array} \right)$; во втулке $8 \frac{I_s 9}{h9} \left(\begin{array}{c} +0,018 \\ -0,018 \\ -0,036 \end{array} \right)$. Схема расположения полей допусков по ширине шпонки ($b = 8 \text{ мм}$) показана на рис. 7.10.

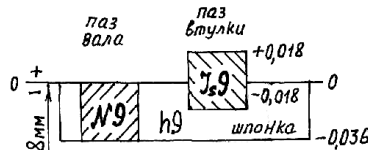


Рис. 7.10. Поля допусков по ширине призматической шпонки

5.7. Определяем допуски непосадочных размеров: высота шпонки $h = 7 \text{ H}11 = 7 \text{ } -0,090 \text{ мм}$; глубина паза вала $t_1 = 4^{+0,15} \text{ мм}$, глубина паза втулки $t_2 = 3,3^{+0,15} \text{ мм}$; длина шпонки $\ell = 18 \text{ H}14 = 18 \text{ } -0,430 \text{ мм}$; длина паза вала под шпонку $\ell_1 = 18 \text{ H}15 = 18 \text{ } +0,700 \text{ мм}$. Предельные отклонения размера по длине шпонки ℓ :

$$\ell: 18 \frac{H15}{h14} \left(\begin{array}{c} +0,700 \\ -0,430 \end{array} \right).$$

6. Пример расчета соединения сегментной шпонкой.

Проверить сегментную шпонку, с помощью которой зубчатое колесо крепится на валу диаметром $d = 24 \text{ мм}$

(рис. 7.11), на срез, а соединение на смятие, если: мощность, передаваемая валом, $N = 1,633$ кВт; угловая скорость вала $n = 355$ об/мин. Материал ступицы – сталь 40, материал шпонки - сталь Ст.3. Нагрузка спокойная.

6.1. В соответствии с табл. 7.6, для вала диаметром $d = 24$ мм принимаем размеры шпонки: толщина $b = 6$ мм, высота $h = 9$ мм, длина $l = 22$ мм и высота соприкосновения со ступицей: $h - K = 9 - 5,4 = 3,6$ мм ($K \approx 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 9 = 5,4$ мм).

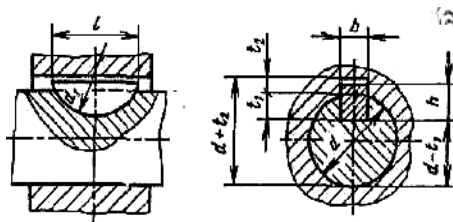


Рис. 7.11. Шпонки сегментные

6.2. Момент, передаваемый с помощью шпонки,

$$M = 97\,500 \cdot \frac{N}{n} = 97\,500 \cdot 1,633 : 355 = 448,5 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

6.3. Проверка шпонки на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot b \cdot l} = 2 \cdot 448,5 : (2,4 \cdot 0,6 \cdot 2,2) = 283,14 \text{ кгс/см}^2.$$

6.4. Проверка соединения на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot K \cdot l} = 2 \cdot 448,5 : (2,4 \cdot 0,36 \cdot 2,2) \approx 472 \text{ кгс/см}^2.$$

Полученные значения напряжений значительно ниже допускаемых ($[\sigma]_{\text{см}} = 1500$ кгс/см², $[\tau]_{\text{ср}} = 0,60 \cdot 900$ кгс/см²).

Следовательно, шпоночное соединение работает с большим запасом.

6.5. Предельные отклонения размеров по ширине b при *плотном* шпоночном соединении (табл. 7.3):

на валу $6 \frac{P9}{h9} \begin{pmatrix} -0,012 \\ -0,042 \\ -0,036 \end{pmatrix}$; во втулке $6 \frac{P9}{h9} \begin{pmatrix} -0,012 \\ -0,042 \\ -0,036 \end{pmatrix}$. Схема расположения полей допусков по ширине шпонки ($b = 6 \text{ мм}$) показана на рис. 7.12.

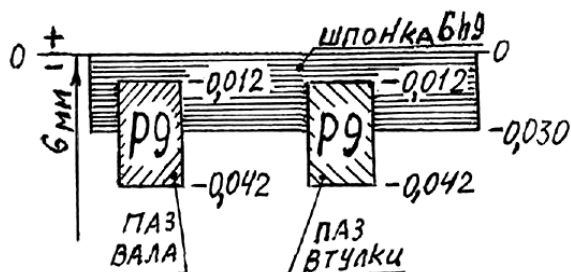


Рис. 7.12. Поля допусков по ширине сегментной шпонки

7. Пример расчета шлицевого соединения.

Назначить шлицевое соединение при следующих условиях: момент передаваемый шлицевым валом $M = 448,5 \text{ кгс} \cdot \text{см}$, угловая скорость вала $n = 355 \text{ об/мин}$.

7.1. Приближенный расчет выходного вала на кручение, при допускаемом напряжении на кручение $[\tau]_к = 400 \text{ кгс/см}^2$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{448,5}{0,2 \cdot 400}} = \sqrt[3]{5,6} = 1,776 \text{ см} \approx 18 \text{ мм}.$$

Принимаем прямобоочное шлицевое соединение средней серии (табл. 7.5) с центрированием по наружному диаметру D (рис. 7.6): $D - z \times d \times D \times b = D - 6 \times 18 \times 22 \times 5 \text{ мм}$, число шлиц $z = 6$; внутренний диаметр $d = 18 \text{ мм}$; наружный диаметр $D = 22 \text{ мм}$; толщина зуба вала (ширина паза втулки) $b = 5 \text{ мм}$.

7.2. Боковые поверхности зубьев шлицевых соединений работают на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M}{\Psi \cdot z \cdot F_{\text{см}} \cdot r_{\text{ср}}} = 448,5 : (0,75 \cdot 6 \cdot 0,7 \cdot 1) = 142,38 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент неравномерности $\Psi = 0,75$ — показывает, что в передаче момента M участвует 75% общего числа шлиц.

Расчетная площадь смятия одного шлица, при принятой длине поверхности контакта $l = 5$ см

$$F_{\text{см}} \approx \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l = [(2,2 - 1,8) : 2 - 2 \cdot 0,03] \cdot 5 \approx 0,7 \text{ см.}$$

Средний радиус соединения

$$r_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{ср}}}{2} = \frac{D+d}{4} = (2,2 + 1,8) : 4 = 1 \text{ см.}$$

Допускаемые напряжения в шлицевых неподвижных соединениях при средних условиях эксплуатации для термически не обработанных зубьев $[\sigma]_{\text{см}} = 600 \div 1000 \text{ кгс/см}^2$, для термически обработанных $[\sigma]_{\text{см}} = 1000 \div 1400 \text{ кгс/см}^2$.

7.3. Предельные отклонения размеров при неподвижном соединении (табл. 7.4 и 7.7):

$$D - 6 \times 18 \times 22 \frac{H7}{i6} \left(\begin{array}{c} +0,021 \\ +0,0065 \\ -0,0065 \end{array} \right) \times 5 \frac{F8}{i7} \left(\begin{array}{c} +0,028 \\ +0,010 \\ +0,006 \\ -0,006 \end{array} \right).$$

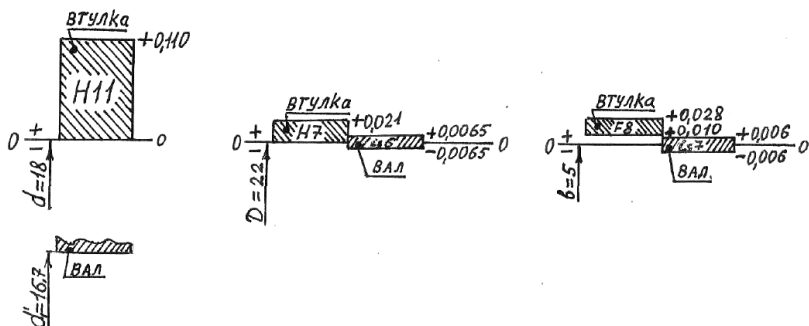


Рис. 7.13. Поля допусков при неподвижном соединении

7.4. Предельные отклонения размеров при подвижном соединении (табл. 7.4 и 7.7):

$$D - 6 \times 18 \times 22 \quad \frac{H7}{f7} \left(\begin{array}{c} +0,021 \\ -0,020 \\ -0,041 \end{array} \right) \times 5 \quad \frac{F8}{f8} \left(\begin{array}{c} +0,028 \\ +0,010 \\ -0,010 \\ -0,028 \end{array} \right).$$

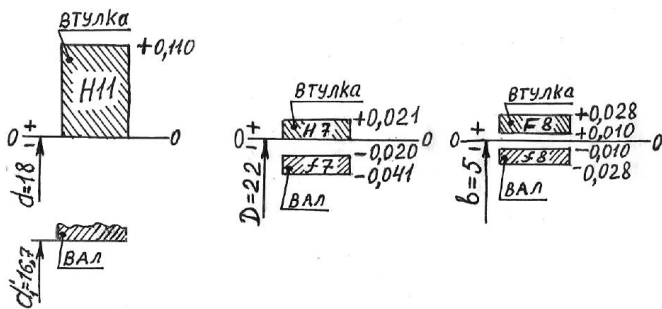


Рис. 7.14. Поля допусков при подвижном соединении

Таблица 7.1

Отклонения глубины паза на валу t_1 и во втулке t_2

Высота шпонки	Предельные отклонения размеров	
	$(d - t_1)$	$(d + t_2)$
От 2 до 6	-0,1	+0,1
Свыше 6 до 18	-0,2	+0,2
» 18 » 50	-0,3	+0,3

Таблица 7.2

Размеры соединений (мм) с призматическими шпонками

Диаметр вала d от - до	Размеры шпонки			Размеры пазов для шпонки		Размер К ** для расчета на смятие от - до
	Сечение $b \times h$	Фаска s от - до	Длина l^* от - до	Глубина паза		
				t_1	t_2	
12—17	5x5	0,25 - 0,4	10—56	3	2,3	2,3
17—22	6x6		14—70	3,5	2,8	2,6
22—30	8x7		18—90	4	3,3	3,0
30—38	10x8	0,4 - 0,6	22—110	5	3,3	3,5
38—44	12x8		28—140	5	3,3	3,6
44—50	14x9		36—160	5,5	3,8	4,0
50—58	16x10		45—180	6	4,3	4,3
58—65	18x11		50—200	7	4,4	4,8
65—75	20x12		0,6 - 0,8	56—220	7,5	4,9
75—85	22x14	0,8	63—250	9	5,4	6,0
85—95	25x14		80—320	9	5,4	6,2

* Длину l выбирают из ряда: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160...

** Размер К справочный, для расчета на смятие.

Таблица 7.3

Верхние и нижние отклонения для шпонок

Интервал размеров, мм	Верхние и нижние отклонения валов и отверстий, мкм								
	$h\ 9$	$h\ 11$	$h14^{**}$	$D10$	$H\ 9^*$	$H15$	$I_s\ 9$	$N9$	$P\ 9$
От 1 до 3	0 -25	0 -60	0 -250	+60 +20	+25 0	+400 0	+12 -12	-4 -29	-6 -31
Св. 3 до 6	0 -30	0 -75	0 -300	+78 +30	+30 0	+480 0	+15 -15	0 -30	-12 -42
Св. 6 до 10	0 -36	0 -90	0 -360	+98 +40	+36 0	+580 0	+18 -18	0 -36	-15 -51
Св. 10 до 18	0 -43	0 -110	0 -430	+120 +50	+43 0	+700 0	+21 -21	0 -43	-18 -61
Св. 18 до 30	0 -52	0 -130	0 -520	+149 +65	+52 0	+840 0	+26 -26	0 -52	-22 -74
Св. 30 до 50	0 -62	0 -160	0 -620	+180 +80	+62 0	+1000 0	+31 -31	0 -62	-26 -88
Св. 50 до 80	0 -74	0 -190	0 -740	+220 +100	+74 0	+1200 0	+37 -37	0 -74	-32 -106
Св. 80 до 120	0 -87	0 -220	0 -870	+260 +120	+87 0	+1400 0	+43 -43	0 -87	-37 -124
Св. 120 до 180	0 -100	0 -250	0 -1000	+305 +145	+100 0	+1600 0	+50 -50	0 -100	-43 -143
Св. 180 до 250	0 -115	0 -290	0 -1150	+355 +170	+115 0	+1850 0	+57 -57	0 -115	-50 -165
Св. 250 до 315	0 -130	0 -320	0 -1300	+400 +190	+130 0	+2100 0	+65 -65	0 -130	-56 -186
Св. 315 до 400	0 -140	0 -360	0 -1400	+440 +210	+140 0	+2300 0	+70 -70	0 -140	-62 -202
Св. 400 до 500	0 -155	0 -400	0 -1550	+480 +230	+155 0	+2500 0	+77 -77	0 -155	-68 -223

Таблица 7.4

Поля допусков и рекомендуемые посадки шлицевых прямобочных соединений

Размер	Поле допуска		Рекомендуемые посадки для соединений					
	втулки	вала	подвижных			неподвижных		
Центрирование по внутреннему диаметру d								
d	H6; H7; H8	g5; js5; f7; g6; e8; h6; h7; js7; js6;n6	H8/e8	[H7/f7]	[H7/g6]	H7/h7	H7/js6; H7/js7	H7/n6
b	F8	d8; f7; f8; h7; h8; h9; js7	D9/e8; F10/e8	F8/f7; F8/h7; [D9/h9]; D9/f8; F10/f8; F8/f8; F10/h9; D9/e8; F10/e8	D9/h7; [D9/h9]; F10/f8; F10/h9 (H8/h7) (H8/h8)	D9/h8; D9/js7; F8/h7; F8/js7; H8/js7; F10/h7; [F10/j,7]; F10/k7; [D9/k7]		
	F10	d9; e8; f7; h8; f8; f9; h7; h8; h9; js7; k7						
	D9	d9; e8; f7; f8; f9; h8; h9; js7; k7						
	D10	d9						
	H8	h7;h8;js7						
	Js10	d10						
D	H12	a11	H12/a11					
Центрирование по наружному диаметру D								
D	H7 H8	f7; g6; h6; js6; h7; n6; e8	H8/e8	[H7/f7]	H7/g6	H7/h7	[H7/js6]	H7/n6
b	F8	e8; f7; f8; h6; h8; js7	F8/e8	F8/f7; F8/h8; D9/f7; D9/e8; D9/h9; F8/e8; [F8/f8]; D9/h8	D9/f7; [F8/f7]	D9/h8; D9/js7; F8/h8; [F8/js7]		
	D9	d9; f7; ja7; e8; h8						
	F10	e9; f7; h9						
	Js10	d10						
d	H11	Диаметр d не менее d_L (см. табл. 10)						
Центрирование по боковым поверхностям зубьев b								
b	D9; F8; F10	e8; f8; d9; h9; e9 k7; js7	[D9/e8]; F8/e8	[D9/f8]; F8/f8; F10/h9	D9/d9; F10/e8	D9/h9; F10/f8; [F10/d9]	D9/js7; [F8/js7]	D9/k7; F10/k7
D	H12	a11	H12/a11					
d	H11	Диаметр d не менее d_1 (см. табл. 10)	—					

- Примечания: 1. Посадки предпочтительного применения заключены в квадратные скобки.
2. Поле допуска h9 применяют при чистовом фрезеровании незакаленных шлицевых валов.
3. Посадки, заключенные в круглые скобки, предназначены для неподвижных шлицевых соединений.

Таблица 7.5

Размеры (в мм) прямобочных шлицевых соединений

Размеры $z \times d \times D$	b	d_1 , не менее	a , не менее	f	Размеры $z \times d \times D$	b	d_1 , не менее	a , не менее	f
Легкая серия					Средняя серия				
6 x 23 x 26	6	22,1	3,54	0,3	6X11X14	3	9,9	-	0,3
6 x 26 x 30	6	24,6	3,85		6X 13X 16	3,5	12	-	
6 x 28 x 32	7	26,7	4,03		6X 16X20	4	14,5	-	
				0,4	6X 18X22	5	16,7	-	0,4
8X32X36	6	30,4	2,71		6X21X25	5	19,5	1,95	
8X36X40	7	34,5	3,46	0,5	6X 23X 28	6	21,3	1,34	0,5
8X42X46	8	40,4	5,03		6X 26 X 32	6	23,4	1,65	
8X46X50	9	44,6	5,75	0,5	6X 28X 34	7	25,9	1,7	0,4
8X52X58	10	49,7	4,89		8X 32X 38	6	29,4	-	
8X 56X 62	10	53,6	6,38	0,5	8X 36X 42	7	33,5	1,02	0,5
X 62X 68	12	59,8	7,31		8X42X48	8	39,5	2,57	
10X72X78	12	69,6	5,45	0,5	8X46X54	9	42,7	-	0,5
					8X 52X 60	10	48,7	2,44	
10X82X88	12	79,3	8,62	0,5	8X 56X 65	10	52,2	2,5	0,5
10X92X98	14	89,4	10,08		8X 62X 72	12	57,8	2,4	
				0,5	10X72X82	12	67,4	-	0,5
					10X82X92	12	77,1	3 4,5	
10X102X108	16	99,9	11,49	0,5	10X92X 102	14	87,3	-	0,5
10X112X120	18	108,8	10,72		10X102X 112	16	97,7	6,3	
				0,5	10X 112X125	18	106,3	4,4	0,5

Размеры $z \times d \times D$	b	d_1 , не менее	a , не менее	f	Размеры $z \times d \times D$	b	d_1 , не менее	a , не менее	f
Тяжелая серия									
10 x 16 x 20	2,5	14,1	-	0,3	10 x 46 x 56	7	40,9	-	0,5
10 x 18 x 23	3	15,6	-		16 x 52 x 60	5	47	-	
10 x 21 x 26	3	18,5	-		16 x 56 x 65	5	14,5	-	
10 x 23 x 29	4	20,3	-	0,4	16 x 62 x 72	6	56,1	-	0,5
10 x 26 x 32	4	23	-		16 x 72 x 82	7	65,9	-	
10 x 28 x 35	4	24,4	-	0,5	20 x 82 x 92	6	75,6	-	0,5
10 x 32 x 40	5	28	-		20 x 92 x 102	7	85,5	-	
10 x 36 x 45	5	31,3	-	0,5	20 x102 x 115	8	94	-	0,5
10 x 42 x 52	6	36,9	-		20 x112 x 125	9	104	-	

Таблица 7.6

Шпонки сегментные. Размеры, мм					
Диаметр вала D		Размеры шпонки $b \times h \times d$	Глубина паза		Фаска $S \times 45$
			вала t_1	втулки t_2	
Св.	До				
10	12	3 x 6,5 x 16	5,3	1,4	0,08 - 0,16
12	14	4 x 6,5 x 16	5,0	1,8	0,16 - 0,25
14	16	4 x 7,5 x 19	6,0	1,8	
16	18	5 x 6,5 x 16	4,5	2,3	
18	20	5 x 7 x 19	5,5	2,3	
20	22	5 x 9 x 22	7,0	2,3	
22	25	6 x 9 x 22	6,5	2,8	
25	28	6 x 10 x 25	7,5	2,8	
28	32	8 x 11 x 28	8,0	3,3	0,25 - 0,40
32	38	10 x 13 x 32	10,0	3,3	

Примечания: 1. Материал шпонок - сталь чистотянутая, $\sigma_B \geq 590$ МПа.
 2. В зависимости от принятой базы обработки на рабочем чертеже указывают размер t_1 для вала (предпочтительный вариант) или $D - t_1$; для втулки — размер $D + t_2$.

Таблица 7.7

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения валов, мкм						
	<i>a</i> 11	<i>d</i> 8	<i>d</i> 9*	<i>d</i> 10	<i>e</i> 8*	<i>e</i> 9	<i>f</i> 7*
От 1 до 3	- 270	-20	-20	-20	-14	-14	-6
	- 330	-34	-45	-60	-28	-39	-16
Св. 3 до 6	-270	-30	- 30	-30	-20	-20	-10
	-345	-48	-60	-78	-38	-50	-22
Св. 6 до10	-280	-40	-40	-40	-25	-25	-13
	-370	-62	-76	-98	-47	-61	-28
Св. 10 до 18	-290	-50	-50	-50	-32	-32	-16
	-400	-77	-93	-120	-59	-75	-34
Св. 18 до 30	-300	-65	-65	-65	-40	-40	-20
	-430	-98	-117	-149	-73	-92	-41
Св. 30 до 40	-310	-80	-80	-80	-50	-50	-25
	-470						
Св. 40 до 50	-320	-119	-142	-180	-89	-112	-50
	-480						
Св. 50 до 65	-340	-100	-100	-100	-60	-60	-30
	-530						
Св. 65 до 80	-360	-146	-174	-220	-106-	-134	-60
	-550						
Св. 80 до 100	-380	-120	-120	-120	-72	-72	-36
	-600						
Св.100 до 120	-410	-174	-207	-260	-126	-159	-71
	-630						
Св.120 до 140	-460	-145	-145	-145	-85	-485	-43
	-710						
Св.140 до 160	-520	-208	-245	-305	-148	-185	-83
	-770						
Св.160 до 180	-580	-170	-170	-170	-100	-100	-50
	-830						
Св.180 до 200	-660	-242	-285	-355	-172	-215	-96
	-960						
Св.200 до 225	-740	-190	-190	-190	-110	-110	-56
	-1030						
Св.225 до 250	-820	-271	-320	-400	-191	-240	-108
	-1110						
Св.250 до 280	-920	-210	-210	-210	-125	-125	-62
	-1240						
Св280 до 315	-1050	-299	-350	-440	-214	-265	-119
	-1370						
Св.315 до 355	-1200	-230	-230	-230	-135	-135	-68
	-1560						
Св.355 до 400	-1350	-327	-385	-480	-232	-290	-131
	-1710						
Св.400 до 450	-1500	-230	-230	-230	-135	-135	-68
	-1900						
Св.450 до 500	-1650	-327	-385	-480	-232	-290	-131
	-2050						

Продолжение табл. 7.7

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения валов, мкм								
	<i>f</i> 8	<i>f</i> 9	<i>g</i> 5	<i>g</i> 6*	<i>h</i> 6*	<i>h</i> 7	<i>h</i> 8	<i>h</i> 9	<i>i</i> s 5
От 1 до 3	-6	-6	-2	-2	0	0	0	0	+2,0
	-20	-31	-6	-8	-6	-10	-14	-25	-2,0
Св. 3 до 6	-10	-10	-4	-4	0	0	0	0	+2,5
	-28	-40	-9	-12	-8	-12	-18	-30	-2,5
Св. 6 до 10	-13	-13	-5	-5	0	0	0	0	+3,0
	-35	-49	-11	-14	-9	-15	-22	-36	-3,0
Св. 10 до 18	-16	-16	-6	-6	0	0	0	0	+4,0
	-43	-59	-14	-17	-11	-18	-27	-43	-4,0
Св. 18 до 30	-20	-20	-7	-7	0	0	0	0	+4,5
	-53	-72	-16	-20	-13	-21	-33	-52	-4,5
Св. 30 до 50	-25	-25	-9	-9	0	0	0	0	+5,5
	-64	-87	-20	-25	-16	-25	-39	-62	-5,5
Св. 50 до 80	-30	-30	-10	-10	0	0	0	0	+6,5
	-76	-104	-23	-29	-19	-30	-46	-74	-6,5
Св. 80 до 120	-36	-36	-12	-12	0	0	0	0	+7,5
	-90	-123	-27	-34	-22	-35	-54	-87	-7,5
Св. 120 до 180	-43	-43	-14	-14	0	0	0	0	+9,0
	-106	-143	-32	-39	-25	-40	-63	-100	-9,0
Св. 180 до 250	-50	-50	-15	-15	0	0	0	0	+10,0
	-122	-165	-35	-44	-29	-46	-72	-115	-10,0
Св. 250 до 315	-56	-56	-17	-17	0	0	0	0	+11,5
	-137	-186	-40	-49	-32	-52	-81	-130	-11,5
Св. 315 до 400	-62	-62	-18	-18	0	0	0	0	+12,5
	-151	-202	-43	-54	-36	-57	-89	-140	-12,5
Св. 400 до 500	-68	-68	-20	-20	0	0	0	0	+13,5
	-165	-223	-47	-60	-40	-63	-97	-155	-13,5

Продолжение табл. 7.7

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения валов, мкм								
	$i_s 6^*$	$i_s 7^*$	$k 7$	$n 6^*$	$D9$	$D10$	$F8^*$	$F9$	$H6$
От 1 до 3	+3,0	+5	+10	+10	+45	+60	+20	+31	+6
	-3,0	-5	0	+4	+20	+20	+6	+6	0
Св. 3 до 6	+4,0	+6	+13	+16	+60	+78	+28	+40	+8
	-4,0	-6	+1	+8	+30	+30	+10	+10	0
Св. 6 до 10	+4,5	+7	+16	+19	+76	+98	+35	+49	+9
	-4,5	-7	+1	+10	+40	+40	+13	+13	0
Св. 10 до 18	+5,5	+9	+19	+23	+93	+120	+43	+59	+11
	-5,5	-9	+1	+12	+50	+50	+16	+16	0
Св. 18 до 30	+6,5	+10	+23	+28	+117	+149	+53	+72	+13
	-6,5	-10	+2	+15	+65	+65	+20	+20	0
Св. 30 до 50	+8,0	+12	+27	+33	+142	+180	+64	+87	+16
	-8,0	-12	+2	+17	+80	+80	+25	+25	0
Св. 50 до 80	+9,5	+15	+32	+39	+174	+220	+76	+104	+19
	-9,5	-15	+2	+20	+100	+100	+30	+30	0
Св. 80 до 120	+11,0	+17	+38	+45	+207	+260	+90	+123	+22
	-11,0	-17	+3	+23	+120	+120	+36	+36	0
Св.120 до 180	+12,5	+20	+43	+45	+245	+305	+106	+143	+25
	-12,5	-20	+3	+23	+145	+145	+43	+43	0
Св.180 до 250	+14,5	+23	+50	+52	+285	+355	+122	+165	+29
	-14,5	-23	+4	+27	+170	+170	+50	+50	0
Св.250 до 315	+16,0	+26	+56	+66	+320	+400	+137	+186	+32
	-16,0	-26	+4	+34	+190	+190	+56	+56	0
Св.315 до 400	+18,0	+28	+61	+73	+350	+440	+151	+202	+36
	-18,0	-28	+4	+34	+210	+210	+62	+62	0
Св.400 до 500	+20,0	+31	+68	+80	+385	+480	+165	+223	+40
	-20,0	-31	+5	+40	+230	+230	+68	+68	0

Интервал размеров, мм	Верхние (es) и нижние (ei) отклонения отверстий, мкм				
	<i>H</i> 7*	<i>H</i> 8*	<i>H</i> 11*	<i>H</i> 12	<i>I</i> _s 9
От 1 до 3	+10	+14	+60	+100	+12
	0	0	0	0	-12
Св. 3 до 6	+12	+18	+75	+120	+15
	0	0	0	0	-15
Св. 6 до 10	+15	+22	+90	+150	+18
	0	0	0	0	-18
Св. 10 до 18	+18	+27	+110	+180	+21
	0	0	0	0	-21
Св. 18 до 30	+21	+33	+130	+210	+26
	0	0	0	0	-26
Св. 30 до 50	+25	+39	+160	+250	+31
	0	0	0	0	-31
Св. 50 до 80	+30	+46	+190	+300	+37
	0	0	0	0	-37
Св. 80 до 120	+35	+54	+220	+350	+43
	0	0	0	0	-43
Св. 120 до 180	+40	+63	+250	+400	+50
	0	0	0	0	-50
Св. 180 до 250	+46	+72	+290	+460	+57
	0	0	0	0	-57
Св. 250 до 315	+52	+81	+320	+520	+65
	0	0	0	0	-65
Св. 315 до 400	+57	+89	+360	+570	+70
	0	0	0	0	-70
Св. 400 до 500	+63	+97	+400	+630	+77
	0	0	0	0	-77

Нормирование резьбовых сопряжений

1. Цель работы: ознакомление с конструкцией и допусками резьбовых сопряжений.

2. Оборудование, изделие, приборы, инструменты.

Обозначение резьбы, микрометр, штангенциркуль, резьбовой шагомер.

3. Последовательность выполнения работы.

3.1. Прочсть п. 4 «Общие положения».

3.2. По полученному заданию определить номинальные размеры резьбы и отклонения.

3.3. Назначить посадки резьбовых сопряжений.

3.4. Составить схемы расположения полей допусков.

4. Общие положения

Метрические резьбы подразделяют на резьбу с крупными шагами для диаметров от 1 до 68 мм и с мелкими шагами - для диаметров от 1 до 600 мм.

У резьбы с крупным шагом определенному наружному диаметру соответствует определенный шаг. У резьбы с мелкими шагами одному и тому же наружному диаметру могут соответствовать различные шаги.

Все диаметры резьбы подразделяются на три ряда. При выборе диаметров резьбы 1-й ряд следует предпочитать 2-му, а 2-й ряд - 3-му.

Основные элементы метрической резьбы приведены на рисунке 1, где $d = D$ - наружный диаметр резьбы; $d_2 = D_2$ - средний диаметр резьбы; $d_1 = D_1$ - внутренний диаметр резьбы; высота профиля $H = 0,866025 \cdot P$; $H_1 = (5/8) \cdot H = 0,541266 \cdot P$; P - шаг резьбы; $R = H/6 = 0,144P$.

Номинальный профиль метрической резьбы, общий для болта и гайки, определяют углом профиля $\alpha = 60^\circ$ и плоскими

срезами вершин и впадин резьбы, равными $H/4$ у гайки и $H/8$ у болта от вершин исходного треугольника.

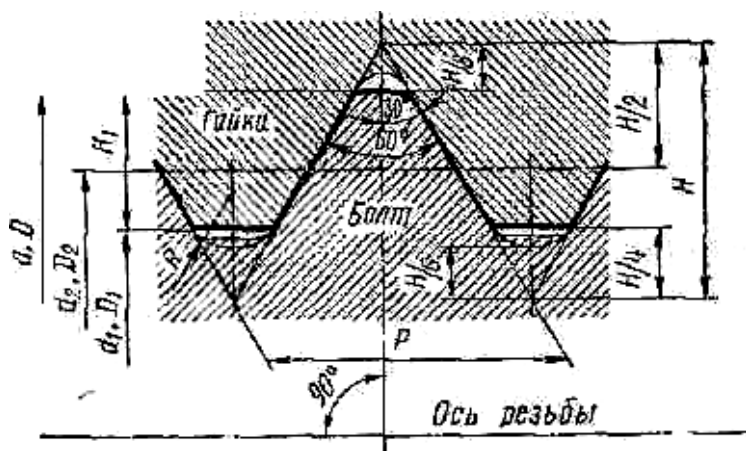


Рис. 8.1. Основные элементы метрической резьбы

Форма впадины резьбы болта не регламентируется и может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной, причем последняя является предпочтительной. При неоговоренной форме впадины резьбы болта рекомендуется, чтобы впадина не выходила за линию плоского среза на расстояние $H/8$ от вершин остроугольного профиля. При оговоренной закругленной впадине резьбы болта, радиус кривизны впадины ни в одной из точек не должны быть менее $0,1 \cdot P$.

Основным параметром резьбового сопряжения, обеспечивающим точность и характер сопряжения, является средний диаметр. Допуски на наружный и внутренний диаметры построены таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор. Отклонения шага и половины угла профиля, влияющие на взаимозаменяемость, стандартом не нормируются. Погрешности этих элементов компенсируют

изменением среднего диаметра. Значение среднего диаметра резьбы называют *приведенным средним диаметром*.

Расположение полей допусков резьбы относительно номинального профиля определяется основным отклонением - верхним для болтов и нижним для гаек.

Установлены следующие ряды основных отклонений резьбы с зазором, обозначаемые буквами латинского алфавита (строчными для болта и прописными для гайки): для резьбы болтов - h (скользящая посадка), g , f , e , d (посадка с зазором); для резьбы гаек- H (скользящая посадка), G , F , E (посадка с зазором).

Установлены следующие степени точности (табл. 8.1), определяющие допуски диаметров резьбы болтов и гаек и обозначаемые числами.

Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение. Например, $6h$ - для резьбы болтов; $6H$ - для резьбы гайки.

В случае выполнения допуска среднего диаметра и допусков наружного диаметра для болтов и внутреннего диаметра для гаек с разными степенями точности степень точности допуска среднего диаметра записывают на первом месте. Поля допусков болтов и гаек установлены для трех классов точности: точного, среднего и грубого (табл. 8.2).

Значения полей допусков, заключенные в рамки, рекомендованы для предпочтительного применения. В обоснованных случаях разрешено применять поля допусков, которые образованы сочетанием полей допусков разных степеней точности на средний диаметр и диаметр выступов. Например, для болтов - $4h6h$; $8h6h$; $8g6g$; для гаек — $7H6H$.

Обозначение поля допуска резьбы следует за обозначением размера резьбы. Резьбы с крупным шагом: болт $M12-6g$, гайка $M12-6H$; резьбы с мелким шагом: болт $M12 \times 1-6g$, гайка $M12 \times 1-6H$, болт с обязательным закруглением впадины: $M12-$

bg-R. Посадки резьбовых деталей обозначают дробью, в числителе которой указывают обозначение поля допуска гайки, а в знаменателе - обозначение поля допуска болта: $M12 \times 1 - 6H/6g$.

Длины свинчивания резьбовых деталей подразделяют на три группы: малые *S*, нормальные *N* и большие *L*. Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной длине свинчивания или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей нормальной длины свинчивания. При необходимости длину свинчивания указывают в обозначении резьбы в следующих случаях: если она относится к группе *L*; если она относится к группе *S*, но меньше, чем вся длина резьбы. Пример обозначения резьбы с длиной свинчивания, отличающейся от нормальной: $M12 - 7g6g - 30$.

При длинах свинчивания, относящихся к группе *S*, применение класса точности «грубый» не рекомендуется. При длинах свинчивания, относящихся к группе *L*, допускается применение дополнительных полей допусков, указанных ниже:

Для гаек: класс точности «точный» - $5H6H$; класс точности «средний» — $7H$; $7G$. Для болтов: класс точности «средний» — $7h6h$; $7g6g$; $7e6e$.

Выбор полей допусков резьб в зависимости от назначения резьбовых соединений стандартом не регламентируется. Допускаются любые сочетания полей допусков резьбы болтов и гаек, установленные стандартом.

5. Пример нормирования резьбы

5.1. Определить размеры фланцевой муфты (рис. 8.2) по следующим данным: передаваемый момент $M = 44 \text{ Н} \cdot \text{м} = 448,5 \text{ кгс} \cdot \text{см}$; угловая скорость $n = 355 \text{ об/мин}$; коэффициент режима работы муфты $K_p = 1,25$ (табл. 8.8); коэффициент трения на стыке полумуфт $f = 0,15$; число болтов $z = 4$. Материалы: полумуфты — сталь 20, вал — сталь 40, болты и гайки — сталь Ст. 3.

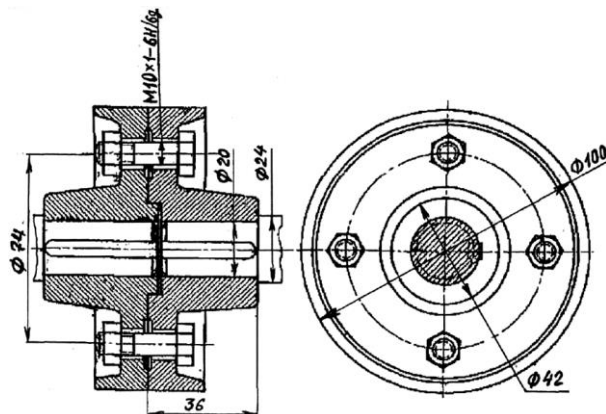


Рис. 8.2. Фланцевая муфта

5.2. Расчётный момент

$$M_p = K_p \cdot M = 1,25 \cdot 448,5 = 560,625 \text{ кгс}\cdot\text{см} \approx 55 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

5.3. Учитывая рекомендации (табл. 8.7) относительных размеров определяем параметры муфты.

Диаметр вала муфты (расчёт на одно кручение по пониженным допускаемым напряжениям $[\tau]_к = 400 \text{ кгс/см}^2$)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,2 \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{560,625}{0,2 \cdot 400}} \approx 1,91 \text{ см} \approx 19,1 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр резьбы под круглые гайки должен быть меньше диаметра вала $d_1 = 24 \text{ мм}$, чтобы при посадке полумуфт уменьшить опасность повреждения резьбы. Принимаем наружный диаметр резьбы $d = 20 \text{ мм}$. Наружный диаметр муфты

$$D \approx (5,5 \div 3) \cdot d \approx 4 \cdot 24 \approx 96 \text{ мм};$$

принимаем $D = 100 \text{ мм}$ (табл. 8.7).

Диаметр окружности, на которой расположены болты

$$D_o \approx [D + (2 \div 1,5) \cdot d] : 2 = [100 + (2 \cdot 24)] : 2 = 74 \text{ мм.}$$

Диаметр $D_{\text{ст}}$ ступицы и длина $L_{\text{ст}}$ ступицы:

$$D_{\text{ст}} = 1,75 \cdot d = 1,75 \cdot 24 = 42 \text{ мм;} \\ L_{\text{ст}} = (1,23 \div 1,5) \cdot d = 1,5 \cdot 24 = 36 \text{ мм.}$$

Для соединения фланцевых муфт используются болты и шпильки. Размеры болтов и их число в стандарте не указаны.

Рекомендуется назначать диаметр болтов $d_6 \approx 0,08 \cdot D$, мм (с округлением до ближайшего большего значения по стандарту); число болтов z от 4 (при $[M] \leq 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$) до 6 (при $[M] > 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Так как момент передается благодаря силам трения на стыке торцов полумуфт (болты поставлены в отверстия с зазором), находим необходимую силу затяжки болтов:

$$P_{\text{зат}} \geq \frac{2 \cdot M_p}{D_o \cdot z \cdot f} = (2 \cdot 560,625) : (7,4 \cdot 4 \cdot 0,15) = 252,5 \text{ кгс} = 2,48$$

кН.

Полученное значение силы затяжки завышено, так как силы трения действуют и на окружности, диаметр которой больше диаметра окружности D_o , на которой расположены болты.

Для болтов из стали Ст. 3 принимаем резьбу М10 х 1, для которой $[P_{\text{зат}}] = 240 \text{ кгс}$ (табл. 8.6).

Проверяем напряжение растяжения болта с учетом влияния кручения при затягивании муфты, внутреннего диаметра болта $d_1 = 8,917 \text{ мм}$ (табл. 8.3) и допускаемого напряжения для болта из стали Ст3 при затягивании нетарированным ключом $[\sigma]_p \approx 650 \text{ кгс/см}^2$ (табл. 8.6):

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot P_{\text{зат}} \cdot z}{\pi \cdot d_1^2} = (1,3 \cdot 252,5 \cdot 4) : (3,14 \cdot 8,917^2) = 5,26 \text{ кг/мм}^2 = \\ = 526 \text{ кг/см}^2 < 650 \text{ кг/см}^2 = [\sigma]_{\text{см.}}$$

Следовательно, болты будут прочными. Допускаемые напряжения для болтов М6 ÷ М30 из углеродистой стали можно определить (табл. 8.9). Поля допусков и посадки для метрической резьбы (табл. 8.2): для гайки 6Н, для болта 6g.

Длина свинчивания метрической резьбы: S - короткая, N - нормальная, L - длинная. Выбираем нормальную длину свинчивания N (табл. 8.4)

$$N = (S + L) = (4 + 12) : 2 = 8 \text{ мм.}$$

Обозначение резьбы: М 10 х 1 - 6Н / 6g, (табл. 8.3 и 8.4), шаг $P = 1$ мм (табл. 8.10), класс точности средний (у резьбы не квалитет, а класс точности: 3,4,5,6,7,8,9,10). Наружный диаметр резьбы по выступам для болта d и внутренний диаметр резьбы по впадинам для гайки D (табл. 8.3)

$$d = D = 10 \text{ мм.}$$

Средний диаметр болта d_2 и гайки D_2 (табл. 8.3)

$$d_2 = D_2 = 10 - 1 + 0,350 = 9,350 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр болта d_1 и гайки D_1 (табл. 8.3)

$$d_1 = D_1 = 10 - 2 + 0,917 = 8,917 \text{ мм.}$$

5.4. Предельные отклонения диаметров резьбы (мкм).

5.4.1. Отклонения для болта (табл. 8.4).

Верхнее отклонение для d, d_2, d_1, \dots $es = -26$ мкм.

Нижнее отклонение для d, \dots $ei = -206$ мкм.

Нижнее отклонение для d_2, \dots $ei = -138$ мкм.

5.4.2. Отклонения для гайки (табл.4).

Верхнее отклонение для D_2, \dots $ES = 150$ мкм.

Верхнее отклонение для D_1, \dots $ES = 236$ мкм.

5.5. Предельные размеры болта и гайки

Болт, мм

$$d_{\max} = 10 - 0,026 = 9,974; \quad d_{\min} = 10 - 0,206 = 9,794;$$

$$d_{2\max} = 9,350 - 0,026 = 9,324; \quad d_{2\min} = 9,350 - 0,138 = 9,212;$$

$$d_{1\max} = 8,917 - 0,026 = 8,891; \quad d_{1\min} - \text{впадина не должна выходить за линию плоского среза, проведенную на расстоянии } H/8 = (0,86603 \cdot 1) : 8 = 0,108 \text{ мм.}$$

Гайка, мм

$$D_{\max} - \text{не нормируется}; \quad D_{\min} = 10;$$

$$D_{2\max} = 9,350 + 0,150 = 9,500; \quad D_{2\min} = 9,350;$$

$$D_{1\max} = 8,917 + 0,236 = 9,153; \quad D_{1\min} = 8,917.$$

Поля допусков болта

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 9,974 - 9,794 = 0,180;$$

$$Td_2 = d_{2\max} - d_{2\min} = 9,324 - 9,212 = 0,112.$$

Поля допусков гайки

$$TD_1 = D_{1\max} - D_{1\min} = 9,153 - 8,917 = 0,236;$$

$$TD_2 = D_{2\max} - D_{2\min} = 9,500 - 9,350 = 0,150.$$

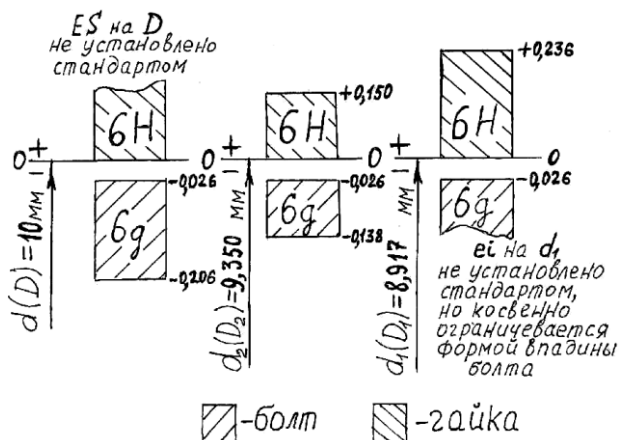


Рис. 8.3. Схема расположения полей допусков

Таблица 8.1

Степени точности болта и гайки			
Диаметры болта	Степени точности		Диаметры гайки
наружный d	4;	6;	8
средний d_1	3;4;	5;6;	7;8;9
			внутренний D_1
			средний D_2
			4; 5;6; 7;8
			4; 5;6; 7;8;9

Таблица 8.2

Классы точности и поля допусков резьб			
Классы точности	Поля допусков резьб		
	болтов		гаек
Точный	$4h$		$4H$ $5H$
Средний	$6h$;	$6g$;	$6d$ $5H$ $6H$;
Грубый	$8h$;	$8g$	$6G$ $6H$ $6G$

Таблица 8.3

Формулы для расчета среднего и внутреннего диаметров метрических резьб

Шаг P , мм	Диаметры наружной и внутренней резьб, мм		Шаг P , мм	Диаметры наружной и внутренней резьб, мм	
	средний $d_2 (D_2)$	Внутренний $d_1 (D_1)$		средний $d_2 (D_2)$	Внутренний $d_1 (D_1)$
0,2	$d - 1+0,870$	$d - 1+0,783$	1,25	$d - 1+0,188$	$d - 2+0,647$
0,25	$d - 1+0,838$	$d - 1+0,729$	1,5	$d - 1+0,026$	$d - 2+0,375$
0,3	$d - 1+0,805$	$d - 1+0,675$	1,75	$d - 2+0,863$	$d - 2+0,106$
0,35	$d - 1+0,773$	$d - 1+0,621$	2	$d - 2+0,701$	$d - 3+0,835$
0,4	$d - 1+0,740$	$d - 1+0,567$	2,5	$d - 2+0,376$	$d - 3+0,294$
0,45	$d - 1+0,708$	$d - 1+0,513$	3	$d - 2+0,051$	$d - 4+0,752$
0,5	$d - 1+0,675$	$d - 1+0,459$	3,5	$d - 3+0,727$	$d - 4+0,211$
0,6	$d - 1+0,610$	$d - 1+0,350$	4	$d - 3+0,402$	$d - 5+0,670$
0,7	$d - 1+0,545$	$d - 1+0,242$	4,5	$d - 3+0,077$	$d - 5+0,129$
0,75	$d - 1+0,513$	$d - 1+0,188$	5	$d - 4+0,752$	$d - 6+0,587$
0,8	$d - 1+0,480$	$d - 1+0,134$	5,5	$d - 4+0,428$	$d - 6+0,046$
1	$d - 1+0,350$	$d - 2+0,917$	6	$d - 4+0,103$	$d - 7+0,505$

Пример расчета. Резьба $M24 \times 2$; $P = 2$; $d = 24$; $d_2 = D_2 = 22,701$; $d_1 = D_1 = 21,835$.

Таблица 8.4

Параметры метрической резьбы (6Н/6g)

Номи- наль- ный диа- метр d, мм	Шаг P, мм	Длина свинчивания, мм				es, мкм	Поле допуска диамет- ров d ₂ и d наружной резьбы (болта) 6g		Поле допуска диаметров D ₂ и D ₁ внутренней резьбы (гайки) 6H	
		S		N			d ₂	d	D ₂	D ₁
		До	Св.	До	Св.		e _i (со зна- ком минус), мкм		ES (со зна- ком плюс), мкм	
		3	4	5	6		8	9	10	11
От 1 до 1,4	0,2	0,5		1,4		-17	65	73	63	60
	0,25	0,6		1,7		-18	71	85	71	71
	0,3	0,7		2		-18	74	93	75	85
Св.1,4 до 2,8	0,2	0,5		1,5		-17	67	73	67	60
	0,25	0,6		1,9		-18	74	85	75	71
	0,35	0,8		2,6		-19	82	104	85	100
	0,4	1		3		-19	86	114	90	112
	0,45	1,3		3,8		-20	91	120	95	125
Св.2,8 до 5,6	0,25	0,7		2,1		-18	74	85	75	71
	0,35	1		3		-19	86	104	90	100
	0,5	1,5		4,5		-20	95	126	100	140
	0,6	1,7		5		-21	106	146	112	160
	0,7	2		6		-22	112	162	118	180
	0,75	2,2		6,7		-22	112	162	118	190
	0,8	2,5		7,5		-24	119	174	125	200
Св. 5,6 до 11,2	0,25	0,8		2,4		-18	81	85	85	71
	0,35	1,1		3,4		-19	90	104	95	100
	0,5	1,6		4,7		-20	105	126	112	140
	0,75	2,4		7,1		-22	122	162	132	190
	1	3		9		-26	138	206	150	236
	1,25	4		12		-28	146	240	160	265
	1,5	5		15		-32	164	268	180	300

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Св. 11,2 до 22,4	0,35	1,3	3,8	-19	94	104	100	100		
	0,5	1,8	5,5	-20	110	126	118	140		
	0,75	2,8	8,3	-22	128	162	140	190		
	1	3,8	11	-26	144	206	160	236		
	1,25	4,5	13	-28	160	240	180	265		
	1,5	5,6	16	-32	172	268	190	300		
	1,75	6	18	-34	184	299	200	335		
	2	8	24	-38	198	318	212	375		
	2,5	10	30	-42	212	377	224	450		
Св. 22,4 до 45	0,5	2,1	6,3	-20	115	126	125	140		
	0,75	3,1	9,5	-22	134	162	150	190		
	1	4	12	-26	151	206	170	236		
	1,5	6,3	19	-32	182	268	200	300		
	2	8,5	25	-38	208	318	224	375		
	3	12	36	-48	248	423	265	500		
	3,5	15	45	-53	265	478	280	560		
	4	18	53	-60	284	535	300	600		
	4,5	21	63	-63	299	563	315	670		

Примечания: 1. Верхнее отклонение e_s для наружного d , среднего d_2 и внутреннего d_1 диаметров резьбы. Нижнее отклонение e_i диаметра d_1 не устанавливается, но косвенно ограничивается формой впадины болта.
2. Верхнее отклонение ES диаметра D не установлено стандартом. Нижнее отклонение EI диаметров D , D_2 и D_1 внутренней резьбы равны нулю ($EI = 0$); они являются основными отклонениями H .

Таблица 8.5

Диаметры d (D), мм, метрической резьбы 1-го ряда
с крупным шагом P , мм

d (D), мм	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6
P , мм	0,25	0,25	0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1
d (D), мм	8	10	12	14	16	20	24	30	36
P , мм	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	3	3,5	4

Таблица 8.6

Допускаемые усилия затяжки болтов при неконтролируемой затяжке

Резьба	Допускаемые усилия для болтов из стали, кгс			Резьба	Допускаемые усилия для болтов из стали, кгс		
	Ст.3	45	30ХН3		Ст.3	45	30ХН3
M6	75	120	200	M24	2 300	4000	6400
M8	140	220	390	M27	3300	5300	8400
M10	240	380	640	M30	4 500	7 400	11400
M12	360	580	970	M33	5600	9200	14100
M14	500	850	1500	M36	7000	11000	17000
M16	750	1200	2100	M39	9000	14000	21700
M18	1000	1600	2850	M42	10000	15900	24000
M20	1400	2400	4000	M45	11700	18600	28000
M22	1900	3200	5200	M48	13200	21000	31600

Таблица 8.7

Параметры фланцевых муфт, мм

[M], Н·м	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>l</i> , не более		<i>L</i> , не более	
			Исполнение			
			1	2	1	2
16	16; 18	80	40	28	84	60
31,5	16; 18; 20; 22	90	40, 50	28, 36	84, 104	60, 76
63	20; 22; 25; 28	100	50, 60	36, 42	104, 124	76, 83
125	25; 28; (30); 32; (35); 36	112	60, 80	42, 58	124, 170	83, 120
250	32; (35); 36; 40; 45	140	80, 110	53, 82	170, 230	120, 170
400	(35); 36; 40; 45; 50	150	80, 110	58, 82	170, 230	120, 170
630	45; 50; 55; 60	170	110, 140	82, 105	230, 290	170, 220
1000	50; 55; 60; (63); 70	180	110, 140	82, 105	230, 290	170, 220
1600	50; 60; (63); 65; 70; (75); 80	190	110, 140	82, 105	230, 290	170, 220
2500	70; (75); 80; (85); 90; (95); 100	224	140, 170 210	105, 130 165	290, 350 430	220, 270 340

Примечания: 1. Значения [M] указаны для муфт из стали 40 и 35Л; для муфт из чугуна СЧ 20 значения [M] снижать в 2 раза.

2. Окружная скорость для стальных муфт (на наружном диаметре) до 70 м/с, для чугунных — до 35 м/с.

3. Исполнение 1 - для муфт, устанавливаемых на длинных концах валов; исполнение 2 — для муфт на коротких концах валов.

4. В скобках приведены нерекомендуемые значения.

5. Пример условного обозначения муфты с $M = 400$ Нм, с полумуфтами диаметрами отверстий 40 и 45 мм, исполнений 1 и 2, материал - сталь 40.

Таблица 8.8

Коэффициент режима работы

Типы машин		K_p
Транспортеры ленточные		1,25 ÷ 1,5
Транспортеры цепные		1,5 ÷ 2,0
Станки металлорежущие с непрерывным движением		1,25 ÷ 1,5
Станки металлорежущие с возвратно-поступательным движением		1,5 ÷ 2,5
Подъемные краны		3,0 ÷ 4,0

Таблица 8.9

Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma]_p$
для резьбовых деталей

Материал болта	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка	
	M6 ÷ M16	M16 ÷ M30	M6 ÷ M16	M16 ÷ M30
Сталь углеродистая	$(0,2 \div 0,25) \cdot \sigma_T$	$(0,25 \div 0,4) \cdot \sigma_T$	$(0,08 \div 0,12) \cdot \sigma_T$	$0,12 \cdot \sigma_T$
Сталь легированная	$(0,15 \div 0,2) \cdot \sigma_T$	$(0,2 \div 0,3) \cdot \sigma_T$	$(0,1 \div 0,15) \cdot \sigma_T$	$0,15 \cdot \sigma_T$

Примечание: Предел текучести σ_T (кгс/мм²) можно определить по формулам, в которых Ст обозначает номер марки стали:

для сталей Ст2 ÷ Ст6 предел текучести - $\sigma_T = 18 + 2 \cdot \text{Ст}$;

для сталей 10 ÷ 20 и 65 предел текучести - $\sigma_T = 17 + 0,4 \cdot \text{Ст}$;

для сталей 25 ÷ 60 предел текучести - $\sigma_T = 18 + 0,4 \cdot \text{Ст}$;

для сталей 75 ÷ 85 предел текучести - $\sigma_T = 15 + \text{Ст}$.

Таблица 8.10

Наружные диаметры и шаги метрической резьбы

Диаметр d (D)	Шаг резьбы P		Диаметр d (D)	Шаг резьбы P	
	крупный	мелкий		крупный	мелкий
6	1,0	0,50; 0,75	24	3,0	0,75; 1,0; 1,5; 2,0
8	1,25	0,50; 0,75; 1,0	27	3,0	0,75; 1,0; 1,5; 2,0
10	1,5	0,50; 0,75; 1,0; 1,25	30	3,5	0,75; 1,0; 1,5; 2,0; (3,0)
12	1,75	0,50; 0,75; 1,0; 1,25; 1,5	33	3,5	0,75; 1,0; 1,5; 2,0; (3,0)
14	2,0	0,50; 0,75; 1,0; 1,25; 1,5	36	4,0	1,0; 1,5; 2,0; 3,0
16	2,0	0,50; 0,75; 1,0; 1,5	39	4,0	1,0; 1,5; 2,0; 3,0
18	2,5	0,50; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0	42	4,5	1,0; 1,5; 2,0; 3,0; (4,0)
20	2,5	0,50; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0	45	4,5	1,0; 1,5; 2,0; 3,0; (4,0)
22	2,5	0,50; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0	48	5,0	1,0; 1,5; 2,0; 3,0; (4,0)

Примечание. Размеры, указанные в скобках, по возможности не применять

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии представлен материал, соответствующий учебной программе дисциплины «Метрология, стандартизация и технические измерения». Приведены методики проведения измерений деталей машин различными мерительными инструментами и методики нормирования точности деталей машин.

Учебное пособие содержит большое количество иллюстраций, таблиц и формул, необходимых для нормирования точности деталей машин, для чего были использованы материалы книг и учебников, приведенных в библиографическом списке.

Учебное пособие написано в соответствии с государственным образовательным стандартом и предназначено для студентов направления 11.03.04 «Электроника и микроэлектроника» (профиль «Электронное машиностроение»).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Данилов Ю.М. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: учеб. пособие / Ю.М. Данилов – Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2011. 246 с.
2. Белкин И.М. Допуски и посадки: [Текст] / И.М. Белкин - М.: Машиностроение, 1992. 352 с.
3. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст] / А.И. Якушев М.: Машиностроение, 1987. 352 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Лабораторная работа № 1. Определение точностных параметров деталей штангенинструментом.....	7
2. Лабораторная работа № 2. Определение точностных параметров деталей микрометрическими инструментами.....	13
3. Лабораторная работа № 3. Определение точностных параметров деталей механическими приборами.....	18
4. Лабораторная работа № 4. Определение шероховатости обработанной поверхности детали.....	25
5. Лабораторная работа № 5. Нормирование точности зубчатых колес.....	33
6. Лабораторная работа № 6. Нормирование точности подшипников качения.....	64
7. Лабораторная работа № 7. Нормирование точности шпоночных и шлицевых соединений.....	79
8. Лабораторная работа № 8. Нормирование резьбовых сопряжений.....	106
Заключение.....	119
Библиографический список.....	119

Учебное издание

Данилов Юрий Михайлович

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ»

В авторской редакции

Компьютерная верстка Ю.М. Данилова

Подписано к изданию 26.01.2016.

Объем данных 3,0 Мб

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический
университет»