

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 30.03.2023 13:25:51
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf75e241df3a43517a51c7a89

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ РОССИИ

Юго-Западный государственный университет

В.В. Куц, А.Е. Паточкин, А.Н. Шитиков

**ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ.
НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ**

Учебное пособие

Курск 2016

УДК 006 (075.8)
ББК Ж10+Ц
К88

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор Курской государственной сельскохозяйственной академии *Н.В. Грищенко*

Начальник ЦИЛ «Метрология, испытания и контроль качества продукции» ООО «Завод топливной аппаратуры» *А.И. Чернов*

Куц В.В., Паточкин А.Е., Шитиков А.Н.

Взаимозаменяемость. Нормирование точности [Текст]: учебное пособие / В.В. Куц, А.Е. Паточкин, А.Н. Шитиков; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2016. 110 с.: ил. 36, прилож. . Библиогр.: с.110.

В пособии представлены теоретические сведения, приведены примеры решения задач, которые охватывают основные разделы курса и предназначены для практических и самостоятельных занятий студентов.

Учебное пособие соответствует требованиям Федеральных Государственных образовательных стандартов направлений «Метрология и сертификация», «Управление качеством» (УМО).

Предназначено для студентов направлений подготовки 27.03.01 «Стандартизация и метрология», 27.03.02 «Управление качеством» и других инженерных направлений подготовки всех форм обучения.

УДК 006 (075.8)
ББК Ж10+Ц
К88

© Куц В.В., Паточкин А.Е.,
Шитиков А.Н., 2016

© Юго-Западный государственный университет, 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

	стр.
ПРЕДИСЛОВИЕ	6
ВВЕДЕНИЕ	7
1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ	9
1.1. Основные сведения	9
1.2. Основные отклонения, поля допусков, посадки	10
1.3. Примеры расчёта	13
1.4. Задачи	16
Задача № 1.....	16
Задачи № 2.....	18
Задача № 3.....	18
Задача № 4.....	18
Задача № 5.....	20
Задача № 6.....	20
Задача № 7.....	22
Задача № 8.....	24
Задача № 9.....	25
Задача № 10.....	26
1.5. Вероятностные характеристики посадок	27
Задача № 11.....	29
Задача № 12.....	30
1.6. Расчёт предельных калибров	31
Задача № 13.....	33
Задача № 14.....	34
1.7. Расчет посадок с натягом	35
Задача № 15.....	39
1.8. Назначение полей допусков для вала и отверстия корпуса при установке подшипников качения. Расчёт подшипниковых посадок	41
Задача № 16.....	46
Задача № 17.....	50
2. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ	52
2.1. Основные сведения	52
2.2. Задачи	55
Задача № 18.....	55

Задача № 19.....	59
3. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ.....	62
3.1. Основные понятия и методы решения размерных цепей.....	62
3.2. Методы достижения заданной точности исходного звена.....	64
3.2.1. Расчёт линейных РЦ методом полной взаимозаменяемости.....	64
3.2.1.1. Обратная задача (проверочный расчёт).....	65
3.2.1.2. Прямая задача (проектный расчёт).....	66
3.2.2. Решение РЦ вероятностным методом.....	68
3.2.2.1. Обратная задача (проверочный расчёт).....	68
3.2.2.2. Прямая задача (проектный расчёт).....	69
3.2.3. Решение РЦ методом групповой взаимозаменяемости (селективная сборка).....	70
3.2.4. Решение РЦ методом пригонки.....	72
3.2.5. Решение РЦ методом регулирования.....	73
3.3. Задачи по РЦ.....	74
Задача № 20.....	74
Задача № 21.....	76
Задача № 22.....	77
Задача № 23.....	79
Задача № 24.....	80
Задача № 25.....	81
Задача № 26.....	83
Задача № 27.....	84
4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ, ИХ ОБОЗНАШЕНИЕ. РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ПРОФИЛЯ, ДОПУСКОВ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	86
4.1. Основные сведения.....	86
4.2. Задачи	89
Задача № 28.....	89
Задача № 29.....	89
Задача № 30, 31, 32.....	90
Задача № 33.....	93
Задача № 34.....	94

5. ПОСАДКИ СОЕДИНЕНИЙ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА	97
5.1. Посадки шпоночных соединений.....	97
5.1.1. Основные сведения о шпоночных соединениях.....	97
5.1.2. Задачи по шпоночным соединениям.....	98
Задача № 35.....	98
5.2. Посадки шлицевых соединений и их обозначение.....	99
5.2.1. Основные сведения о шлицевых соединениях.....	99
5.2.2. Задачи по шлицевым соединениям.....	101
Задача № 36.....	101
5.3. Посадки профильных бесшпоночных соединений и их обозначение.....	103
5.3.1. Основные сведения о профильных бесшпоночных соединениях.....	103
5.3.2. Задачи по профильным бесшпоночным соединениям	107
Задача № 37.....	107
6. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	109
6.1. Общие сведения.....	109
6.2. Задачи.....	111
Задача № 38.....	111
Задача № 39.....	112
Задача № 40.....	112
Задача № 41.....	112
Задача № 42.....	113
Задача № 43.....	114
7. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ	115
7.1. Параметры шероховатости.....	115
7.2. Обозначение шероховатости поверхности (ГОСТ 2.309-73).....	121
7.3. Задачи по шероховатости.....	124
Задача № 44.....	124
Заключение.....	127
Библиографический список.....	129

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие составлено в соответствии с программой курса «Взаимозаменяемость и нормирование точности» для инженерных направлений подготовки всех форм обучения.

Пособие должно помочь студентам усвоить и закрепить основные теоретические сведения, а также навыки решения практических задач по взаимозаменяемости. Решение практических задач, представленных в пособии, позволит студентам качественно усвоить теоретический материал по курсу.

Использование учебного пособия должно содействовать развитию технического мышления студентов, стимулировать их активность и самостоятельную работу. Задачи, представленные в пособии, можно использовать при формировании заданий на контрольные работы, а также на аудиторных занятиях, при выполнении домашних заданий, а также для оценки текущей успеваемости и остаточных знаний.

Для создания благоприятных условий самостоятельной работы на аудиторных занятиях и при выполнении домашних заданий имеются решения типовых задач.

ВВЕДЕНИЕ

Современные изделия машиностроительного производства состоят из большого числа различных деталей и сборочных единиц, каждая из них имеет определенное назначение и должна отвечать определенным требованиям, записанным в нормативно-технической документации.

Все, без исключения, предприятия, получают детали и сборочные единицы (объединим их понятием – комплектующие) от специализированных предприятий – поставщиков. Примером тому могут служить предприятия автомобилестроения, получающие по кооперации множество комплектующих. Сборка машин при этом производится без подбора деталей и узлов или подгонки «по месту». Собранные машины должны отвечать всем установленным требованиям и нормально функционировать. Это возможно при условии, что все комплектующие изготовленные на разных заводах с заданной точностью, отвечают требованиям взаимозаменяемости. Требования по точности и взаимозаменяемости изложены в стандартах, их соблюдение призвано обеспечить взаимозаменяемость. Из этого следует, что взаимозаменяемость – обязательное условие специализации и кооперирования, т.е. современного разделения труда.

Можно дать следующее определение взаимозаменяемости. Взаимозаменяемость – свойство независимо изготовленных однотипных изделий (деталей, узлов, агрегатов), позволяющее им равноценно заменять друг друга при сборке или ремонте без предварительного подбора или подгонки, с обеспечением всех требований, предъявляемых к готовой конструкции.

Наиболее широко применяется полная взаимозаменяемость, которая характеризуется тем, что обеспечиваются условия беспригодной сборки всех независимо изготовленных с заданной точностью однотипных изделий.

Это условие выполняется тогда, когда после изготовления размеры и форма, механические, электрические и другие характеристики деталей будут находиться в заданных пределах, а готовые изделия будут удовлетворять техническим требованиям. Выполнение требований к точности деталей и других составных частей – важнейшее исходное условие обеспечения взаимозаменяемости.

Обеспечение взаимозаменяемости требует также выполнения ряда других условий, связанных с назначением оптимальных параметров частей изделий и характеристик материалов, с требованиями к технологии изготовления и контроля. Характер взаимной увязки научно-технических исходных положений, выдвигаемых при конструировании, изготовлении и эксплуатации, и обеспечивающих взаимозаменяемость, называется принципом взаимозаменяемости.

При изготовлении деталей возникают отступления реальных геометрических и других параметров от идеальных. Эти отступления приводят к появлению погрешностей.

Точностью называется степень приближения действительных значений параметров, измеренных с допустимой погрешностью, к идеальным. Точность характеризуется действительной погрешностью или пределами, ограничивающими рассеивание значений погрешности. Различают точность действительную и нормированную, заданную нормативно-технической документацией.

Точность деталей машин можно разделить по следующим видам:

- точность размеров элементов;
- точность геометрической формы элементов (макрогеометрия);
- точность взаимного расположения элементов;
- точность поверхности элементов по шероховатости (микрогеометрия).

Погрешности параметров неизбежны и поэтому, требования абсолютной точности достигнуть не возможно. Назначая пределы допустимых погрешностей, на практике стремятся получить оптимальные решения, отвечающие требованиям наиболее экономичной эксплуатации и изготовления.

Государственные стандарты РФ, регламентирующие требования на нормы взаимозаменяемости, носят межотраслевой характер и обязательны для предприятий любой отрасли. Стандарты базируются на международной системе допусков и посадок ИСО и создают основу для международной унификации и стандартизации деталей, узлов и машин, и для единообразного оформления технической документации.

1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ

1.1. Основные сведения

В машиностроении часто применяемыми соединениями являются гладкие цилиндрические. Данный тип соединений делят на подвижные, характеризующиеся свободным перемещением деталей с гарантированным зазором, и неподвижные, которые, в свою очередь разделяют на неразъёмные (с гарантированным натягом) и разъёмные (переходные соединения с небольшими величинами натягов и зазоров).

Основные положения и терминология, относящиеся к системе допусков и посадок, а также классы допусков предпочтительного применения изложены в ГОСТ 25346-2013 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки».

На рисунке 1.1 показаны условные обозначения номинальных и предельных размеров, предельных отклонений и допусков отверстий и валов. Связь между названными параметрами определяется следующими параметрами (при этом $D=d$):

$$D_{\max}=D+ES, d_{\max}=d+es, \quad (1.1)$$

$$D_{\min}=D+EI, d_{\min}=d+ei, \quad (1.2)$$

$$TD=D_{\max}-D_{\min}, Td=d_{\max}-d_{\min}, \quad (1.3)$$

$$TD=ES-EI, Td=es-ei. \quad (1.4)$$

Допуски отверстий и валов для разных квалитетов и номинальных размеров (за некоторым исключением) вычисляют по формуле

$$IT=a \cdot i, \quad (1.5)$$

где a – число единиц допуска, для различных квалитетов принимают по таблице [1, с. 564];

i – единица допуска.

Единица допуска для размеров до 500 мм определяется по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_c} + 0,001D_c, \quad (1.6)$$

где D_c – среднее геометрическое крайних значений интервала размеров от D_1 до D_2 , мм.

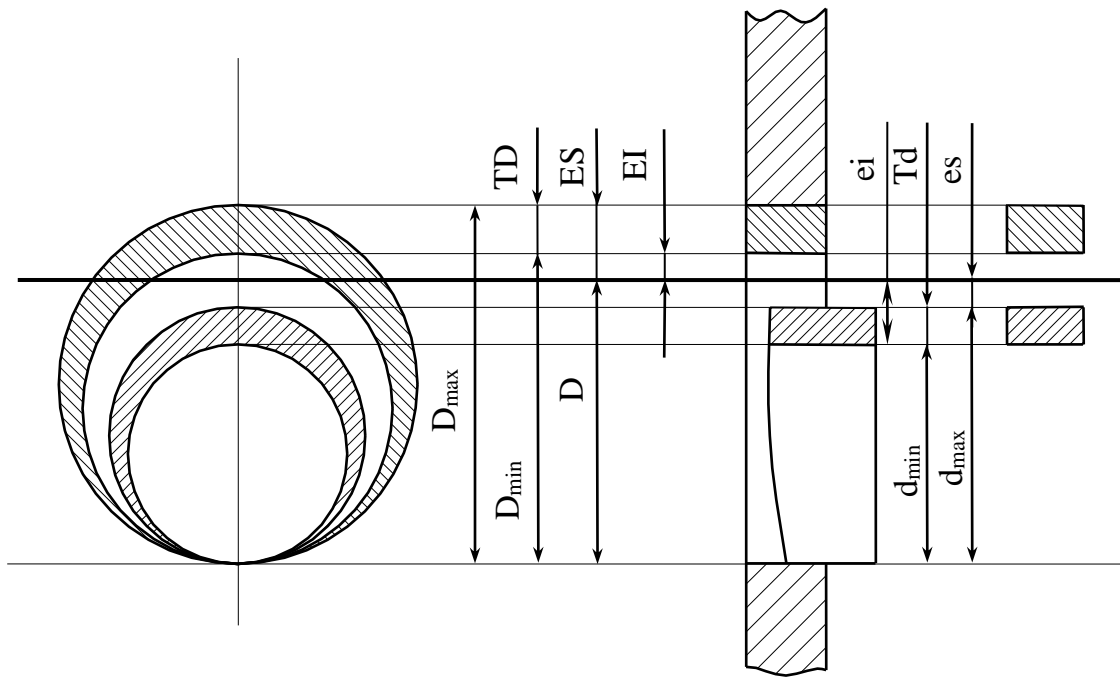


Рис. 1.1. Схема условных обозначений, элементов соединения

Зазоры (S) и натяги (N) для посадок рассчитывают по следующим формулам:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}, \quad (1.7)$$

$$S_{\max} = ES - ei, S_{\min} = EI - es, \quad (1.8)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}, \quad (1.9)$$

$$N_{\max} = es - EI, N_{\min} = ei - ES. \quad (1.10)$$

Допуски посадок с зазором, с натягом или переходной определяются по формулам:

$$TS = S_{\max} - S_{\min}, TS = TD + Td, \quad (1.11)$$

$$TN = N_{\max} - N_{\min}, TN = TD + Td, \quad (1.12)$$

$$T(N, S) = N_{\max} + S_{\max}, T(N, S) = TD + Td. \quad (1.13)$$

1.2. Основные отклонения, поля допусков, посадки

Система допусков и посадок представлена в следующих нормативных документах:

1. ГОСТ 25346-2013 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на ли-

нейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки»;

2. ГОСТ 25347-2013 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов»;

3. ГОСТ 25348-82 «Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм».

С целью обеспечения равных возможностей для образования допусков валов и отверстий в ГОСТ 25346-2013 предусмотрены одинаковые наборы основных отклонений валов и отверстий (рис. 1.2).

Абсолютное значение и знак каждого основного отклонения вала (верхнего e_s для валов $a \div h$ или нижнего e_i для валов $j \div zc$) определяют по эмпирическим формулам. Основные отклонения отверстий равны по абсолютной величине и противоположны по знаку основным отклонениям валов, обозначаемых той же буквой. Общее правило выглядит так:

- EI = $-e_s$ для отклонений от A до H;
- ES = $-e_i$ для отклонений от J до ZC.

Из общего правила сделано исключение для отверстий свыше 3 мм и до 500 мм с отклонениями J, K, M, N до качества 8 и с отклонениями P...ZC до 7 качества включительно. Для них установлено специальное правило:

$$ES = -e_i + \Delta,$$

$$\Delta = IT_n - IT_{n-1},$$

где IT_n – допуск рассматриваемого качества;

IT_{n-1} – допуск ближайшего более точного качества.

Следует отметить ещё одну особенность допусков, которая состоит в их равномерной градации: начиная с 5-го качества, допуски при переходе к следующему, более грубому качеству увеличиваются на 60%. Через каждые пять качественных допусков допуски увеличиваются в 10 раз. Это правило даёт возможность развить систему в сторону более грубых качественных допусков. [1]

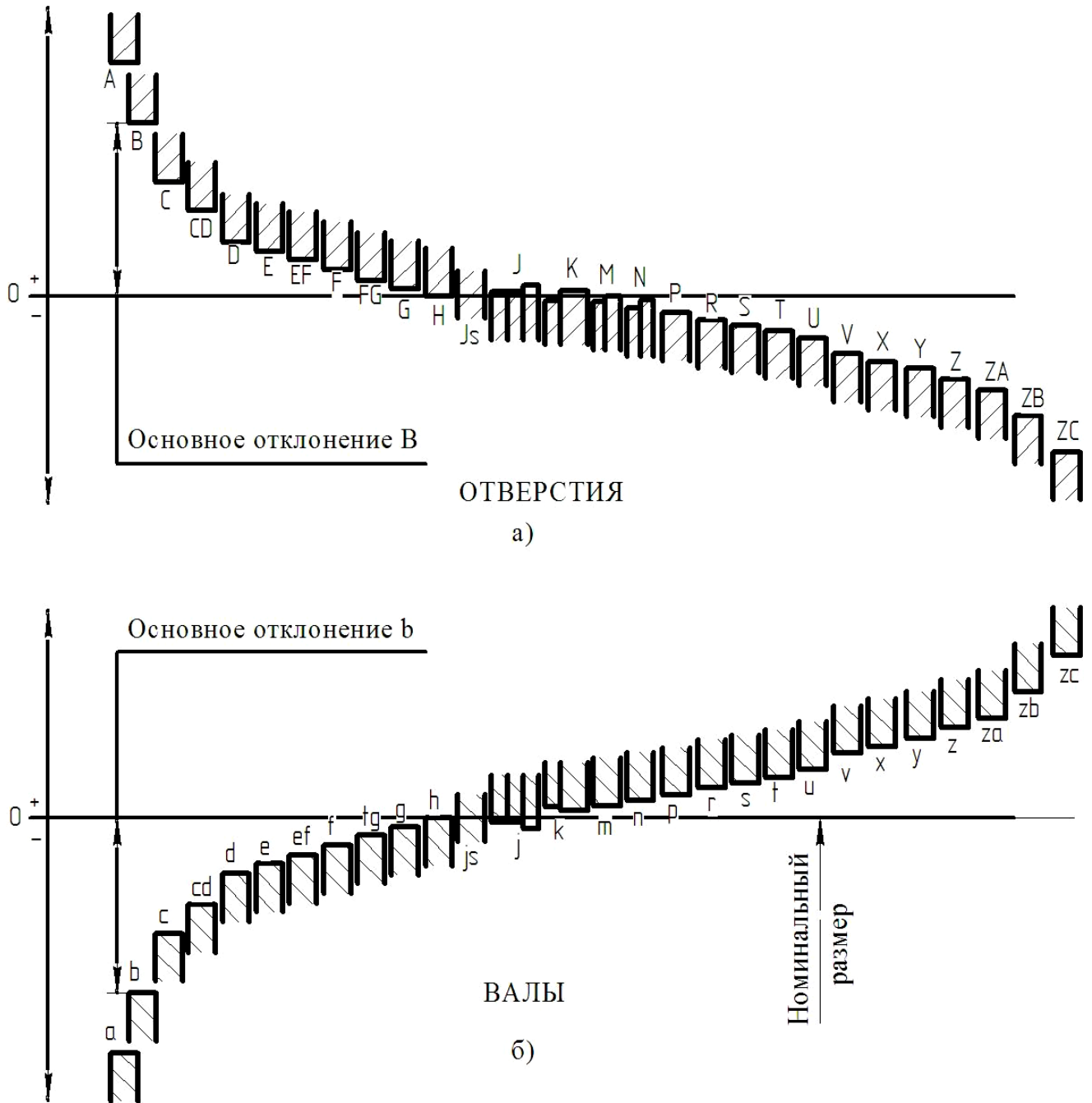
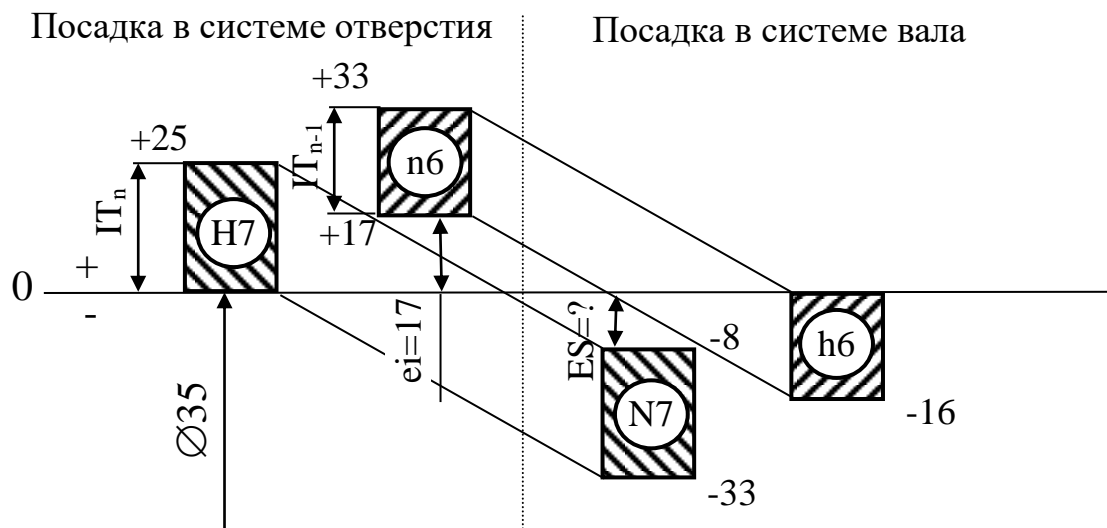


Рис. 1.2. Схема набора основных отклонений:
а – валов; б – отверстий

На рисунке 1.3 представлена схема расчёта основного отклонения N7 по специальному правилу.



$\text{Ø}35 \text{ H}7/\text{n}6, IT7 = 25 \text{ мкм}, IT6 = 16 \text{ мкм}, ei = 17 \text{ мкм}.$

$$ES = -ei + \Delta.$$

$$\Delta = IT7 - IT6 = 25 - 16 = 9 \text{ мкм}.$$

$$ES = -17 + 9 = -8 \text{ мкм}$$

Рис. 1.3. Схема определения основного отклонения отверстия N7 по специальному правилу

1.3. Примеры расчёта

1. По заданному номинальному размеру и предельным отклонениям рассчитать квалитет и определить буквенный индекс основного отклонения для $\text{Ø}78_{+0,032}^{+0,051}$.

Решение. Рассчитаем единицу допуска i по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_c} + 0,001D_c,$$

$$D_c = \sqrt{D_1 \cdot D_2}.$$

Так как номинальный размер $D=78$ мм находится в интервале от $D_1=50$ мм до $D_2=80$ мм, то

$$D_c = \sqrt{50 \cdot 80} = 63,3 \text{ мм},$$

$$i = 0,45\sqrt[3]{63,3} + 0,001 \cdot 63,3 = 1,86 \text{ мкм}.$$

Допуск размера T_d равен

$$T_d = es - ei = 51 - 32 = 19 \text{ мкм}.$$

Тогда число единиц

$$a = \frac{T_d}{i} = \frac{19}{1,86} \approx 10.$$

По таблице 1.8 [1] определяем, что 10 единиц допуска содержит 6 квалитет. Для определения основного отклонения построим схему расположения поля допуска для вала (или отверстия) (рис. 1.4).

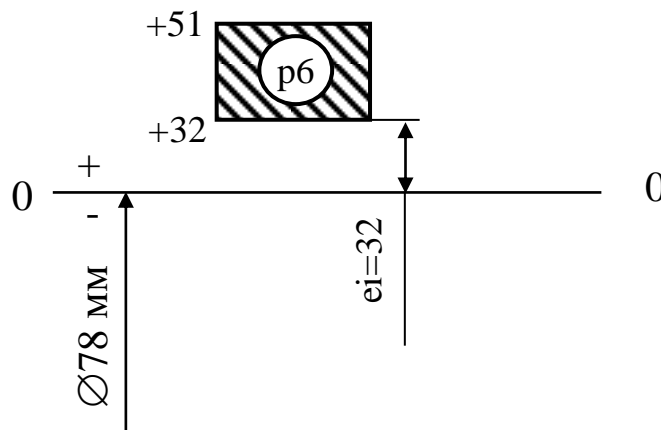


Рис. 1.4. Схема поля допуска вала $\varnothing 78$ р6 ($^{+0,051}_{+0,032}$)

По таблице 1.9 [1] находим, что основному отклонению $ei=+0,032$ мм для номинального размера 78 мм соответствует обозначение р. Следовательно, будем иметь $\varnothing 78$ р6 ($^{+0,051}_{+0,032}$) - сопрягаемый вал.

2. Для соединения вала $110^{+0,089}_{+0,054}$ и отверстия $110^{+0,054}$ рассчитать параметры посадки: номинальные и предельные размеры; предельные и средние отклонения; предельные натяги; допуски вала, отверстия и посадки. Построить схемы полей допусков по предельным отклонениям.

Решение. Находим номинальный размер и отклонения:

$$\begin{aligned} D &= 110 \text{ мм}, \\ ES &= +0,054 \text{ мм} = 54 \text{ мкм}, \\ EI &= 0, \\ E_c &= 0,5 \cdot (ES + EI) = 0,5 \cdot (54 + 0) = 27 \text{ мкм}, \\ d &= 110 \text{ мм}; \\ es &= +0,089 \text{ мм} = 89 \text{ мкм}, \\ ei &= +0,054 \text{ мм} = 54 \text{ мкм}, \end{aligned}$$

$$e_c = 0,5 \cdot (es - ei) = 0,5 \cdot [89 + 54] = 71,5 \text{ мкм.}$$

Предельные размеры находим по формулам (1.1) и (1.2):

$$D_{\max} = D + ES = 110 + 0,054 = 110,054 \text{ мм,}$$

$$D_{\min} = D + EI = 110 + 0 = 110 \text{ мм,}$$

$$d_{\max} = d + es = 110 + 0,089 = 110,089 \text{ мм,}$$

$$d_{\min} = d + ei = 110 + 0,054 = 110,054 \text{ мм.}$$

По формулам (1.9) или (1.10) находим предельные зазоры:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 110,089 - 110 = 0,089 \text{ мм,}$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 110,054 - 110,054 = 0 \text{ мм,}$$

или

$$N_{\max} = es - EI = 89 - 0 = 89 \text{ мкм,}$$

$$N_{\min} = ei - ES = 54 - 54 = 0 \text{ мкм.}$$

По результатам расчёта чертим схему полей допусков по предельным размерам без масштаба (рис. 1.5, а) и упрощённую схему в масштабе (рис. 1.5, б).

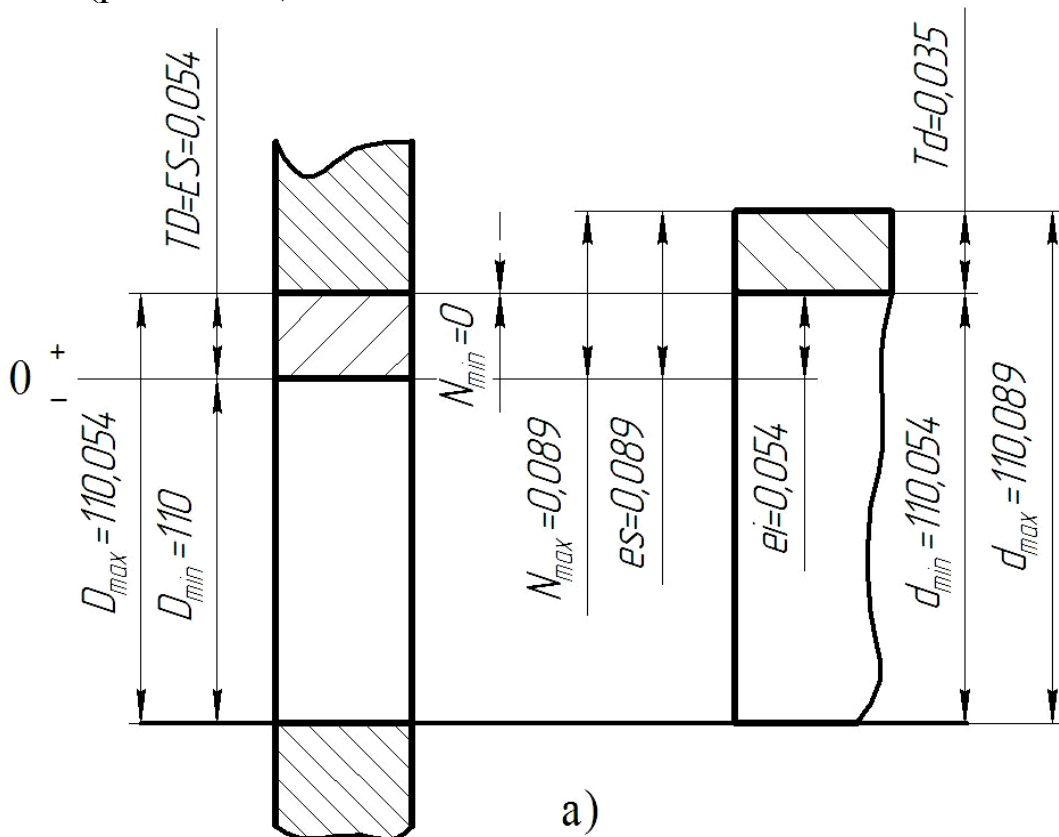


Рис. 1.5. Схема полей допусков соединения

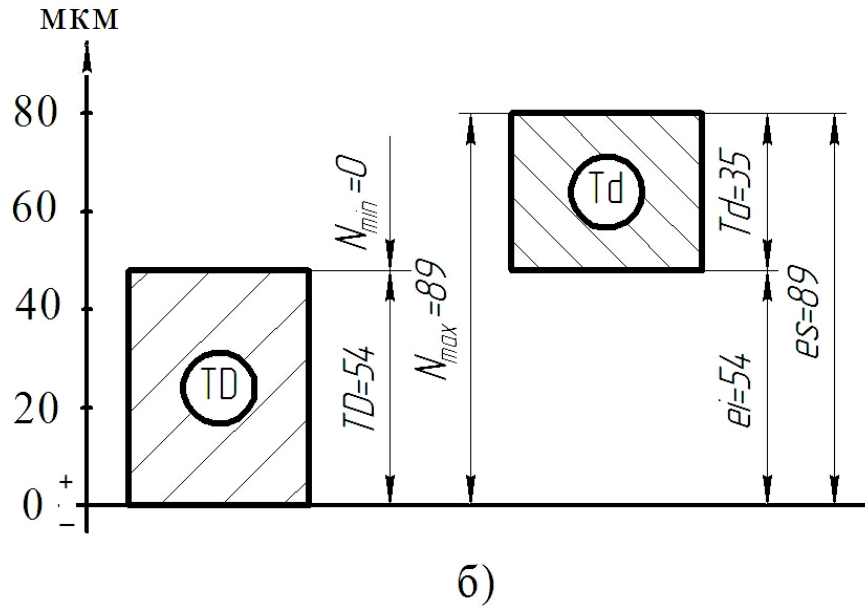


Рис. 1.5. Продолжение (начало на с. 15)

1.4. Задачи

1. По данным условным обозначениям предельных отклонений размеров (табл. 1.1) определить номинальные и предельные размеры, а также значение основного отклонения и величину допуска, без использования справочных таблиц. Изобразить схему расположения полей допусков.

Таблица 1.1

Исходные данные к заданию 1

№ варианта	Размер 1, мм	Размер 2, мм	Размер 3, мм	Размер 4, мм	Размер 5, мм
1	$2_{-0,03}^{-0,02}$	$3_{-0,01}$	$2 \pm 0,003$	$3^{+0,006}$	$3_{+0,018}^{+0,032}$
2	$4_{-0,042}^{-0,030}$	$5_{-0,012}$	$4 \pm 0,004$	$5^{+0,075}$	$6_{+0,023}^{+0,041}$
3	$7_{-0,055}^{-0,040}$	$9_{-0,015}$	$8 \pm 0,0045$	$7^{+0,09}$	$10_{+0,028}^{+0,050}$
4	$16_{-0,068}^{-0,050}$	$15_{-0,018}$	$18 \pm 0,0055$	$12^{+0,07}$	$16_{+0,033}^{+0,060}$
5	$26_{-0,086}^{-0,065}$	$20_{-0,021}$	$30 \pm 0,0065$	$22^{+0,084}$	$25_{+0,048}^{+0,081}$

Продолжение табл. 1.1

№ варианта	Размер 1, мм	Размер 2, мм	Размер 3, мм	Размер 4, мм	Размер 5, мм
6	$38_{-0,105}^{-0,080}$	$45_{-0,025}$	$40 \pm 0,008$	$35_{+0,062}^{+0,062}$	$50_{+0,070}^{+0,109}$
7	$56_{-0,13}^{-0,10}$	$60_{-0,03}$	$80 \pm 0,0095$	$65_{+0,074}^{+0,074}$	$70_{+0,102}^{+0,148}$
8	$90_{-0,155}^{-0,120}$	$100_{-0,035}$	$110 \pm 0,011$	$85_{+0,054}^{+0,054}$	$115_{+0,144}^{+0,198}$
9	$125_{-0,185}^{-0,145}$	$135_{-0,04}$	$140 \pm 0,0125$	$130_{+0,063}^{+0,063}$	$160_{+0,190}^{+0,253}$
10	$238_{-0,216}^{-0,170}$	$188_{-0,046}$	$200 \pm 0,0145$	$190_{+0,046}^{+0,046}$	$210_{+0,258}^{+0,330}$
11	$280_{-0,242}^{-0,190}$	$300_{-0,052}$	$315 \pm 0,016$	$270_{+0,052}^{+0,052}$	$260_{+0,315}^{+0,396}$
12	$360_{-0,263}^{-0,210}$	$380_{-0,057}$	$400 \pm 0,018$	$370_{+0,036}^{+0,036}$	$320_{+0,390}^{+0,479}$
13	$480_{-0,293}^{-0,230}$	$460_{-0,063}$	$500 \pm 0,02$	$440_{+0,04}^{+0,04}$	$410_{+0,490}^{+0,587}$
14	$2_{-0,024}^{-0,014}$	$2_{-0,01}$	$3 \pm 0,002$	$2_{+0,04}^{+0,04}$	$3_{+0,014}^{+0,020}$
15	$5_{-0,032}^{-0,020}$	$4_{-0,012}$	$4 \pm 0,0025$	$6 \pm 0,048$	$6_{+0,019}^{+0,027}$
16	$10_{-0,040}^{-0,025}$	$7_{-0,015}$	$9 \pm 0,003$	$7_{+0,036}^{+0,036}$	$6_{+0,023}^{+0,032}$
17	$11_{-0,050}^{-0,032}$	$12_{-0,018}$	$16 \pm 0,004$	$14_{+0,043}^{+0,043}$	$13_{+0,028}^{+0,039}$
18	$19_{-0,061}^{-0,040}$	$21_{-0,021}$	$23 \pm 0,0045$	$20_{+0,033}^{+0,033}$	$27_{+0,035}^{+0,048}$
19	$32_{-0,075}^{-0,050}$	$35_{-0,025}$	$42 \pm 0,0055$	$38_{+0,039}^{+0,039}$	$46_{+0,045}^{+0,059}$
20	$52_{-0,09}^{-0,06}$	$54_{-0,03}$	$62 \pm 0,0065$	$50_{+0,074}^{+0,074}$	$75_{+0,059}^{+0,078}$
21	$82_{-0,107}^{-0,072}$	$85_{-0,035}$	$94 \pm 0,0075$	$86_{+0,054}^{+0,054}$	$100_{+0,071}^{+0,093}$
22	$125_{-0,125}^{-0,085}$	$140_{-0,04}$	$155 \pm 0,009$	$130_{+0,04}^{+0,04}$	$170_{+0,108}^{+0,133}$
23	$182_{-0,146}^{-0,100}$	$190_{-0,46}$	$220 \pm 0,01$	$250_{+0,029}^{+0,029}$	$240_{+0,140}^{+0,169}$
24	$255_{-0,162}^{-0,110}$	$270_{-0,052}$	$275 \pm 0,0115$	$260_{+0,052}^{+0,052}$	$300_{+0,170}^{+0,202}$
25	$320_{-0,182}^{-0,125}$	$330_{-0,057}$	$390 \pm 0,0125$	$380_{+0,089}^{+0,089}$	$340_{+0,190}^{+0,225}$

2. По размерам, приведённым в задании 1, рассчитать квалитет и определить обозначение основных отклонений, пользуясь справочником [1, табл. 1.9]. На схемах расположения полей допусков показать основные отклонения и обозначить их соответствующими буквами.

3. Для указанных в таблице 1.2 номинальных размеров и квалитетов точности рассчитать величину допуска.

Таблица 1.2

Исходные данные к заданию 3

№ варианта	Номинальный размер, мм	Квалитет точности	№ варианта	Номинальный размер, мм	Квалитет точности
1	11	IT8	15	9	IT5
2	48	IT10	16	95	IT7
3	24	IT5	17	183	IT12
4	36	IT7	18	122	IT16
5	146	IT9	19	52	IT10
6	210	IT8	20	7	IT8
7	18	IT6	21	30	IT7
8	75	IT8	22	35	IT9
9	400	IT12	23	14	IT8
10	82	IT6	24	215	IT5
11	90	IT9	25	126	IT10
12	16	IT14	26	49	IT7
13	185	IT6	27	33	IT11
14	52	IT5	28	62	IT12

4. По номинальному размеру, основному отклонению, квалитету точности и предельным отклонениям (табл. 1.3) рассчитать, без применения справочных таблиц, допуск и предельные отклонения того же размера при другом квалитете точности. Полученные значения допусков и предельных отклонений округлить до целых микрометров.

Исходные данные к заданию 4

№ варианта	Номинальный размер, мм	Обозначение исходного допуска. Предельные отклонения, мкм	Обозначение требуемого допуска
1	6	$f6 \begin{pmatrix} -10 \\ -18 \end{pmatrix}$	f9
2	8	$js6 \begin{pmatrix} +4,5 \\ -4,5 \end{pmatrix}$	js7
3	10	$h5 \begin{pmatrix} - \\ -6 \end{pmatrix}$	h8
4	12	$g5 \begin{pmatrix} -6 \\ -14 \end{pmatrix}$	g8
5	15	$e6 \begin{pmatrix} -32 \\ -43 \end{pmatrix}$	e9
6	16	$d8 \begin{pmatrix} -50 \\ -77 \end{pmatrix}$	d6
7	18	$h5 \begin{pmatrix} - \\ -8 \end{pmatrix}$	h11
8	20	$p6 \begin{pmatrix} +35 \\ +22 \end{pmatrix}$	p7
9	22	$H5 \begin{pmatrix} +9 \\ - \end{pmatrix}$	H10
10	25	$h8 \begin{pmatrix} - \\ -33 \end{pmatrix}$	h4
11	26	$k5 \begin{pmatrix} +11 \\ +2 \end{pmatrix}$	k7
12	28	$s5 \begin{pmatrix} -10 \\ -18 \end{pmatrix}$	s7
13	30	$H10 \begin{pmatrix} +84 \\ - \end{pmatrix}$	H6
14	35	$h8 \begin{pmatrix} - \\ -39 \end{pmatrix}$	h12
15	40	$js7 \begin{pmatrix} +12 \\ -12 \end{pmatrix}$	js11
16	42	$m5 \begin{pmatrix} +20 \\ +9 \end{pmatrix}$	m7
17	45	$n5 \begin{pmatrix} +28 \\ +17 \end{pmatrix}$	n7
18	48	$r5 \begin{pmatrix} +45 \\ +34 \end{pmatrix}$	r7
19	50	$u5 \begin{pmatrix} +81 \\ +70 \end{pmatrix}$	u8
20	53	$p7 \begin{pmatrix} +62 \\ +32 \end{pmatrix}$	p5
21	55	$F9 \begin{pmatrix} +104 \\ +30 \end{pmatrix}$	F6
22	60	$D10 \begin{pmatrix} +220 \\ +100 \end{pmatrix}$	D6
23	65	$N5 \begin{pmatrix} -15 \\ -28 \end{pmatrix}$	N8
24	70	$u8 \begin{pmatrix} +148 \\ +102 \end{pmatrix}$	u5
25	78	$H5 \begin{pmatrix} +13 \\ - \end{pmatrix}$	H8
26	85	$g5 \begin{pmatrix} -12 \\ -27 \end{pmatrix}$	g6

Продолжение табл. 1.3

№ варианта	Номинальный размер, мм	Обозначение исходного допуска. Предельные отклонения, мкм	Обозначение требуемого допуска
27	90	$e8 \begin{pmatrix} -72 \\ -126 \end{pmatrix}$	e7
28	95	$E8 \begin{pmatrix} +126 \\ +72 \end{pmatrix}$	E10
29	100	$J_s5 \begin{pmatrix} +7,5 \\ -7,5 \end{pmatrix}$	J _s 12
30	110	$H5 \begin{pmatrix} +15 \end{pmatrix}$	H12

5. Для указанных в таблице 1.4 номинальных размеров и обозначений основных отклонений определите величину и знак этих основных отклонений, пользуясь справочником [1].

Таблица 1.4

Исходные данные к заданию 5

№ варианта	Номинал, мм	Основное отклонение	№ варианта	Номинал, мм	Основное отклонение	№ варианта	Номинал, мм	Основное отклонение
1	70	c	11	82	D	21	20	A
2	15	g	12	90	r	22	51	b
3	48	d	13	215	C	23	65	K
4	15	e	14	45	p	24	12	u
5	65	f	15	180	s	25	54	n
6	20	B	16	26	t	26	105	g
7	110	a	17	175	G	27	95	f
8	50	F	18	43	H	28	170	t
9	32	h	19	200	E	29	22	p
10	10	m	20	25	j _s	30	197	m

6. Определите тип посадки (рис. 1.6), покажите на схеме наибольший и наименьший зазор или натяг, предельные отклонения и предельные размеры.

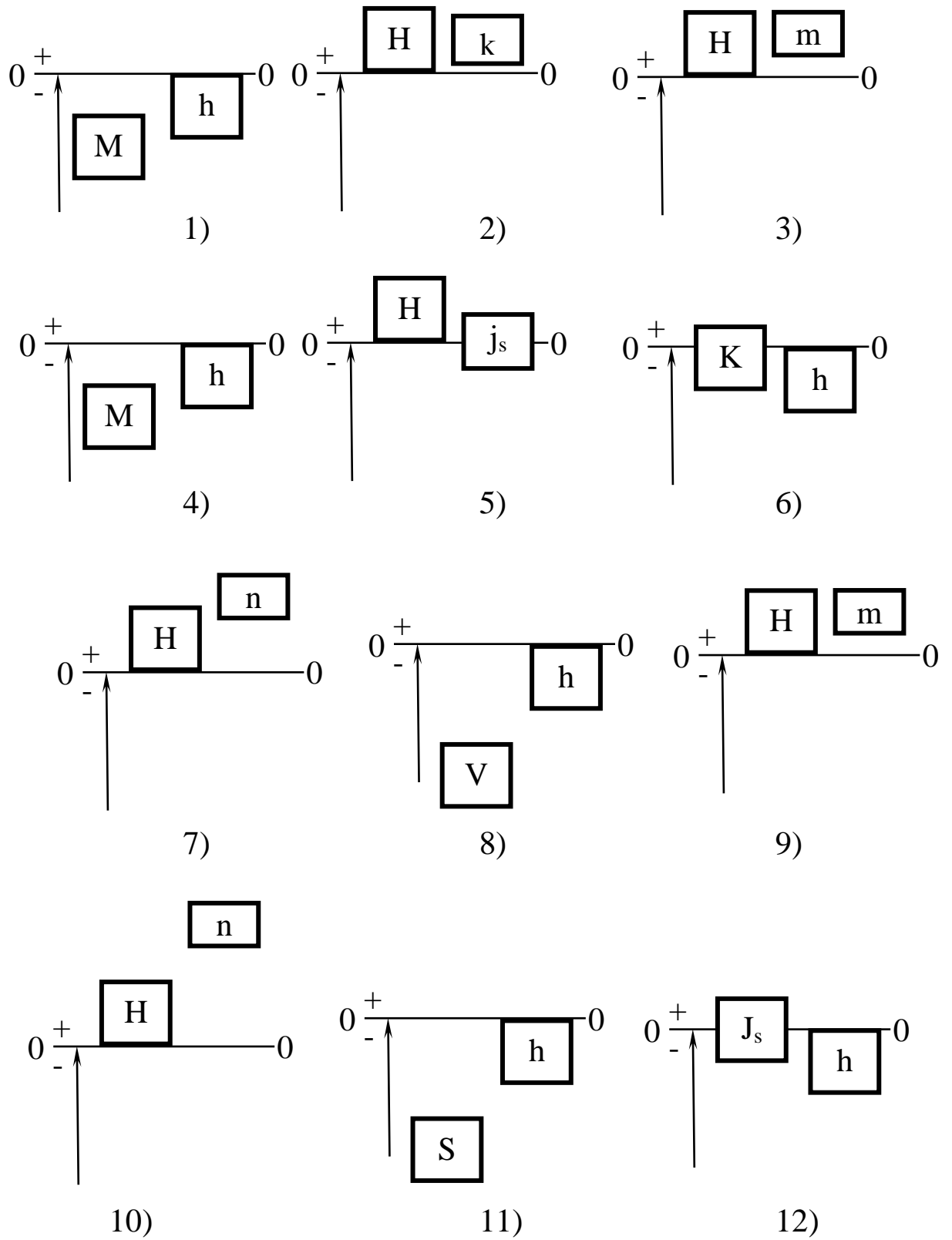


Рис. 1.6. Схемы для определения типа посадки

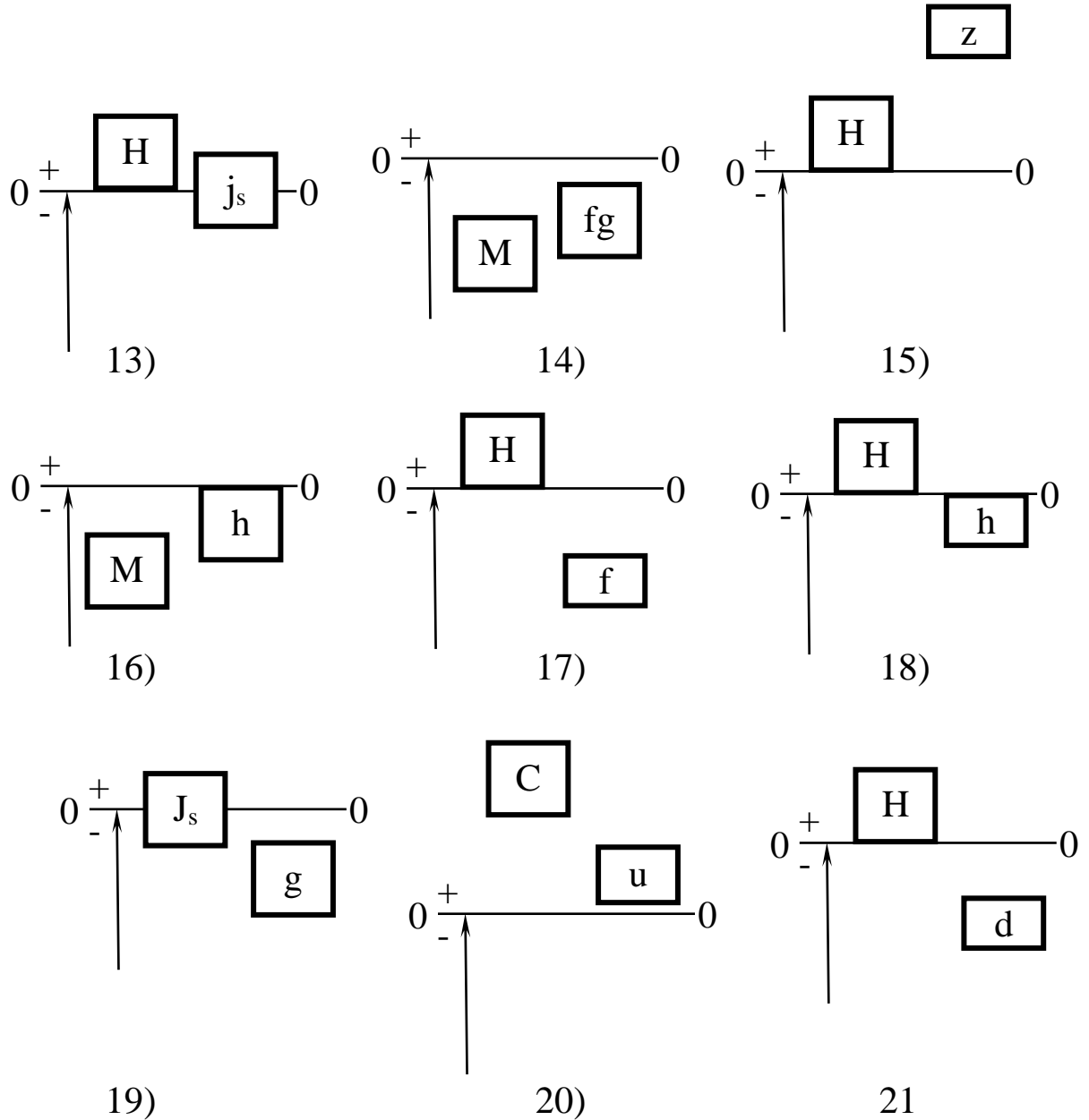


Рис 1.6. Продолжение (начало на с. 21)

7. На рисунке 1.7 показаны поля допусков валов (1) и отверстий (2). Определите, через какую сторону прямоугольника нужно провести нулевую линию, чтобы образовалась посадка в системе отверстия или в системе вала. Проведите нулевую линию для образования вне-системной посадки.

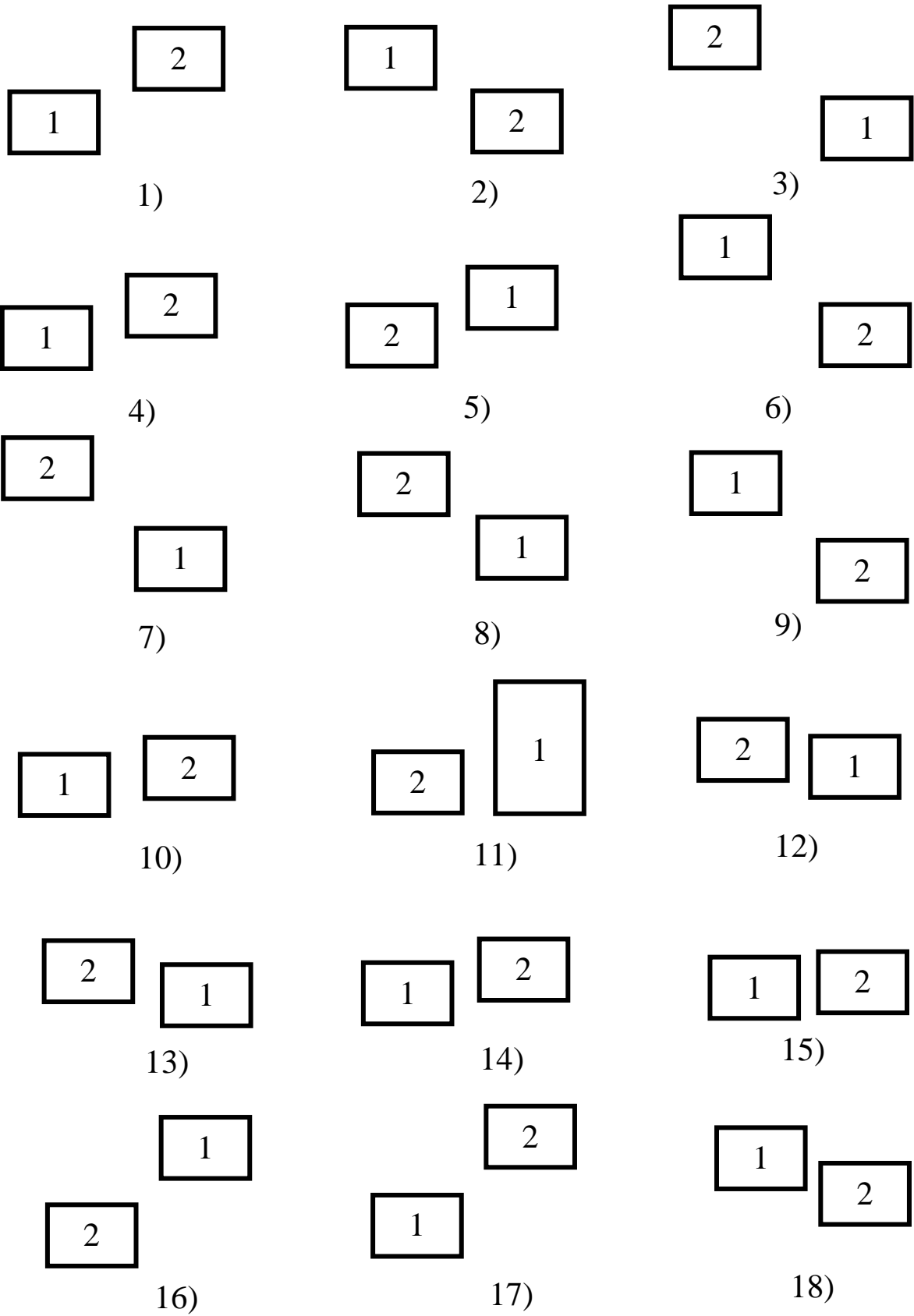


Рис. 1.7. Схемы для образования посадки в системе отверстия и вала

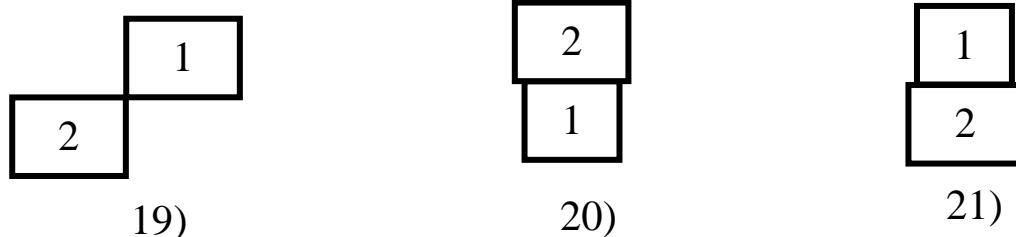


Рис. 1.7. Продолжение (начало на с. 23)

8. Определите предельные отклонения, размеры и допуски деталей, а также предельные зазоры и натяги соединения по данным приведённым ниже (табл. 1.5). Указать систему и тип посадки.

Таблица 1.5

Исходные данные к заданию 8

№ варианта	Размер, мм	№ варианта	Размер, мм	№ варианта	Размер, мм
1	$\varnothing 320 \begin{smallmatrix} +0,740 \\ +0,600 \\ -0,089 \end{smallmatrix}$	11	$\varnothing 320 \begin{smallmatrix} +0,007 \\ +0,005 \\ +0,001 \end{smallmatrix}$	21	$\varnothing 180 \begin{smallmatrix} +0,046 \\ +0,282 \\ +0,236 \end{smallmatrix}$
2	$\varnothing 18 \begin{smallmatrix} +0,011 \\ -0,006 \\ -0,014 \end{smallmatrix}$	12	$\varnothing 350 \begin{smallmatrix} \pm 0,018 \\ -0,036 \end{smallmatrix}$	22	$\varnothing 150 \begin{smallmatrix} +0,040 \\ -0,085 \\ -0,125 \end{smallmatrix}$
3	$\varnothing 150 \begin{smallmatrix} +0,355 \\ +0,170 \\ -0,185 \end{smallmatrix}$	13	$\varnothing 230 \begin{smallmatrix} +0,022 \\ -0,050 \\ -0,046 \end{smallmatrix}$	23	$\varnothing 42 \begin{smallmatrix} +0,025 \\ -0,025 \\ -0,050 \end{smallmatrix}$
4	$\varnothing 460 \begin{smallmatrix} +0,400 \\ -0,027 \end{smallmatrix}$	14	$\varnothing 85 \begin{smallmatrix} +0,054 \\ +0,312 \\ +0,258 \end{smallmatrix}$	24	$\varnothing 55 \begin{smallmatrix} +0,16 \\ -0,16 \end{smallmatrix}$
5	$\varnothing 10 \begin{smallmatrix} +0,022 \\ -0,025 \\ -0,040 \end{smallmatrix}$	15	$\varnothing 8 \begin{smallmatrix} -0,004 \\ -0,010 \\ -0,004 \end{smallmatrix}$	25	$\varnothing 52 \begin{smallmatrix} +0,030 \\ -0,039 \\ -0,020 \end{smallmatrix}$
6	$\varnothing 50 \begin{smallmatrix} +0,007 \\ -0,018 \\ -0,016 \end{smallmatrix}$	16	$\varnothing 10 \begin{smallmatrix} +0,022 \\ \pm 0,011 \end{smallmatrix}$	26	$\varnothing 130 \begin{smallmatrix} +0,040 \\ -0,145 \\ -0,185 \end{smallmatrix}$
7	$\varnothing 25 \begin{smallmatrix} +0,009 \\ \pm 0,003 \end{smallmatrix}$	17	$\varnothing 16 \begin{smallmatrix} \pm 0,004 \\ -0,008 \end{smallmatrix}$	27	$\varnothing 38 \begin{smallmatrix} +0,025 \\ +0,050 \\ +0,034 \end{smallmatrix}$
8	$\varnothing 100 \begin{smallmatrix} -0,041 \\ -0,075 \\ -0,022 \end{smallmatrix}$	18	$\varnothing 280 \begin{smallmatrix} +0,052 \\ +0,052 \\ +0,020 \end{smallmatrix}$	28	$\varnothing 142 \begin{smallmatrix} +0,355 \\ +0,170 \\ -0,185 \end{smallmatrix}$
9	$\varnothing 550 \begin{smallmatrix} +0,010 \\ +0,520 \\ +0,450 \end{smallmatrix}$	19	$\varnothing 185 \begin{smallmatrix} -0,005 \\ -0,077 \\ +0,308 \\ +0,236 \end{smallmatrix}$	29	$\varnothing 90 \begin{smallmatrix} +0,035 \\ -0,120 \\ -0,207 \end{smallmatrix}$
10	$\varnothing 100 \begin{smallmatrix} -0,010 \\ -0,045 \\ -0,022 \end{smallmatrix}$	20	$\varnothing 60 \begin{smallmatrix} +0,030 \\ +0,030 \\ +0,011 \end{smallmatrix}$	30	$\varnothing 40 \begin{smallmatrix} +0,112 \\ +0,050 \\ -0,018 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$

9. Для соединений, приведённых в таблице 1.6, определить номинальный и предельные размеры, отклонения размеров сопрягаемых поверхностей, предельные значения посадки, ее допуск и среднее значение посадки. Построить схемы расположения полей допусков соединений с указанием на них рассчитанных параметров. Указать характер соединений. При решении задач необходимо использовать справочник [1].

Таблица 1.6

Исходные данные к заданию 9

№ варианта	Размер 1, мм	Размер 2, мм	Размер 3, мм
1	Ø3 H5/f4	Ø110 N9/h9	Ø300 H7/p6
2	Ø5 H6/g5	Ø76 P9/h8	Ø420 H7/j _s 6
3	Ø8 H8/j _s 7	Ø82 P7/h6	Ø140 H7/e7
4	Ø12 H7/x7	Ø430 H12/b12	Ø75 K6/h5
5	Ø18 H5/p4	Ø500 H10/h10	Ø215 J _s 7/h6
6	Ø22 H6/v6	Ø45 M5/h6	Ø10 FG6/h5
7	Ø28 H9/e8	Ø215 N5/h4	Ø60 S6/h5
8	Ø30 H9/h8	Ø28 U8/h7	Ø115 K8/h7
9	Ø35 H8/z7	Ø310 H8/e8	Ø180 J _s 6/h5
10	Ø40 H5/h4	Ø50 R7/h6	Ø375 H7/a6
11	Ø10 FG5/h4	Ø420 H6/j _s 7	Ø120 H8/x8
12	Ø3 H8/ef7	Ø360 J6/h5	Ø14 H8/zc8
13	Ø60 H7/g6	Ø310 M8/h7	Ø310 T7/ h6
14	Ø100 H6/h5	Ø16 K8/za8	Ø25 H5/k4
15	Ø140 H10/d10	Ø210 J _s 8/h7	Ø440 Z8/h7
16	Ø155 H11/d10	Ø16 U7/h6	Ø32 H7/n6
17	Ø160 N9/h9	Ø12 H7/g6	Ø180 H7/x7
18	Ø180 P9/h8	Ø4 H9/cd9	Ø460 K8/n7
19	Ø220 K7/e7	Ø6 M7/h6	Ø90 H8/S8
20	Ø250 B12/h12	Ø9 H6/j5	Ø80 H7/t7
21	Ø6 CD9/h9	Ø13 H5/k4	Ø110 H7/p7
22	Ø300 H11/c11	Ø18 N6/h5	Ø50 H8/z8
23	Ø320 A8/h6	Ø24 H7/p6	Ø120 H7/j _s 6
24	Ø35 B9/h9	Ø30 H8/s7	Ø60 H6/k5
25	Ø400 H7/t6	Ø34 B12/h12	Ø75 H6/j _s 5
26	Ø500 H9/h8	Ø40 U7/h6	Ø200 H7/k6

10. Для посадок, приведенных в таблице 1.7, используя общее и специальное правило, написать аналогичные посадки в другой системе. Для обеих посадок (в системе отверстия и в системе вале) рассчитать предельные значения, не пользуясь справочными таблицами [1]. Построить совмещённую схему расположения полей допусков соединений в обеих системах.

Таблица 1.7

Исходные данные к заданию 10

№ варианта	Номинал, мм	Посадка	Допуски, мкм	Отклонения, мкм
1	Ø18	H8/za8	IT8=27	ei=+77
	Ø200	R7/h6	IT6=29, IT7=46	ES=-60
2	Ø60	H6/h5	IT5=13, IT6=19	
	Ø116	H8/js7	IT8=54, IT7=35	
3	Ø110	J6/h5	IT5=15, IT6=22	EI=-6
	Ø50	H10/d10	IT10=100	es=-80
4	Ø460	R8/h7	IT7=63, IT8=97	ES=-132
	Ø90	H7/n6	IT7=35, IT6=22	ei=+23
5	Ø80	F8/h7	IT7=30, IT8=46	EI=+30
	Ø180	H11/d10	IT11=250, IT10=160	es=-145
6	Ø32	H9/c9	IT9=62	es=-120
	Ø25	T7/h6	IT6=13, IT7=21	ES=-33
7	Ø440	J _s 8/h7	IT7=63, IT8=97	
	Ø15	H8/s8	IT8=27	ei=+28
8	Ø310	D9/h9	IT9=130	EI=+190
	Ø140	H6/r5	IT6=25, IT5=18	ei=+63
9	Ø120	H8/z8	IT8=54	ei=+310
	Ø375	U7/h6	IT6=36, IT7=57	ES=-414
10	Ø490	H5/k4	IT5=27, IT4=20	ei=+5
	Ø370	B12/h12	IT12=570	EI=+680
11	Ø165	H7/k6	IT7=40, IT6=25	ei=+3
	Ø95	A9/h9	IT8=54, IT9=87	EI=+380
12	Ø415	H9/h8	IT9=155, IT8=97	
	Ø135	H6/j5	IT6=25, IT5=18	es=+7
13	Ø75	H6/g5	IT6=19, IT5=13	es=-10
	Ø225	P7/h6	IT6=29, IT7=46	ES=-33

№ варианта	Номинал, мм	Посадка	Допуски, мкм	Отклонения, мкм
14	Ø430	H8/x8	IT8=97	ei=+740
	Ø76	N5/h4	IT4=8, IT5=13	ES=-15
15	Ø14	H9/e8	IT9=43, IT8=27	es=-32
	Ø20	N6/h5	IT5=9, IT6=13	ES=-11
16	Ø28	H8/n7	IT8=33, IT7=21	ei=+15
	Ø8	FG5/h4	IT4=4, IT5=6	EI=+8
17	Ø30	H7/e7	IT7=21	es=-40
	Ø420	M7/h6	IT6=40, IT7=63	ES=0
18	Ø175	H7/g6	IT7=40, IT6=25	es=-14
	Ø190	S6/h5	IT5=20, IT6=29	ES=-113
19	Ø200	H12/b12	IT12=460	es=-340
	Ø15	J _s 7/h6	IT6=11, IT7=18	
20	Ø14	K6/h6	IT6=11	ES=+2
	Ø15	H8/zc8	IT8=27	ei=+150
21	Ø50	N9/h9	IT9=62	ES=0
	Ø78	H7/p6	IT7=30, IT6=19	ei=+32
22	Ø115	H8/s7	IT8=54, IT7=35	ei=+79
	Ø110	U8/h8	IT8=54	ES=-144
23	Ø240	H7/x7	IT7=46	ei=+425
	Ø255	H5/h4	IT5=23, IT4=16	
24	Ø375	H5/x4	IT5=25, IT4=18	es=-678
	Ø345	P7/h6	IT6=36, IT7=57	ES=-41
25	Ø58	H6/v6	IT6=19	ei=+102
	Ø10	FG6/h5	IT5=6, IT6=9	EI=+8
26	Ø74	H7/f8	IT7=30, IT8=46	es=-30
	Ø82	J _s 7/h6	IT6=22, IT7=35	

1.5. Вероятностные характеристики посадок

Более точное представление о посадке дают вероятностные значения средних зазоров и натягов, определенные с учетом характеристик рассеивания размеров деталей. Этот метод основан на предположении, что размеры отверстия и вала распределяются по нормальному закону с центром группирования в середине поля допуска (E_c и

е_с). Тогда значения зазора или натяга (рис.1.8) также будут распределяться по нормальному закону симметрично относительно среднего значения зазора S_m или натяга N_m , определенных по формулам

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}, \quad (1.14)$$

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}. \quad (1.15)$$

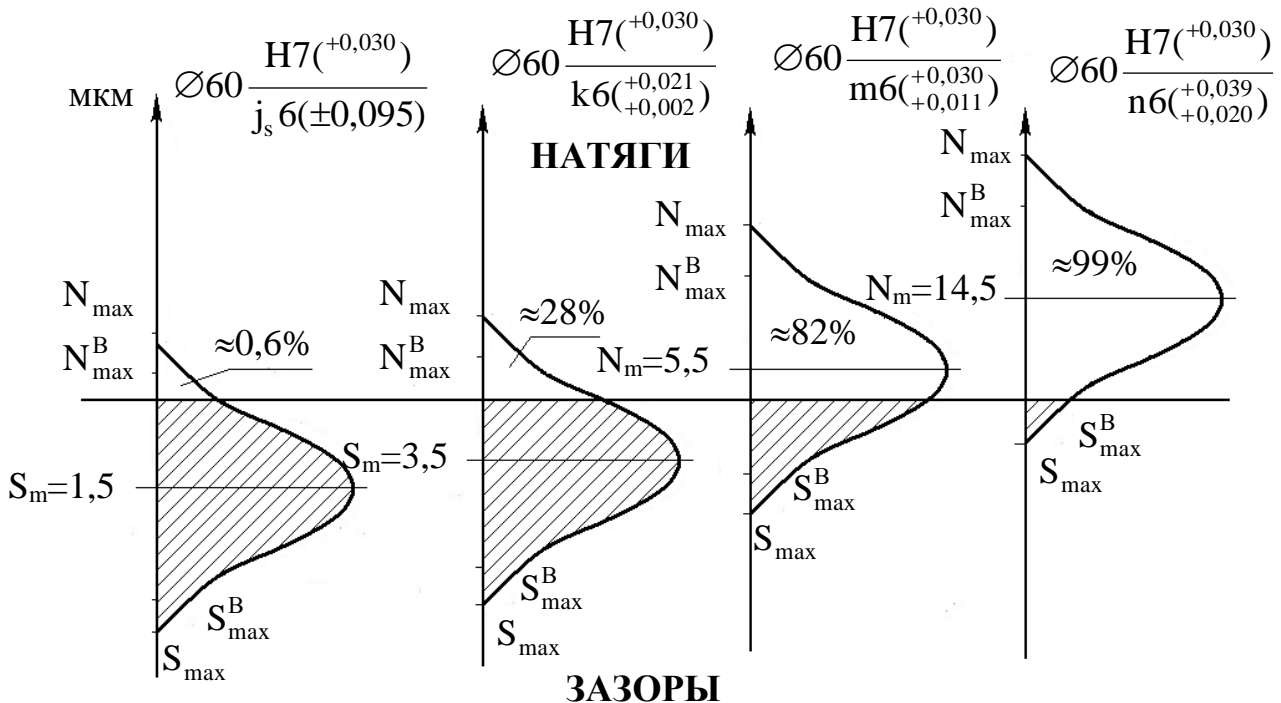


Рис. 1.8. Вероятности распределения зазоров и натягов в переходных посадках

Для переходных посадок средний натяг рассчитывают по формуле

$$N_m = \frac{N_{\max} - S_{\max}}{2}. \quad (1.16)$$

Если результат получится со знаком минус, то это означает, что среднее значение посадки соответствует зазору.

Вероятностные предельные зазоры S_{\max}^B , S_{\min}^B или натяги N_{\max}^B , N_{\min}^B определяют из выражений:

$$S_{\max}^B = S_m + \frac{TS^B}{2}, \quad S_{\min}^B = S_m - \frac{TS^B}{2}, \quad (1.17)$$

$$N_{\max}^B = N_m + \frac{TN^B}{2}, \quad N_{\min}^B = N_m - \frac{TN^B}{2}; \quad (1.18)$$

$$TN^B = TS^B = \sqrt{TD^2 + Td^2}, \quad (1.19)$$

где TD, Td – допуск соответственно отверстия и вала.

Для переходных посадок также рассчитывают вероятность получения натягов и зазоров в соединении. Для этого:

1) Рассчитывают параметр z интегральной функции нормального распределения $\Phi(z)$:

$$z = \frac{6N_m}{TN^B}.$$

2) Из таблицы 1.1 [1] по найденному значению z определяют значение функции $\Phi(z)$.

3) Рассчитывают вероятность натягов:

$$P_N = 0,5 + \Phi(z) \text{ при } z > 0;$$

$$P_N = 0,5 - \Phi(z) \text{ при } z < 0.$$

4) Рассчитывают вероятность зазоров:

$$P_S = 0,5 - \Phi(z) \text{ при } z > 0;$$

$$P_S = 0,5 + \Phi(z) \text{ при } z < 0.$$

Примечание: Обязательно должно выполняться условие $P_N + P_S = 1$.

11. Для соединений, приведённых в таблице 1.8, рассчитать вероятностные предельные зазоры или натяги без использования справочных таблиц [1].

Таблица 1.8

Исходные данные к заданию 11

№ варианта	Размер, мм	Максимальный (минимальный) зазор (натяг) посадки, мкм	Допуск, мкм
1	Ø3 H5/g4	$S_{\max}=9, S_{\min}=2$	IT4=3
2	Ø500 N8/h7	$N_{\max}=103, S_{\max}=57$	IT8=97
3	Ø70 P6/h5	$N_{\max}=45, N_{\min}=13$	IT6=30
4	Ø6 H6/f6	$S_{\max}=26, S_{\min}=10$	IT6=8
5	Ø480 M8/h7	$N_{\max}=86, S_{\max}=74$	IT8=97
6	Ø80 H6/r5	$N_{\max}=56, N_{\min}=24$	IT5=13
7	Ø15 F7/h5	$S_{\max}=42, S_{\min}=16$	IT7=18
8	Ø450 Js8/h7	$N_{\max}=48, S_{\max}=111$	

№ варианта	Размер, мм	Максимальный (минимальный) зазор (натяг) посадки, мкм	Допуск, мкм
9	Ø 90 H6/s5	$N_{\max}=86, N_{\min}=49$	IT5=15
10	Ø25 G6/h5	$S_{\max}=29, S_{\min}=7$	IT6=13
11	Ø420 H7/n6	$N_{\max}=80, S_{\max}=23$	IT7=63
12	Ø110 P7/h6	$N_{\max}=59, N_{\min}=2$	IT7=35
13	Ø60 H6/h5	$S_{\max}=32$	IT6=19
14	Ø90 K7/h6	$N_{\max}=25, S_{\max}=58$	IT7=35
15	Ø130 R7/h6	$N_{\max}=88, N_{\min}=23$	IT7=40
16	Ø130 D8/h6	$S_{\max}=233, S_{\min}=145$	IT8=63
17	Ø410 J _s 7/ h6	$N_{\max}=31, S_{\max}=71$	
18	Ø150 H7/s6	$N_{\max}=125, N_{\min}=60$	IT6=25
19	Ø190 H7/c8	$S_{\max}=333, S_{\min}=230$	IT8=72
20	Ø6 H8/n7	$N_{\max}=20, S_{\max}=10$	IT7=12
21	Ø70 T7/h6	$N_{\max}=94, N_{\min}=45$	IT7=30
22	Ø200 H7/e7	$S_{\max}=192, S_{\min}=100$	
23	Ø10 H8/m7	$N_{\max}=21, S_{\max}=16$	IT7=15
24	Ø90 H7/u7	$N_{\max}=159, N_{\min}=89$	
25	Ø240 E8/h7	$S_{\max}=218, S_{\min}=100$	IT8=72
26	Ø30 J _s 8/h7	$N_{\max}=16, S_{\max}=37$	
27	Ø110 H8/x8	$N_{\max}=264, N_{\min}=156$	IT8=54

12. Для соединений, приведённых в таблице 1.9, рассчитать вероятность появления зазоров и натягов.

Таблица 1.9

Исходные данные к заданию 12

№ варианта	Размер, мм	№ варианта	Размер, мм	№ варианта	Размер, мм
1	Ø 15 H5/m4	8	Ø 100 N7/h6	15	Ø 190 H8/n7
2	Ø 20 M5/h4	9	Ø 110 H7/m6	16	Ø 200 N8/h7
3	Ø 30 H5/k4	10	Ø 120 M7/h6	17	Ø 210 H8/m7
4	Ø 40 K5/h4	11	Ø 130 H7/k6	18	Ø 220 M8/h7
5	Ø 50 H5/j _s 4	12	Ø 140 K7/h6	19	Ø 230 H8/k7
6	Ø 60 J _s 5/h4	13	Ø 150 H7/j6	20	Ø 240 K8/h7
7	Ø 70 H6/j _s 5	14	Ø 160 J7/h6	21	Ø 250 H8/j7

Продолжение табл. 1.8

№ варианта	Размер, мм	№ варианта	Размер, мм	№ варианта	Размер, мм
22	Ø 80 J _s 6/h5	24	Ø 170 H7/j _s 6	26	Ø 260 J8/h7
23	Ø 90 H7/n6	25	Ø 180 J _s 7/h6	27	Ø 270 H8/j _s 7

1.6. Расчёт предельных калибров

Измерительные контрольные инструменты, предназначенные для проверки соответствия действительных размеров, формы и расположения поверхностей деталей заданным технической документацией называются *калибрами*. Особенностью калибров является то, что с их помощью определяют не числовое значение контролируемого параметра, а выход контролируемого параметра за нижний или верхний предел, или нахождение контролируемого параметра между двумя допустимыми пределами, т.е. годность детали.

Калибры используют в основном в массовом и крупносерийном производстве для проверки годности деталей с точностью от 6 до 17 квалитетов. Различают *рабочие* и *контрольные* калибры. Рабочие калибры предназначены для контроля изделий в процессе их изготовления, а контрольные калибры – для установки регулируемых калибров-скоб и контроля нерегулируемых калибров-скоб.

Технические требования, исполнительные размеры, допуски и отклонения калибров регламентируются следующими нормативными документами:

- ГОСТ 21401-75 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Исполнительные размеры»;
- ГОСТ 24851-81 «Калибры гладкие для цилиндрических отверстий и валов. Виды»;
- ГОСТ 24853-81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски»;
- ГОСТ 2015-84 «Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования».

На рисунке 1.9 приведены схемы полей допусков соответственно калибров-пробок и калибров-скоб для отверстий и валов, обоб-

щённые для номинальных размеров до 180 мм и свыше 180 мм.

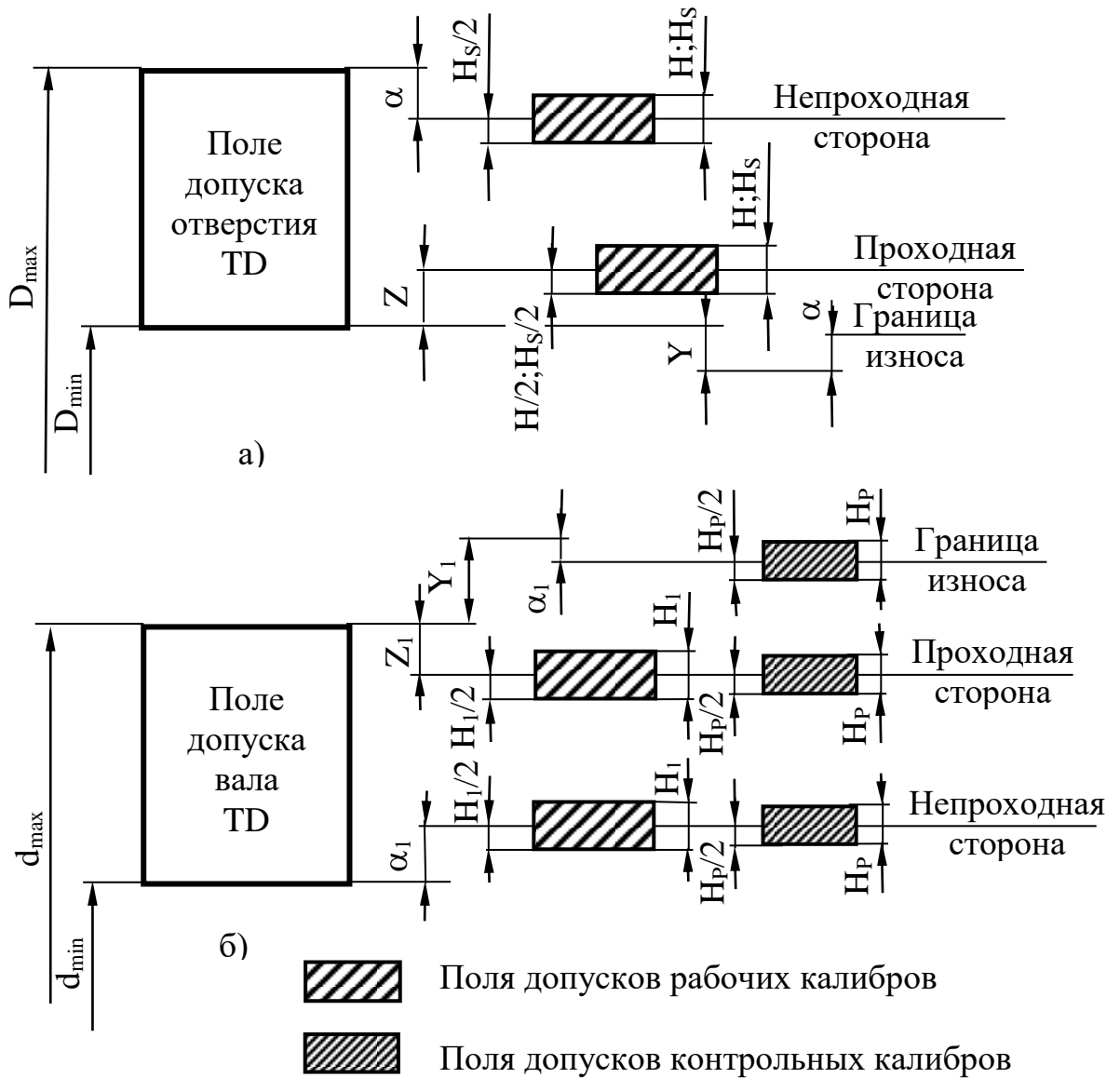


Рис. 1.9. Схема расположения волей допусков калибров-пробок (а) и калибров-скоб (б)

Предельные размеры отверстий D_{max} и D_{min} являются номинальными размерами калибров-пробок, а предельные размеры валов d_{max} и d_{min} номинальными размерами калибров-скоб.

Допуски на изготовление гладких калибров устанавливает ГОСТ 24853-81: H и H_s – допуски на изготовление калибров-пробок соответственно с цилиндрическими и сферическими измерительными поверхностями; H_1 и H_P – допуски на изготовление соответствен-

но рабочих и контрольных калибров-скоб.

Исполнительные размеры калибров и предельные размеры рассчитываются по формулам, приведённым в таблице 1.10. Исполнительные размеры калибров округляют по следующему правилу: для рабочих калибров 15...17 квалитетов – до целого микрометра, для изделий 6...14 квалитетов и всех контрольных калибров – до значений кратных 0,5 микрометра в сторону сокращения производственного допуска.

Таблица 1.10

Формулы для вычисления исполнительных размеров калибров для размеров до 180 мм

Вид калибра	Условное обозначение	Формулы
Калибр – пробка	Проходной новый Р-ПР исп. Проходной изношенный Р-ПР изн. Непроходной Р-НЕ исп.	$(D_{\min}+Z+0,5H)_{-H}$ $D_{\min}-Y$ $(D_{\max}+0,5H)_{-H}$
Калибр - скоба	Проходной новый Р-ПР исп. Проходной изношенный Р-ПР изн. Непроходной Р-НЕ исп.	$(d_{\max}-Z_1-0,5H_1)^{+H_1}$ $d_{\max}+Y_1$ $(d_{\min}-0,5H_1)^{+H_1}$
Контрольный калибр	Проходной новый К-ПР исп. Проходной изношенный К-ПР изн. Непроходной К-НЕ исп.	$(d_{\max}-Z_1+0,5H_P)_{-H_P}$ $(d_{\max}+Y_1+0,5H_P)_{-H_P}$ $(d_{\min}+0,5H_P)_{-H_P}$

13. Рассчитать исполнительные размеры рабочих калибров-пробок и калибров-скоб для валов и отверстий, размеры которых заданы в таблице 1.11. Построить схемы расположения полей допусков (см. рис.1.9) для расчёта исполнительных размеров калибров-пробок и калибров-скоб.

Таблица 1.11

Исходные данные к заданию 13

№ варианта	Размер 1, мм	Размер 2, мм	№ варианта	Размер 1, мм	Размер 2, мм
1	Ø100 H7	Ø100 h6	14	Ø30 H12	Ø30 h11
2	Ø120 H6	Ø120 h6	15	Ø40 H11	Ø40 h10
3	Ø140 H8	Ø140 h7	16	Ø70 H7	Ø70 h6
4	Ø75 H9	Ø75 h8	17	Ø100 H8	Ø100 h7
5	Ø130 H6	Ø130 h6	18	Ø130 H10	Ø130 h9

Продолжение табл. 1.11

№ варианта	Размер 1, мм	Размер 2, мм	№ варианта	Размер 1, мм	Размер 2, мм
6	Ø12 H10	Ø12 h9	19	Ø130 H8	Ø130 h8
7	Ø18 H6	Ø18 h7	20	Ø100 H9	Ø100 h10
8	Ø35 H7	Ø35 h6	21	Ø50 H10	Ø50 h9
9	Ø115 H9	Ø115 h8	22	Ø80 H9	Ø80 h8
10	Ø180 H8	Ø180 h7	23	Ø120 H8	Ø120 h7
11	Ø115 H9	Ø115 h8	24	Ø175 H7	Ø175 h6
12	Ø180 H6	Ø180 h6	25	Ø120 H9	Ø120 h8
13	Ø100 H11	Ø100 h10	26	Ø120 H10	Ø120 h9

14. По заданному номинальному размеру (табл. 1.12) определить предельные, искажённые значения посадки при условии, что приёмка производилась предельно изношенными проходными калибрами, вычертить схемы полей допусков отверстий, валов и калибров для их контроля.

Таблица 1.12

Исходные данные к заданию 14

№ варианта	Номинальный размер, мм	Посадка	№ варианта	Номинальный размер, мм	Посадка
1	2	H7/a6	16	70	H8/h8
2	4	H7/r6	17	75	E9/k7
3	6	H7/s6	16	80	H8/c10
4	10	H7/e8	19	90	H8/t7
5	15	H7/f7	20	100	H8/s7
6	16	H8/e8	21	120	H8/f8
7	1	H8/f9	22	160	K8/h8
8	20	H8/d8	23	185	G7/h6
9	22	H7/n6	24	200	K10/c8
10	25	K7/h6	25	220	H7/m6
11	30	H8/h6	26	235	H8/k7
12	35	N8/h7	27	250	H8/j _s 8
13	40	D9/h8	28	270	H8/u8
14	45	E9/h8	29	285	H11/k7
15	63	C8/h8	30	300	M6/h7

В соответствии с исходными данными рассчитать:

а) исполнительные размеры калибра-пробки Р-ПР и Р-НЕ;

- б) исполнительные размеры калибра-скобы Р-ПР и Р-НЕ;
- в) исполнительные размеры калибра К-И;
- г) исполнительные размеры калибра К-ПР;
- д) исполнительные размеры калибра К-НЕ;
- е) построить схемы полей допусков рабочих и контрольных калибров.

1.7. Расчет посадок с натягом

Расчет посадок с натягом (посадок с упругой связью) выполняется с целью обеспечить прочность соединения, т. е. отсутствие смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочность сопрягаемых деталей (рис. 1.10). Исходя из первого условия, определяется минимальный допустимый натяг $[N_{\min}]$, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия, определяется максимальный допустимый натяг $[N_{\max}]$, при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации.

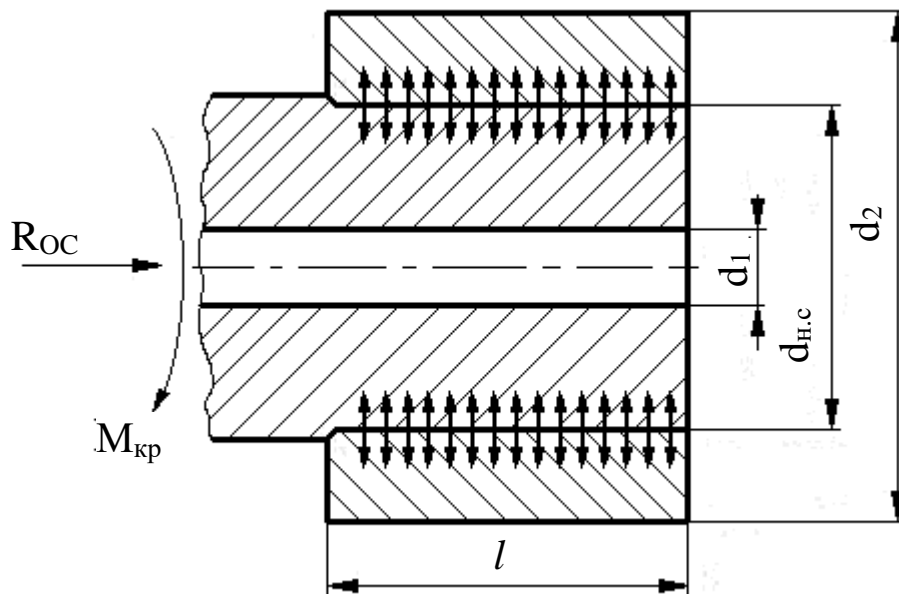


Рис. 1.10. Схема расчета посадки с натягом

Расчет посадок с натягом можно вести в следующем порядке:

- 1) По известным значениям внешних нагрузок (R_{oc} , $M_{кр}$) и размерам соединения ($d_{н.с}$ и l) определяется требуемое минимальное

удельное давление (Н/м^2) на контактных поверхностях соединения (рис. 1.67):

- при действии $M_{\text{кр}}$

$$[p_{\text{min}}] = \frac{2M_{\text{кр}}}{\pi d_{\text{н.с}}^2 l f}; \quad (1.20)$$

- при действии $R_{\text{ос}}$

$$[p_{\text{min}}] = \frac{R_{\text{ос}}}{\pi d_{\text{н.с}} l f}; \quad (1.21)$$

- при одновременном действии $R_{\text{ос}}$ и $M_{\text{кр}}$

$$[p_{\text{min}}] = \frac{\sqrt{R_{\text{ос}}^2 + \left(\frac{2M_{\text{кр}}}{d_{\text{н.с}}}\right)^2}}{\pi d_{\text{н.с}} l f} \quad (1.22)$$

где $R_{\text{ос}}$ – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н;

$M_{\text{кр}}$ – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н·м;

l – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания.

Коэффициент трения f колеблется в широких пределах, что объясняется многообразием факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатость поверхностей, скорость запрессовки, наличие смазки, вид покрытия и т. д.) Значения f приведены ниже (табл. 1.13).

2) По полученным значениям p_{min} определяется необходимая величина наименьшего расчетного натяга N'_{min} (М)

$$N'_{\text{min}} = [p_{\text{min}}] d_{\text{н.с}} \left(\frac{\tilde{n}_1}{E_1} + \frac{\tilde{n}_2}{E_2} \right), \quad (1.23)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (отверстия) деталей, Па;

c_1 и c_2 – коэффициенты Ляме, определяемые по формулам:

$$\tilde{n}_1 = \frac{1 + (d_1/d_{\text{н.с}})^2}{1 - (d_1/d_{\text{н.с}})^2} - \mu_1, \quad \tilde{n}_2 = \frac{1 + (d_{\text{н.с}}/d_2)^2}{1 - (d_{\text{н.с}}/d_2)^2} + \mu_2, \quad (1.24)$$

где d_1 и d_2 – см. на рис. 1.10;

μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей.

Для сплошного вала ($d_1 = 0$) $c_1 = 1 - \mu_1$; для массивного корпуса ($d_2 \rightarrow \infty$) $c_2 = 1 + \mu_2$.

Таблица 1.13

Значения коэффициентов трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения f
Сталь — сталь	0,06 - 0,13
Сталь — чугун	0,07 - 0,12
Сталь — магниевые-алюминиевые сплавы	0,03 - 0,05
Сталь — латунь	0,05 - 0,1
Сталь — пластмассы	0,15 - 0,25
<i>Примечание.</i> При образовании соединений с использованием температурных деформаций (нагрев охватывающей, охлаждение охватываемой детали) значения f в 1,5 - 1,6 раза выше приведенных. При стальных и чугунных деталях часто принимают $f = 0,14$.	

3) Определяется с учётом поправок к N'_{\min} величина минимального допустимого натяга:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + \gamma_{\text{ш}} + \gamma_t + \gamma_{\text{ц}} + \gamma_{\text{п}} \quad (1.25)$$

где $\gamma_{\text{ш}}$ – поправка, учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения:

$$\gamma_{\text{ш}} = 1,2(Rz_1 + Rz_2) \approx 5(Ra_1 + Ra_2), \quad (1.26)$$

γ_t – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей (t_1 и t_2) и температуры сборки ($t_{\text{сб}}$), различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей (α_1 и α_2):

$$\gamma_t = -d_{\text{н.с}}(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2). \quad (1.27)$$

Положительная поправка γ_t учитывается, если при рабочей температуре натяг ослабляется;

$\gamma_{\text{ц}}$ – поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил (существенна для крупных быстро вращающихся деталей). Для сплошного вала и одинаковых материалов соединяемых деталей

$$\gamma_{\ddot{o}} = \frac{v^2 d_{i.\tilde{n}} \rho}{64} \left(\frac{3 + \mu}{E} \right), \quad (1.28)$$

где v – окружная скорость на наружной поверхности втулки, м/с;

ρ – плотность материала;

γ_{Π} – добавка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках (определяется опытным путём).

4) На основе теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допустимое удельное давление $[p_{\max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей.

В качестве $[p_{\max}]$ берется наименьшее из двух значений (Н/м²):

$$p_1 = 0,58\sigma_{\delta 1} [1 - (d_1/d_{i.\tilde{n}})^2], \quad (1.29)$$

$$p_2 = 0,58\sigma_{\delta 2} [1 - (d_{i.\tilde{n}}/d_2)^2], \quad (1.30)$$

где $\sigma_{\tau 1}$ и $\sigma_{\tau 2}$ – предел текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей.

5) Определяется величина наибольшего расчетного натяга N'_{\max} (М):

$$N'_{\max} = [p_{\max}] d_{i.\tilde{n}} \left(\frac{\tilde{n}_1}{E_1} + \frac{\tilde{n}_2}{E_2} \right). \quad (1.31)$$

6) Определяется с учетом поправок к N'_{\max} величина максимального допустимого натяга:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} \gamma_{y\delta} + \gamma_{\text{ш}} - \gamma_t, \quad (1.32)$$

где $\gamma_{y\delta}$ – коэффициент увеличения удельного давления у торцов охватываемой детали. В отдельных случаях принимается по графику (рис. 1.11). Поправку γ_t следует учитывать, если при рабочей температуре натяг увеличивается.

7) Выбирается посадка из таблиц системы допусков и посадок [1, табл. 1.49].

Условия подбора посадки следующие:

$$[N_{\min}] \leq N_{\min \text{ таб.}}, [N_{\max}] \geq N_{\max \text{ таб.}}. \quad (1.34)$$

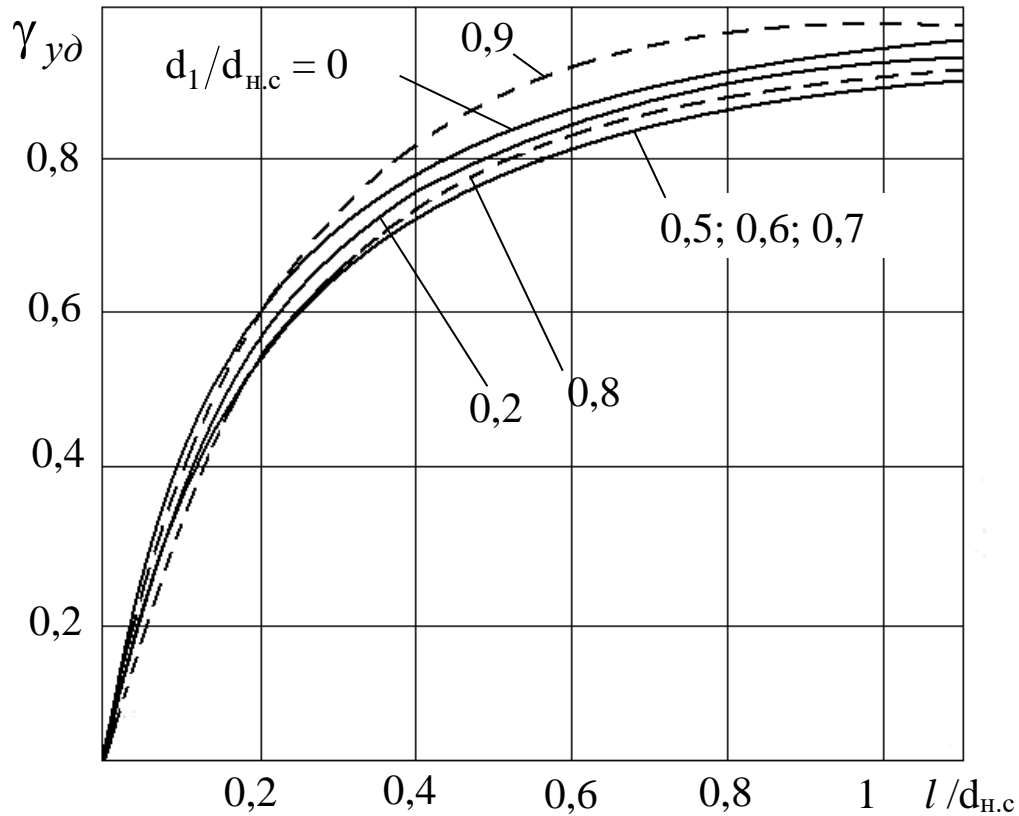


Рис. 1.11. Определение значения $\gamma_{y\delta}$

15. Для соединения деталей «вал-втулка» (табл. 1.14) рассчитайте величину натяга и выберите соответствующую посадку с натягом. Необходимо учесть следующее:

- сборка сопряжения производится под прессом;
- модуль упругости обеих сопрягаемых деталей для стали $E=2,06 \cdot 10^{11}$ Па, для чугуна $E=1,2 \cdot 10^{11}$ Па, для бронзы и латуни $E=1,1 \cdot 10^{11}$ Па;
- вал сплошной, его внутренний диаметр $d_1=0$;
- шероховатость сопрягаемых поверхностей $Rz_1=Rz_2=10$ мкм;
- коэффициенты Пуассона сопрягаемых деталей для стали $\mu=0,3$, для чугуна $\mu=0,25$, для бронзы $\mu=0,35$, для латуни $\mu=0,38$.

Исходные данные к заданию 15

№ варианта	Диаметр сопряжения d, мм	Наружный диаметр втулки d ₂ , мм	Момент крутящий M _{кр} , Н·м	Длина втулки l, мм	Марка материала вала и втулки	σ _T для материала вала и втулки, Па
1	60	80	450	0,7d	Сталь 45 Чугун Сч28	3,53·10 ⁸ 2,74·10 ⁸
2	45	90	500	0,75d		
3	50	110	1100	0,9d		
4	55	100	1250	1,2d	Сталь 50Г Бронза	3,80·10 ⁸ 3,92·10 ⁸
5	60	90	900	d		
6	70	120	1800	1,2d		
7	65	110	2500	1,5d		
8	60	120	2200	1,4d	Сталь 40 Латунь	3,33·10 ⁸ 3,43·10 ⁸
9	75	130	3000	0,8d		
10	80	160	2500	0,85d		
11	75	150	2750	0,75d		
12	85	130	3000	0,55d		
13	90	160	3500	1,2d	Сталь 30 Бронза	2,94·10 ⁸ 3,92·10 ⁸
14	95	140	2750	1,4d		
15	90	180	3250	d		
16	90	200	1750	1,3d		
17	100	220	2000	1,2d	Сталь 35 Чугун С28	3,14·10 ⁸ 2,74·10 ⁸
18		240	2500	d		
19		250	3000	0,85d		
20		220	2750	1,1d		
21	110	230	3250	1,3d	Сталь 50 Латунь	3,75·10 ⁸ 3,43·10 ⁸
22		240	3500	1,2d		
23		190	1250	d		
24		210	1800	0,8d		
25	120	230	2500	0,65d	Сталь 40 Чугун С28	3,33·10 ⁸ 2,74·10 ⁸
26		250	3500	0,5d		
27		200	1400	0,8d		
28		220	2700	0,5d		
29	130	240	2250	d	Сталь 30 Латунь	2,94·10 ⁸ 3,43·10 ⁸
30	140	260	2000	1,1d		
31	150	250	1750	0,95d		
32	160	240	1500	0,9d	Сталь 45 Бронза	3,53·10 ⁸ 3,92·10 ⁸
33	120	200	1000	0,8d		
34	100	180	1250	0,85d		

1.8. Назначение полей допусков для вала и отверстия корпуса при установке подшипников качения. Расчёт подшипниковых посадок

Подшипники качения являются одними из самых распространённых стандартных сборочных соединений. Они характеризуются полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям, которые определяются наружным диаметром наружного кольца и внутренним диаметром внутреннего кольца, и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами. Кольца подшипников и тела качения подбирают селективным методом ввиду малых допусков зазоров и малой допускаемой размерностью комплекта тел качения. [2]

Качество подшипников определяется точностью их присоединительных размеров; точностью формы, взаимного расположения поверхностей, размеров тел качения и колец подшипников и их шероховатости; точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биениями дорожек качения и торцов колец.

Согласно ГОСТ 520-2011 «Подшипники качения. Общие технические условия» установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения:

- нормальный, 6, 5, 4, Т, 2 – для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;
- 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников;
- нормальный, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников.

Выбор класса точности подшипника осуществляется исходя из требований к точности вращения и условиям работы механизма. Большинство механизмов общего назначения применяются подшипники класса точности 0. Для более высоких классов точности характерна высокая точность вращения вала. [2]

Поля допусков и посадки, требования к посадкам подшипников качения представлены в ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки».

ГОСТ 3325-85 устанавливает следующие обозначения полей допусков на посадочные диаметры колец подшипника по классам точности (см. рис. 1.12):

для среднего диаметра отверстия подшипников – Ld_m , L0, L6, L5, L4, L2,

где Ld_m – общее обозначение поля допуска на средний диаметр отверстия d_m подшипника.

L0, L6, L5, L4, L2 – обозначение полей допусков для среднего диаметра отверстия по классам точности подшипников;

L – обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия подшипника;

$l D_m$, l0, l6, l5, l4, l2 – обозначение полей допусков для среднего наружного диаметра подшипников,

где $l D_m$ – общее обозначение поля допуска для среднего наружного диаметра D_m подшипника;

l0, l6, l5, l4, l2 – поля допусков по классам точности;

l – обозначение основного отклонения для среднего наружного диаметра подшипника.

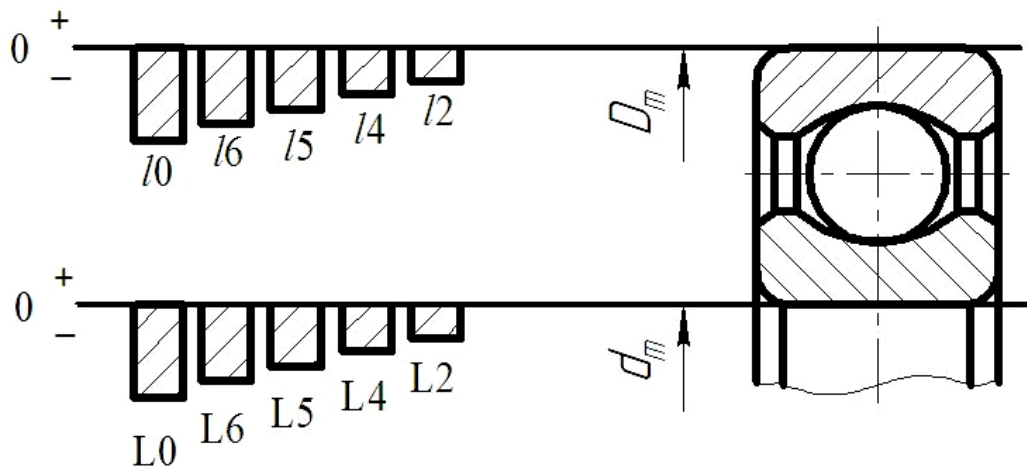


Рис. 1.12. Схема расположения полей допусков на средние наружный диаметр и диаметр отверстия подшипников по классам точности

Для всех классов точности подшипников верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным нулю. Следовательно, диаметры наружного D_m и внутреннего d_m колец приняты соот-

ответственно за диаметры основного вала и основного отверстия. Таким образом, посадку соединения наружного кольца с корпусом назначают в системе вала, а посадку соединения внутреннего кольца с валом – в системе отверстия. Следует отметить, что поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца, в отличие от обычного основного отверстия, располагают в отрицательной зоне относительно нулевой линии (см. рис. 1.13). Такой способ расположения поля допуска отверстия внутреннего кольца позволяет получать небольшой гарантированный натяг, не прибегая к специальным посадкам [2].

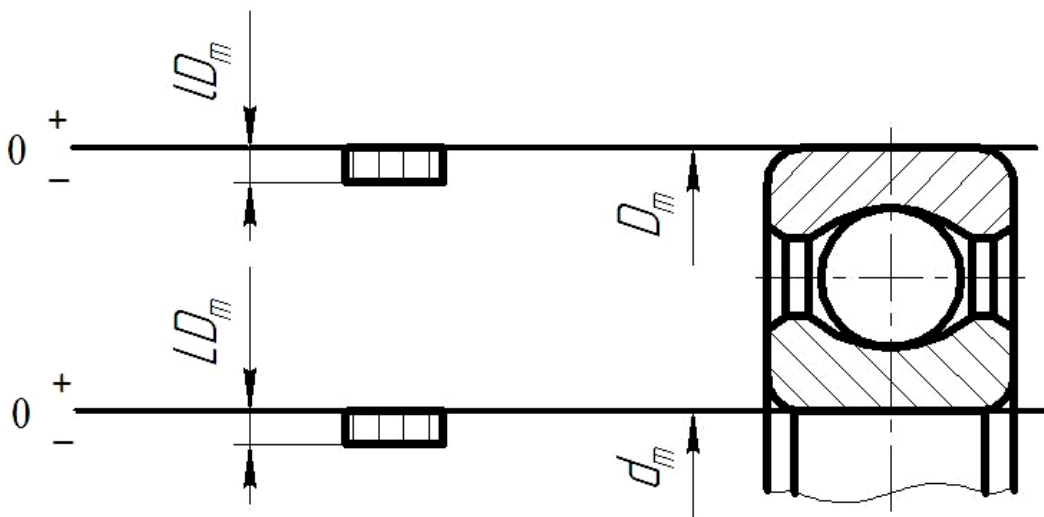


Рис. 1.13. Схема общих обозначений полей допусков на средние наружный диаметр и диаметр отверстия подшипников

При назначении полей допусков на вал и отверстие корпуса соответственно под внутреннее и наружное кольцо подшипника качества необходимо учитывать следующее:

- вращается кольцо вместе с валом или корпусом, или оно неподвижно (табл. 1.15);
- величину, направление и характер действующих на подшипник нагрузок;
- режим работы;
- тип; размеры и класс точности подшипника.

Таблица 1.15

Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников качения (наружных колец) в корпусе

Вращается корпус или вал	Вид нагружения кольца	Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы подшипника	Класс точности подшипника		
				Нормальный, 6	5, 4	2
Вал	Местное	Наружное кольцо может перемещаться в осевом направлении	Номинальный или лёгкий	G7/10, G7/16	–	–
				H8/10, H8/16	–	–
			Тяжёлый или нормальный	J _s 7/10, J _s 7/16	J _s 6/15, J _s 6/14	–
				J7/10, J _s 7/16	J6/15, J6/14	–
Нагрузка динамическая P/C > 0,15	H7/10, H7/16, J _s 7/10, J _s 7/16 (J7/10, J7/16)	–	–			
Корпус или корпус и вал		Кольцо не перемещается в осевом	Нормальный или тяжёлый	K7/10, K7/16	M6/15, M6/14	M5/12
			Тяжёлый, нагрузка динамическая	M7/10, M7/16	M6/15, M6/14	M5/12
Вал или вал и корпус	Колебательное	Кольцо легко перемещается в осевом направлении	Лёгкий, нагрузка переменного направления	H7/10, H7/16	H6/15, H6/14	H5/12
		Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нагрузки переменные по величине и направлению	K6/15, K6/14 H6/15, H6/14	K5/12 J6/15, J6/14	K5/12 J _s 4/12
Корпус	Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный, нагрузка переменная	M7/10, M7/16	–	–
			Нормальный или тяжёлый	N7/10, N7/16	N6/15, N6/14	–

			Тяжёлый	P7/10, P7/16	P6/15, P6/14	-
--	--	--	---------	--------------	-----------------	---

Приблизительно подбор полей допусков вала и отверстия корпуса для наиболее распространённых в общем машиностроении случаев можно производить по таблицам 1.16 и 1.17.

Таблица 1.16

Виды нагружения колец шарико- и роликоподшипников

Радиальные нагрузки, воспринимаемые подшипниками	Вращающееся кольцо	Виды нагружения кольца	
		Внутреннего	Наружного
Постоянная по направлению P_n и вращающаяся меньшая по величине P_v	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению P_n и вращающаяся меньшая по величине P_v	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению P_n и вращающаяся большая по величине P_v	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольцо в одном или противоположном направлении	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращается с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

Таблица 1.17

Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников качения (под внутреннее кольцо) на вал

Вращается корпус или вал	Вид нагружения кольца	Режим работы подшипника	Класс точности подшипника		
			Нормальный, 6	5, 4	2
Корпус	Местное	Лёгкий и нормальный, требуется перемещение кольца на валу	L0/g6, L6/g6, L0/h6, L6/h6	L5/h5, L4/h5 L2/g4	- -
		Нормальный или тяжёлый	L0/g6, L6/g6, L0/f6, L6/f6, L0/js6, L6/js6, L0/h6, L6/h6	-	-
Вал	Циркуляционное	Лёгкий или нормальный	L0/k6, L6/k6 L0/js6, L6/js6	L5/k5, L4/k5 L5/js5, L4/js5	L2/js4 L2/k4
Вал	Циркуляционное или колебательное	Нормальный или тяжёлый	L0/m6, L6/m6, L0/n6, L6/n6, L0/k6, L6/k6	L5/m5, L4/m5, L5/n5, L4/n5, L5/k5, L4/k5	L2/m4, L2/n4, L2/k4
		Тяжёлый с ударными нагрузками	L0/n6, L6/n6, L0/p6, L6/p6, L0/r6, L6/r6	-	-

16. На рисунке. 1.14 приведены схемы нагружения внутреннего и наружного колец подшипников. В зависимости от схемы нагружения подшипника определить характер нагружения внутреннего и наружного колец и в зависимости от этого назначить посадку внутреннего кольца на вал и наружного в корпус.

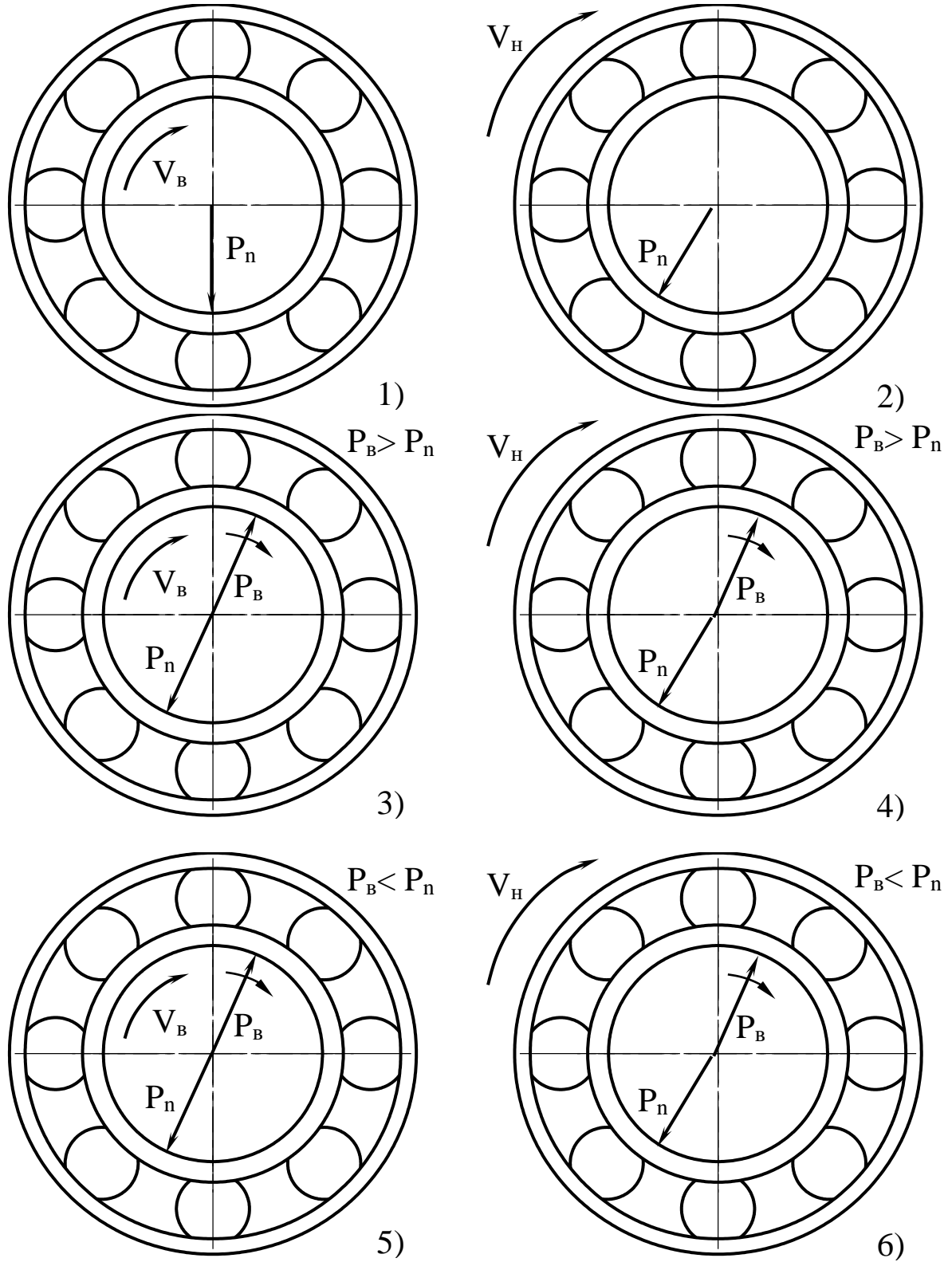


Рис. 1.14. Схемы нагружения колец подшипников

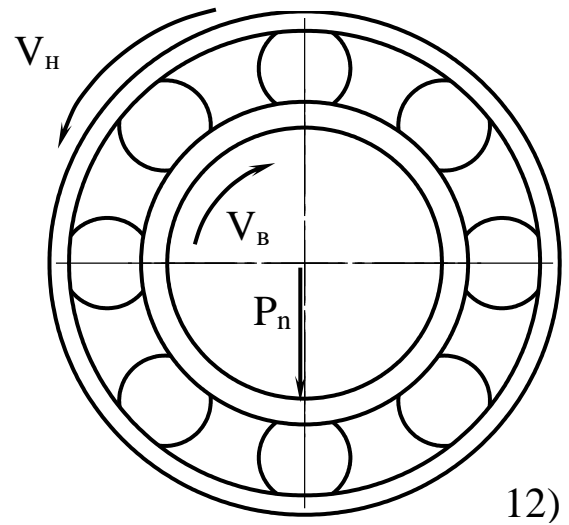
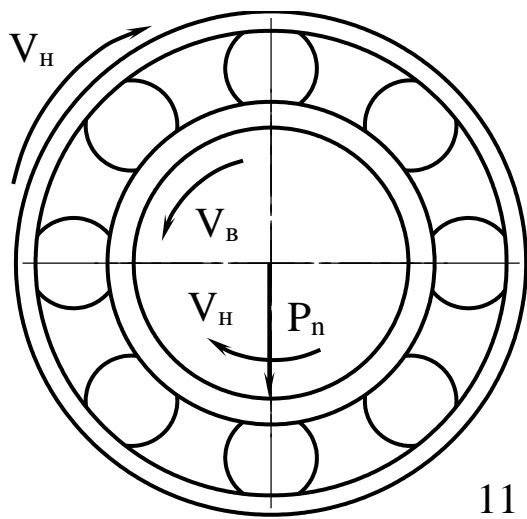
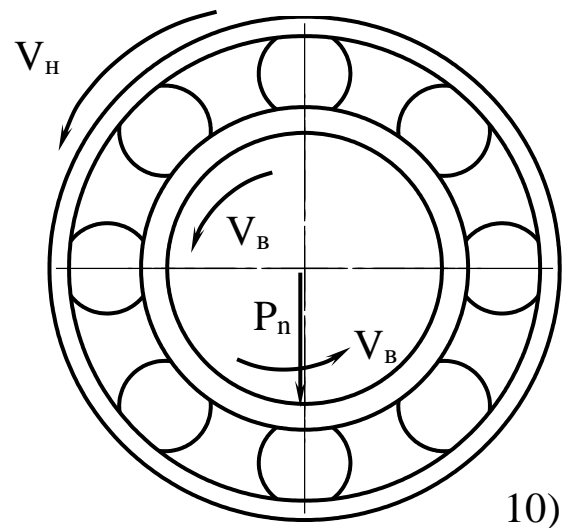
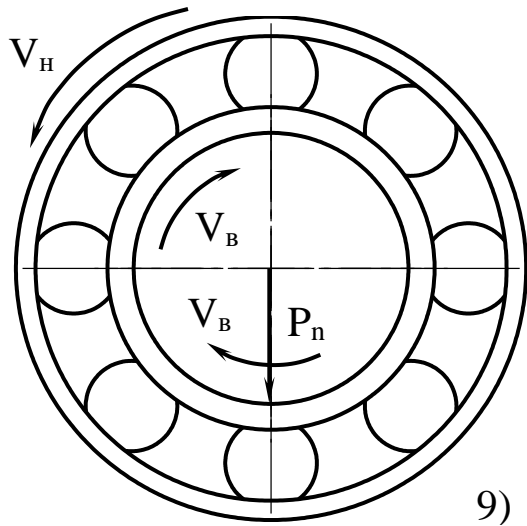
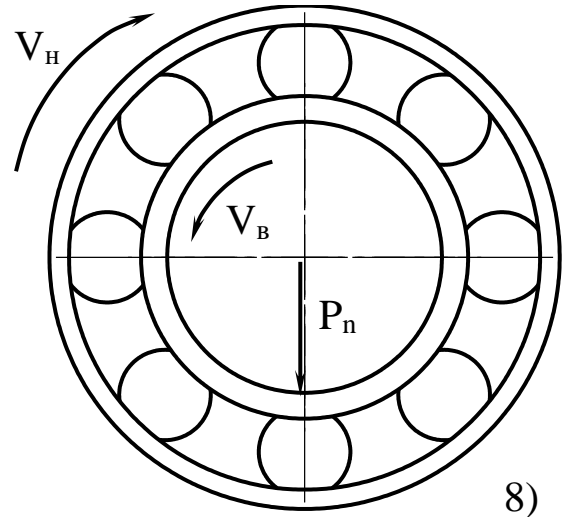
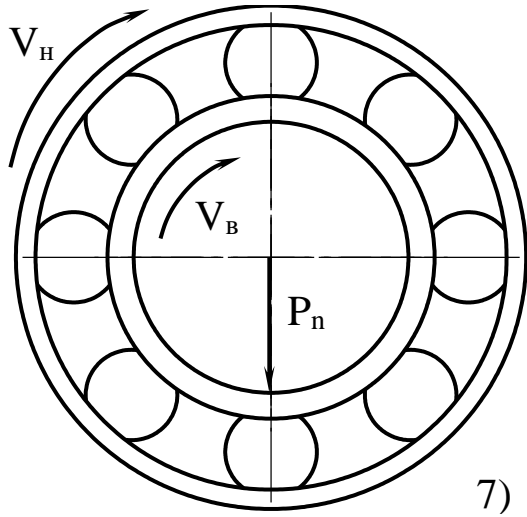


Рис. 1.14. Продолжение (начало см. на с. 41, окончание на с. 43)

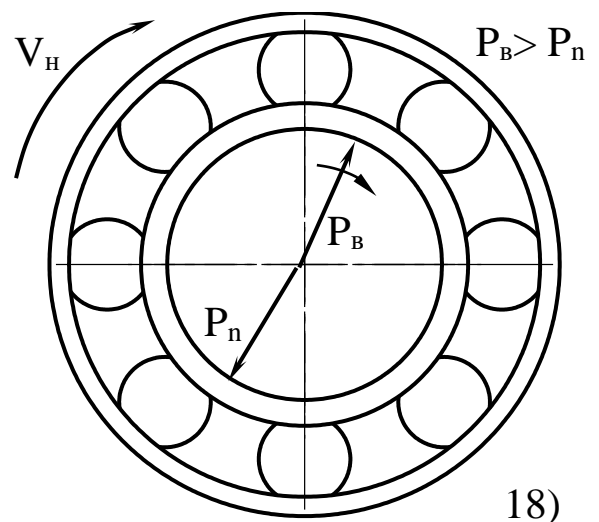
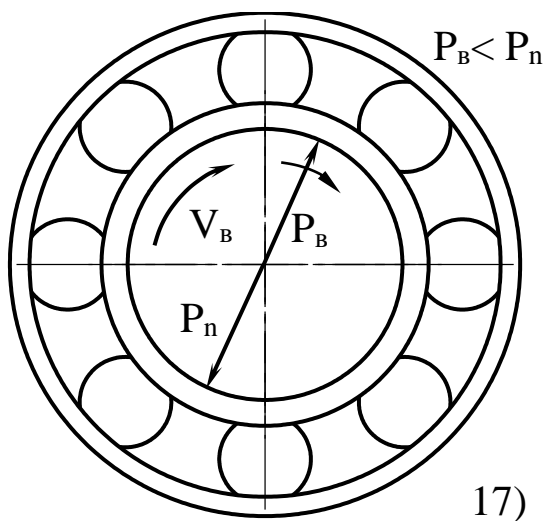
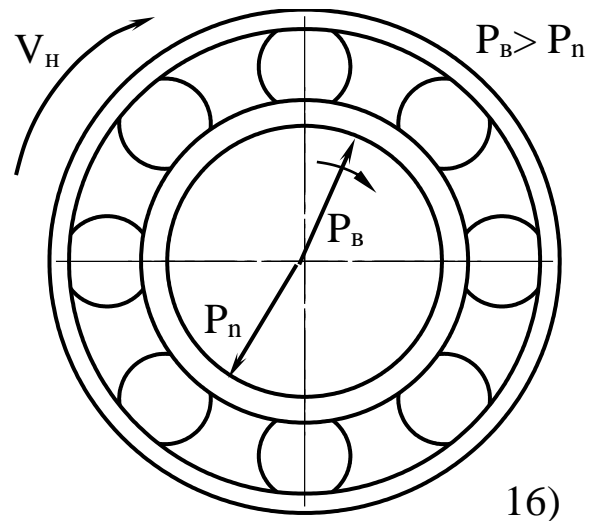
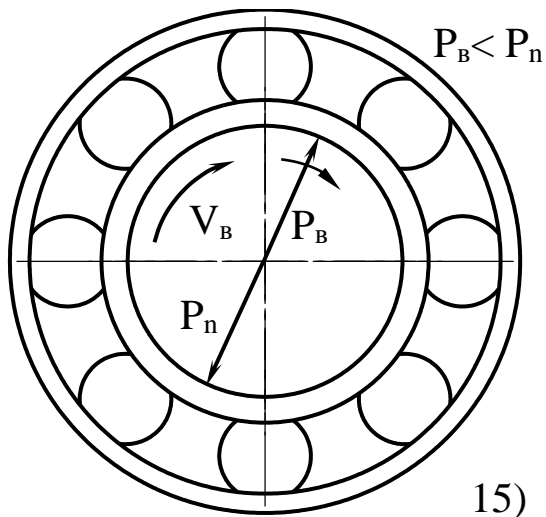
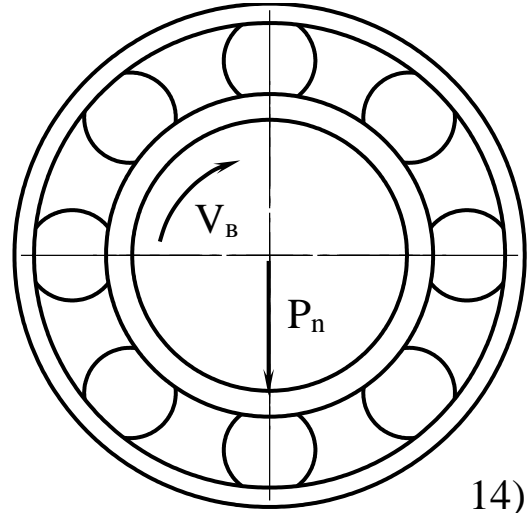
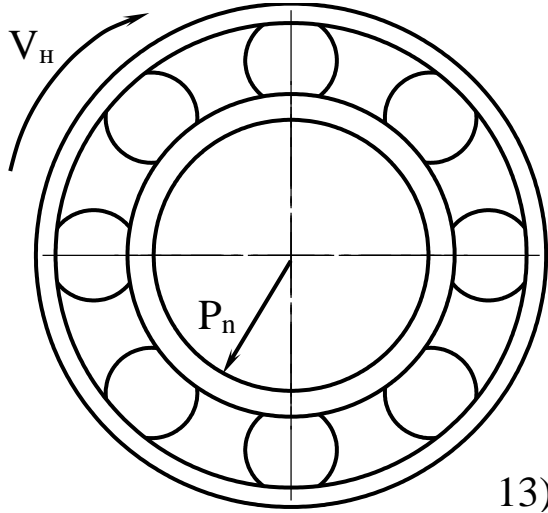


Рис. 1.14. Окончание (начало см. на с. 41 и 42)

17. Для подшипниковых соединений (табл. 1.18) рассчитать предельные размеры сопрягаемых поверхностей и предельные значения посадок. Построить схему расположения полей допусков.

Таблица 1.18

Исходные данные к заданию 17

№ варианта	Размер, мм	Величина допуска подшипника, мкм	Величина допуска вала (отверстия), мкм	Отклонение вала (отверстия), мкм
1	Ø100 n6	20	22	ei=+23
	Ø180 G7	25	40	EI=+14
2	Ø85 m6	15	22	ei=+13
	Ø150 H7	15	40	
3	Ø90 m6	20	22	ei=+23
	Ø160 J _s 7	25	40	
4	Ø80 m6	12	19	ei=+11
	Ø140 G7	15	40	EI=+14
5	Ø50 j _s 6	15	16	
	Ø90 M7	15	35	ES=0
6	Ø60 f6	12	19	es=-30
	Ø110 K7	13	35	ES=+10
7	Ø55 k6	15	19	ei=+2
	Ø100 H7	15	35	
8	Ø65 k6	12	19	ei=+2
	Ø120 J _s 7	13	35	
9	Ø20 h5	6	9	
	Ø47 N6	7	16	ES=-12
10	Ø25 j _s 5	6	9	
	Ø52 M6	9	19	ES=-5
11	Ø70 g6	12	19	es=-10
	Ø125 P7	15	40	ES=-28
12	Ø30 k5	10	9	ei=+2
	Ø62 J _s 6	13	13	
13	Ø35 m5	8	11	ei=+9
	Ø72 H6	9	19	
14	Ø3 g4	4	3	es=-2
	Ø10 H5	5	6	
15	Ø4 h4	4	4	
	Ø13 J _s 5	5	8	

Продолжение табл. 1.18

№ варианта	Размер, мм	Величина допуска подшипника, мкм	Величина допуска вала (отверстия), мкм	Отклонение вала (отверстия), мкм
16	Ø75 f6	12	19	es=-30
	Ø130 M7	15	40	ES=0
17	Ø45 g6	12	16	es=-9
	Ø85 K7	15	35	ES=+10
18	Ø6 js4	4	4	
	Ø19 K5	6	9	ES=+1,
19	Ø5 k4	4	4	ei=+1
	Ø16 H5	5	8	
20	Ø40 n5	8	11	ei=+17
	Ø80 G6	9	19	EI=+10
21	Ø7 m4	4	4	ei=+6
	Ø22 Js5	6	9	
22	Ø17 g5	5	8	es=-6
	Ø40 N6	7	16	ES=-12
23	Ø9 n5	4	4	ei=+10
	Ø26 M5	6	9	ES=-5
24	Ø15 js4	4	5	
	Ø35 K5	7	11	ES=+2,
25	Ø10 k4	4	4	ei=+1,
	Ø30 H5	6	9	
26	Ø12 n5	4	5	ei=+12
	Ø32 M5	7	11	ES=-5

2. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

2.1. Основные сведения

Термины, относящиеся к основным нормам размерной и геометрической точности в машиностроении стандартизованы ГОСТ 31254-2004 «Основные нормы взаимозаменяемости. Геометрические элементы. Общие термины и определения».

ГОСТ 31254-2004 вводит следующие понятия:

1) *Элемент* или *геометрический элемент*, представляющий собой точку, линию или поверхность, разбит на два понятия:

- *полный геометрический элемент* – представляет собой поверхность, профиль поверхности, линию пересечения двух поверхностей;

- *производный геометрический элемент* – ось поверхности или сечения, центр окружности.

2) *Размерный элемент* представляет собой геометрическую форму, определяемую линейным или угловым размером.

3) *Полный номинальный геометрический элемент* – точный, полный геометрический элемент, определенный чертежом или другими средствами (см. рис. 2.1а).

4) *Реальная поверхность* – совокупность физически существующих геометрических элементов, которые отделяют всю деталь от окружающей среды (см. рис. 2.1б).

5) *Выявленный геометрический элемент* – приближённое представление реального полного геометрического элемента, которое получают с помощью регистрации конечного (ограниченного) числа реального полного геометрического элемента при соблюдении согласованных условий (см. рис. 2.1в).

б) *Присоединенный полный элемент* – полный элемент правильной формы, присоединенный (совмещенный) к выявленному полному элементу при соблюдении согласованных условий (см. рис. 2.1г).

Согласно ГОСТ 21495-76 «Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения» *база* – поверхность или выполняющее ту же функцию сочетание поверхностей, ось, точка, принадлежащая заготовке или изделию и используемая для базирования.

В свою очередь *базирование* – это придание заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат. Базами могут быть: базовая плоскость, базовая ось, базовая плоскость симметрии.

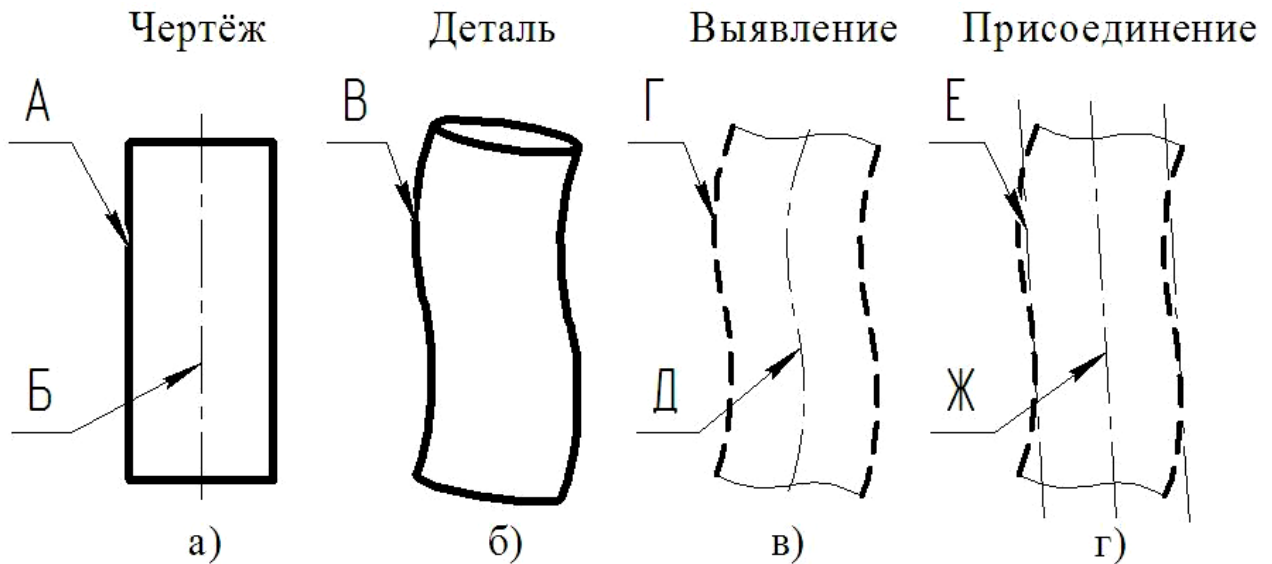








Рис. 2.1. Графическое отображение определений геометрических элементов (А – номинальный полный элемент; Б – номинальный производный элемент; В – реальный элемент; Г – выявленный полный элемент; Д – выявленный производный элемент; Е – присоединительный полный элемент; Ж – присоединительный производный элемент)

ГОСТ 21495-76 ввёл понятие комплект баз, который представляет собой совокупность двух или трех баз, образующих систему координат, по отношению к которой задается допуск или отклонение расположения элемента;

Все отклонения и допуски подразделяются на три группы: формы, расположения и суммарные формы и расположения. Эти допуски на чертежах указываются графическими символами согласно ГОСТ 2.308-2011 (см. табл. 2.1). Числовые значения допусков формы и расположения устанавливаются по ГОСТ 24643-81.

Условные обозначения допусков формы и расположения

Группа допуска	Вид допуска	Условный знак допуска
Допуски формы	Допуск прямолинейности	—
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	○
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	=
Допуски расположения	Допуск параллельности	//
	Допуск перпендикулярности	⊥
	Допуск наклона	∠
	Допуск соосности	◎
	Допуск симметричности	≡
	Позиционный допуск	⊕
	Допуск пересечения осей	×
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения, допуск торцевого биения, допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального или полного торцевого биения	
	Допуск формы заданного профиля	
	Допуск формы заданной поверхности	

Для допусков расположения и суммарных допусков формы и расположения обязательно указываются базы, относительно которых задается допуск, и оговариваются зависимые допуски. Базой для количественной оценки отклонений формы служит прилегающая поверхность или профиль.

Отклонения формы определяются как отклонения реальной точки поверхности или профиля от прилегающей поверхности или профиля.

В реальных деталях и их элементах отклонения формы и расположения всегда сочетаются и могут производиться отдельно или совместно. Поэтому при оценке отклонений расположения из рассмотрения исключаются отклонения формы, путём замены реальных поверхностей прилегающими. Но это не относится к суммарным отклонениям формы и расположения.

Согласно ГОСТ 2.308-2011 допуски расположения (соосности, симметричности, пересечения осей) можно задавать либо предельным значением отклонения в радиусном выражении, либо в диаметральном выражении.

Суммарные отклонения формы и расположения оцениваются по точкам реальной поверхности или реального профиля. Отклонения формы базовых элементов суммарным допуском не ограничиваются. К суммарным отклонениям формы и расположения относятся все виды биений.

Числовые значения допусков в ГОСТ 24643-81 указаны в виде рядов по степени точности. При назначении допусков формы и расположения необходимо учитывать, что они связаны с допусками размеров уровнями относительной геометрической точности.

Правильное назначение и соблюдение формы и расположения, в конечном счёте, обеспечивает высокое качество изделий и их составных частей.

2.2. Задачи

18. Объяснить условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей (рис. 2.2.)

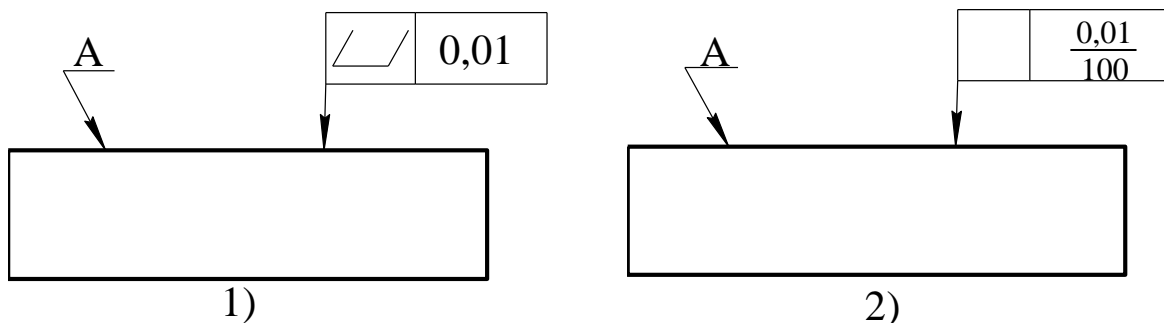


Рис. 2.2. Схемы обозначения допусков формы и расположения

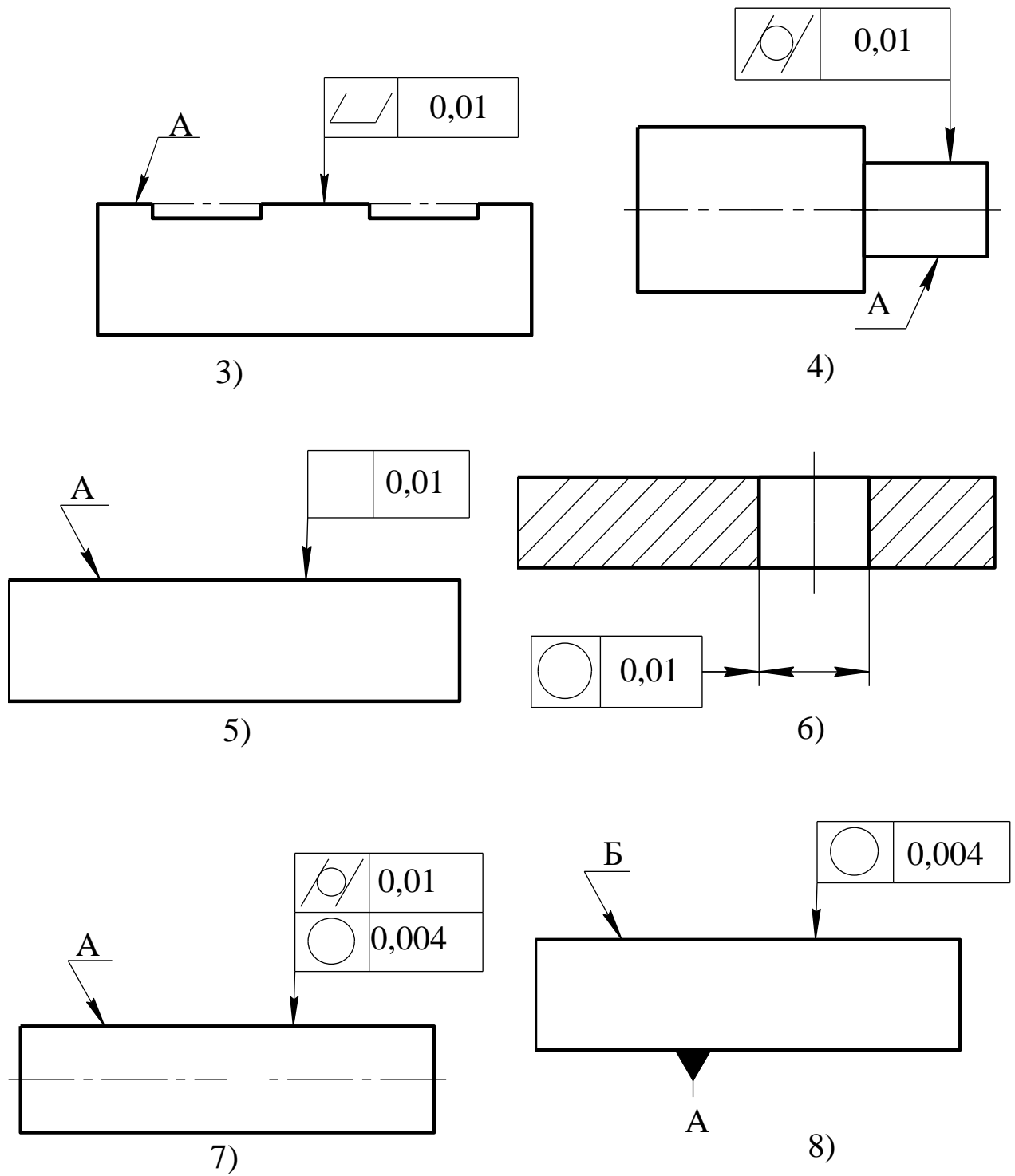


Рис 2.2. Продолжение (начало на с. 55)

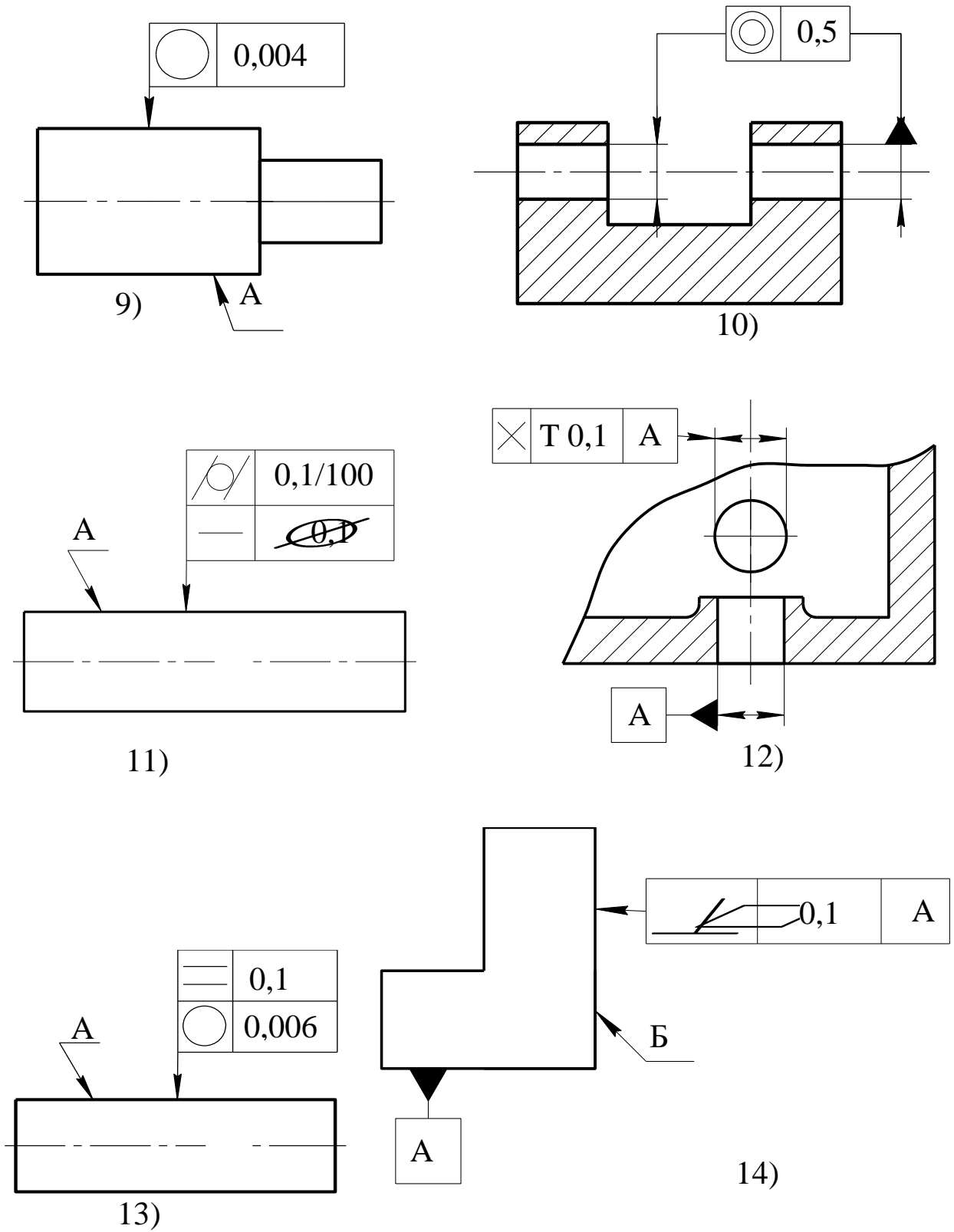
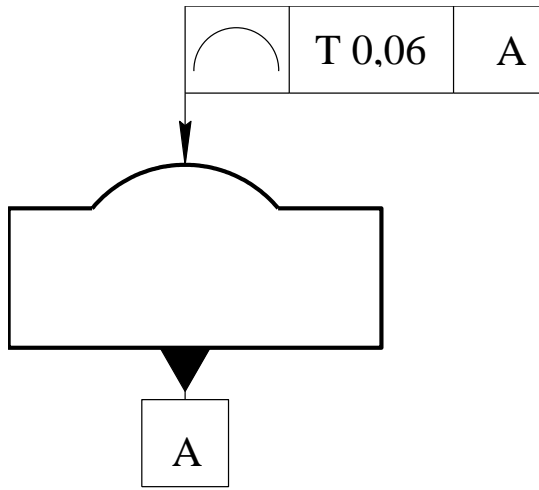
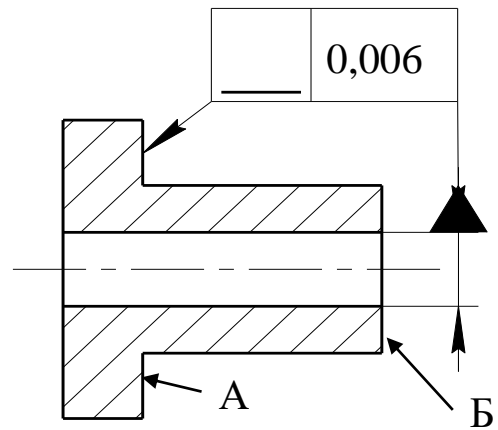


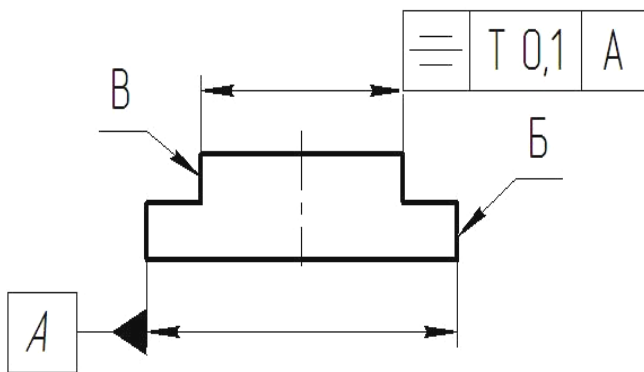
Рис 2.2. Продолжение (начало на с. 55-56)



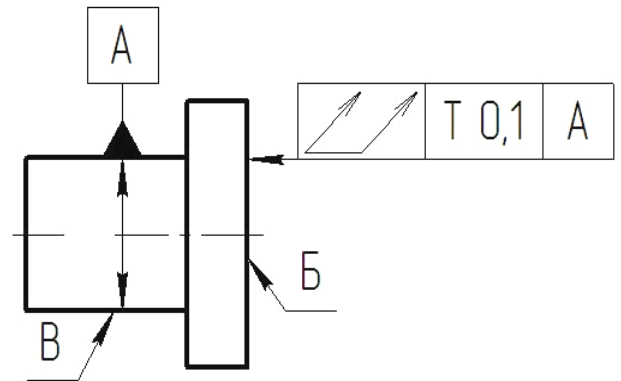
15)



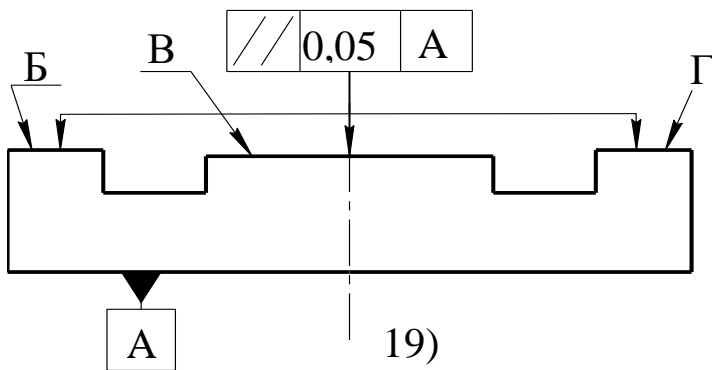
16)



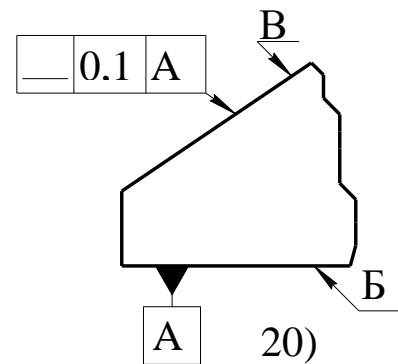
17)



18)



19)



20)

Рис 2.2. Продолжение (начало на с. 55-57)

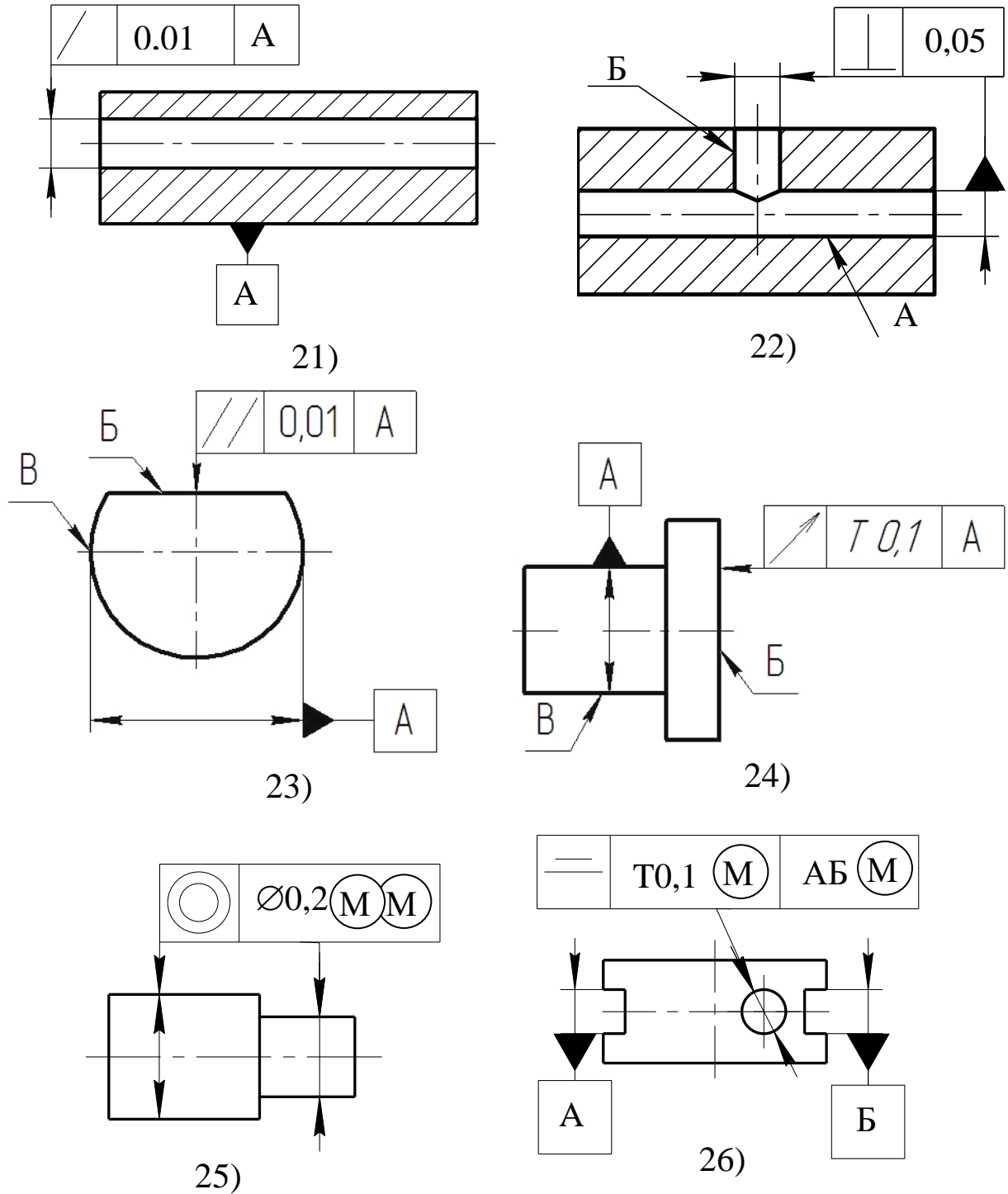


Рис 2.2. Окончание (начало на с. 55-58)

19. Для показанных на рисунках 2.3 и 2.4 обозначений рассчитайте значения предельных отклонений расположения элементов деталей, исходя из данных таблицы 2.1.

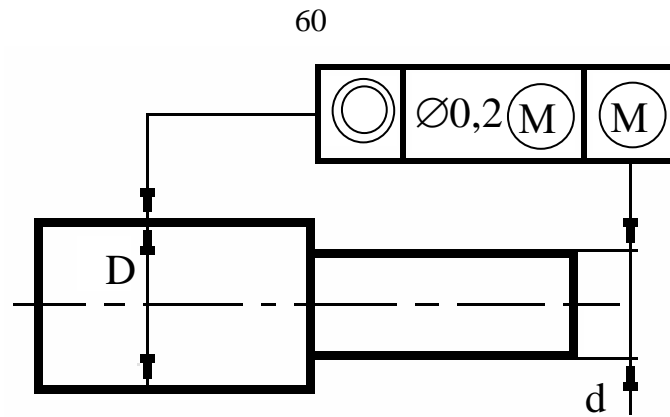


Рис. 2.3. Схемы обозначения допусков формы и расположения для вала к заданию 17

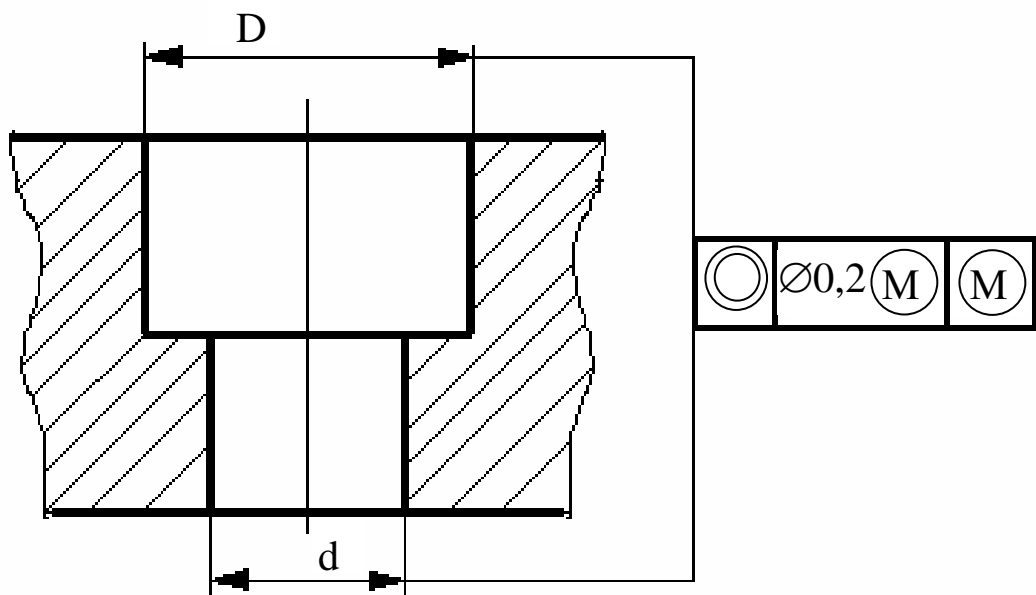


Рис. 2.4. Схемы обозначения допусков формы и расположения для отверстий к заданию 17

Таблица 2.1

Исходные данные к заданию 17

№ варианта	D, мм	T, мм	d, мм	№ варианта	D, мм	T, мм	d, мм
Для рисунка 2.3							
1	50 h9	0,08	15 e8	17	45 f8	0,05	25 js7
2	45 h8	0,06	20 f7	18	65 e9	0,06	45 h9
3	40 e8	0,06	15 js7	19	50 g6	0,06	30 h7
4	35 f8	0,05	20 h7	20	55 c9	0,08	35 h9
5	40 h8	0,06	20 js8	21	70 e8	0,10	40 f8

Продолжение табл. 2.1

№ варианта	D, мм	T, мм	d, мм	№ варианта	D, мм	T, мм	d, мм
6	50 js8	0,04	25 g7	22	65 d8	0,08	35 e8
7	60 g7	0,10	30 Js6	23	75 h10	0,10	45 d9
8	55 d9	0,08	30 h8	24	75 c10	0,12	35 c9
Для рисунка 2.4							
9	95 H11	0,16	55 H10	25	75 H7	0,10	40 H 7
10	90 H8	0,12	40 E8	26	65 E8	0,07	30 F 8
11	85 H9	0,15	45 Js8	27	55 C10	0,05	35 H10
12	80 E9	0,10	40 H8	28	50 D9	0,06	30 H9
13	75 H10	0,10	35 H9	29	45 F8	0,05	25 H8
14	70 G8	0,08	40 H8	30	40 H9	0,05	20 Js9
15	65 Js10	0,06	35 H10	31	35 H7	0,04	20 H8
16	60 N10	0,06	25 H10	32	30 C8	0,04	15 E8

3. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

3.1. Основные понятия и методы решения размерных цепей

Размерной цепью (РЦ) называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей или осей одной или нескольких деталей. РЦ всегда должна быть замкнута, поэтому размеры, входящие в цепь, не могут быть назначены или изменены независимо.

РЦ состоит из отдельных звеньев. Звенья – это размеры, образующие цепь: линейные, угловые, расстояния между поверхностями или осями, диаметральные размеры, натяги, зазоры, отклонения формы и расположения и т.д.

Любая РЦ имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или более составляющих. Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с его служебным назначением. В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается последним, замыкая РЦ. В этом случае такое звено именуется замыкающим.

Понятие замыкающего звена используется при проверочном расчёте, понятие исходного звена – при проектном. Замыкающее звено таким образом непосредственно не выполняется, а образуется как результат выполнения всех остальных звеньев цепи.

Составляющими называются такие звенья, с изменением которых изменяется и замыкающее звено.

На рисунках 3.1 и 3.2 показаны детальная (А) и сборочная (С) РЦ. A_1, A_2, A_3, C_1, C_2 – составляющие; С и А – замыкающие звенья.

Составляющие звенья разделяются на две группы. К первой группе относятся звенья, с увеличением которых увеличивается и замыкающее звено. Такие звенья называются увеличивающими. Ко второй относятся звенья, с увеличением которых уменьшается замыкающее звено. Такие составляющие звенья называются уменьшающими. На рисунках 3.1 и 3.2 звенья A_2 и C_1 – увеличивавшие; A_1, A_3 и C_2 – уменьшающие.

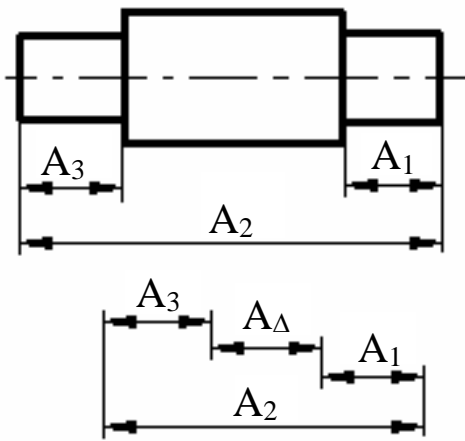


Рис. 3.1. Детальная РЦ

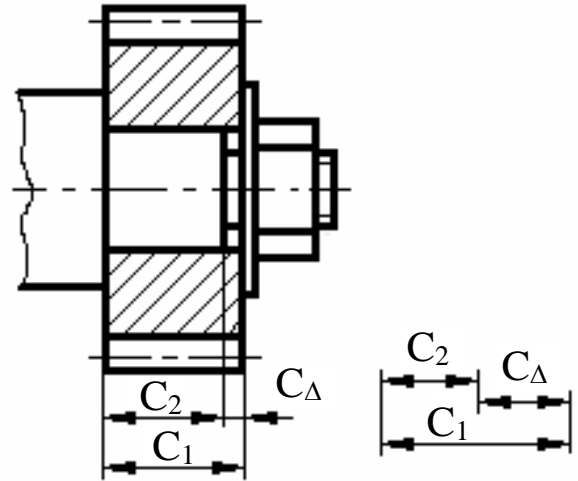


Рис. 3.2. Сборочная РЦ

В сложных РЦ увеличивающие и уменьшающие звенья выявляют, применив правило обхода по контуру. На схеме РЦ исходному звену задаётся определённое направление, обозначаемое стрелкой над буквенным символом звена. Все составляющие звенья также обозначаются стрелками, начиная от звена, соседнего с исходным, и должны представлять один замкнутый поток направлений. Тогда звенья имеющие то же направление, что у исходного звена, будут уменьшавшими, а остальные – увеличивающими (рис. 3.3).

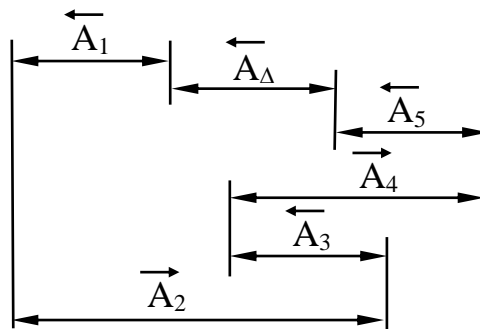


Рис. 3.3. Схема РЦ

РЦ используются для решения прямой и обратной задач.

Прямая задача – проектный расчёт. По заданным номиналу и допуску (отклонениям) исходного звена необходимо определить номинал, допуски и предельные отклонения всех составлявших звеньев РЦ.

Обратная задача – проверочный расчёт. По установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев необходимо определить номинал, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

Решением обратной задачи проверяется решение прямой задачи.

3.2. Методы достижения заданной точности исходного звена (решения РЦ)

Существуют следующие методы:

1. Метод полной взаимозаменяемости (метод максимума-минимума).
2. Метод неполной взаимозаменяемости (вероятностный метод).
3. Метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка).
4. Метод пригонки.
5. Метод регулирования.

При использовании метода максимума-минимума учитываются только предельные отклонения составлявших звеньев, а при использовании вероятностного метода учитываются законы рассеивания размеров деталей и случайный характер их сочетания. Совпадение действительных размеров деталей с предельными маловероятно, поэтому, задаваясь некоторым процентом риска выхода размера замыкающего звена за установленные пределы, определяют возможное расширение полей допусков составляющих размеров.

3.2.1. Расчёт линейных РЦ методом полной взаимозаменяемости

Приводятся расчётные формулы в готовом виде, пригодном для решения приводимых ниже задач*.

* Студентам, желающим познакомиться с выводом этих формул, рекомендуем изучить литературу [1, 2].

3.2.1.1 Обратная задача (проверочный расчёт)

- Номинальный размер замыкающего звена РЦ

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m \bar{A}_j - \sum_{j=m+1}^{m+n} \bar{A}_j, \quad (3.1)$$

где A_{Δ} – номинал замыкающего звена;

\bar{A} – увеличивающий размер;

\bar{A} – уменьшающий размер;

m – количество увеличивающих звеньев;

n – количество уменьшающих звеньев.

- Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m+n} TA_j, \quad (3.2)$$

где TA_j – допуск j -го составляющего звена РЦ.

- Предельные отклонения замыкающего звена РЦ:

$$\text{– верхнее } Es(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^m Es(\bar{A}_j) - \sum_{j=m+1}^{m+n} Ei(\bar{A}_j); \quad (3.3)$$

$$\text{– нижнее } Ei(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^m Ei(\bar{A}_j) - \sum_{j=m+1}^{m+n} Es(\bar{A}_j),$$

где $Es(\bar{A})$, $Ei(\bar{A})$ – верхнее и нижнее отклонение увеличивающих звеньев;

$Es(\bar{A})$, $Ei(\bar{A})$ – то же для уменьшающих звеньев. Расчёт предельных отклонений оказывается удобным выполнять через среднее отклонение

$$Ec = \frac{Es + Ei}{2}, \quad (3.4)$$

$$Es(A_{\Delta}) = Ec(A_{\Delta}) + \frac{1}{2} TA_{\Delta}, \quad (3.5)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = Ec(A_{\Delta}) - \frac{1}{2} TA_{\Delta}. \quad (3.6)$$

- Предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + Es(A_{\Delta}), \quad (3.7)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + Ei(A_{\Delta}). \quad (3.8)$$

- Среднее отклонение поля допуска замыкающего звена:

$$Ec(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^m Ec(\vec{A}_j) - \sum_{j=m+1}^{m+n} Ec(\vec{A}_j). \quad (3.9)$$

3.2.1.2 Прямая задача (проектный расчёт)

- Допуск исходного звена при известных предельных размерах исходного звена

$$[TA_{\Delta}] = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min}. \quad (3.10)$$

- Предельные отклонения исходного звена при известном номинале

$$[Es(A_{\Delta})] = A_{\Delta \max} - A_{\Delta}, \quad (3.11)$$

$$[Ei(A_{\Delta})] = A_{\Delta \min} - A_{\Delta}.$$

- Среднее отклонение исходного звена

$$[Ec(A_{\Delta})] = \frac{Es(A_{\Delta}) + Ei(A_{\Delta})}{2}. \quad (3.12)$$

- Допуски на все составляющие звенья РЦ.

Этот этап расчёта можно выполнить различными способами. Известны [1, с. 563] такие способы, как способ попыток, способ равных допусков и способ одной степени точности.

При способе попыток на составляющие звенья назначают экономически целесообразные допуски, учитывая особенности конструкции, а затем допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m+n} TA_j \quad (3.13)$$

сравнивают с допуском исходного звена $[TA_{\Delta}]$. Если неравенство $TA_{\Delta} \leq [TA_{\Delta}]$ не соблюдается, вносят приемлемые изменения и попытку повторяют.

При способе равных допусков допуски всех составляющих звеньев принимают одинаковыми:

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_j = \dots = TA_{m+n} = TA_{\text{ср}}.$$

Средний допуск TA_{cp} определяется по формуле

$$TA_{cp} = \frac{[TA_{\Delta}]}{m+n}. \quad (3.14)$$

Этот допуск корректируют для всех или некоторых звеньев РЦ, проверяя соблюдение неравенства $TA_{\Delta} \leq [TA_{\Delta}]$. Этот способ рекомендуется для РЦ с размерами одного порядка, которые могут быть получены с примерно одинаковой экономической точностью.

При способе допусков одной степени (кавалитета) точности принимают, что все составляющие звенья выполняются одного квалитета точности, допуск каждого звена зависит только от номинального размера. Квалитет составляющих звеньев в числах единиц допуска a_{cp} может быть определен по формуле

$$a_{cp} = \frac{[TA_{\Delta}]}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j} = \frac{[TA_{\Delta}]}{\sum_{j=1}^{m+n} (0,45\sqrt[3]{D_{cj}} + 0,001D_{cj})}. \quad (3.15)$$

По найденному a_{cp} [1, с.564] определяют квалитет точности и допуски. Допуски, если это возможно, для охватываемых размеров, необходимо принимать как для основного вала, а для охватывающих – как для основного отверстия. Сумма этих допусков должна проверяться на соответствие неравенству $TA_{\Delta} \leq [TA_{\Delta}]$. Далее, по таблицам [1] определяются предельные и средние отклонения для каждого звена.

Пользуясь формулой (3.9), проверяют правильность назначения допусков; полученное $Ec(A_{\Delta})$ должно совпадать (или быть близко) к рассчитанному по формуле (3.12) $[Ec(A_{\Delta})]$. Если такая проверка не дает результата, то предельные отклонения назначаются на все составляющие звенья, кроме одного, называемого, обычно, зависимым.

Если зависимое звено выбрано из числа увеличивающих звеньев цепи, его отклонения определяют по следующим формулам:

$$Ec(\vec{A}_x) = \sum_{j=m+1}^{m+n} Ec(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^{m-1} Ec(\vec{A}_j) + [Ec(A_{\Delta})], \quad (3.16)$$

$$Es(\vec{A}_x) = Ec(\vec{A}_x) + \frac{1}{2} T\vec{A}_x,$$

$$Ei(\bar{A}_x) = Ec(\bar{A}_x) - \frac{1}{2} T\bar{A}_x. \quad (3.17)$$

Если зависимое звено выбрано из числа уменьшавших звеньев, его отклонение определяется по другим формулам:

$$Ec(\bar{A}_x) = \sum_{j=1}^m Ec(\bar{A}_j) - \sum_{j=m+1}^{m+n-1} Ec(\bar{A}_j) - Ec(A_\Delta),$$

$$Es(\bar{A}_x) = Ec(\bar{A}_x) + \frac{1}{2} T\bar{A}_x,$$

$$Ei(\bar{A}_x) = Ec(\bar{A}_x) - \frac{1}{2} T\bar{A}_x.$$

Правильность найденных отклонений зависимого звена проверяется по формуле

$$Es(A_x) - Ei(A_x) = TA_x. \quad (3.18)$$

Так как полученные отклонения зависимого звена, чаще всего, не будут совпадать со стандартными, рекомендуется в качестве зависимых звеньев выбирать размеры, просто достижимые и измеряемые универсальными измерительными средствами.

На этом решение прямой задачи (конструкторской) заканчивается. Необходимо выполнить две проверки:

$$1. \sum_{j=1}^{m+n} TA_j = TA_\Delta \leq [TA_\Delta]. \quad (3.19)$$

$$2. Es(A_\Delta) = Ec(A_\Delta) + \frac{1}{2} TA_\Delta \leq [Es(A_\Delta)], \quad (3.20)$$

$$Ei(A_\Delta) = Ec(A_\Delta) - \frac{1}{2} TA_\Delta \geq [Ei(A_\Delta)]. \quad (3.21)$$

Примечание. $Ec(A_\Delta)$ – среднее отклонение замыкающего звена РЦ, подсчитанное с учётом среднего отклонения зависимого звена по формуле (3.9).

3.2.2. Решение РЦ вероятностным методом

3.2.2.1. Обратная задача (проверочный расчёт)

Ход решения задачи остаётся тем же, что и для метода полной взаимозаменяемости. Однако при этом учитывают законы рассеива-

ния размеров и то, что совпадение действительных и предельных размеров маловероятно.

Допуск замыкающего звена определяется по формуле

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2 (TA_j)^2}, \quad (3.22)$$

где λ_j – коэффициент, характеризующий распределение случайных погрешностей j -го звена;

t – коэффициент зависящий от процента риска P (табл. 3.1) [1, с.580].

Таблица 3.1

Зависимость коэффициента t от процента риска P

$P, \%$	32	10	4,5	1	0,27	0,1	0,01
t	1	1,65	2	2,57	3	3,29	3,89

Расчёты предельных отклонений замыкающего звена при этом методе следует выполнять через среднее отклонение, пользуясь формулами (3.5), (3.6), (3.9).

3.2.2.2. Прямая задача (проектный расчёт)

Решение прямой задачи при выполнении вероятностного расчёта следует выполнять в той же последовательности, что и при методе полной взаимозаменяемости. Но при определении допусков составляющих звеньев вместо формул (3.14) и (3.15) соответственно должны использоваться формулы (3.23) и (3.24):

$$TA_{cp} = \frac{[TA_{\Delta}]}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2}}, \quad (3.23)$$

$$a_{cp} = \frac{[TA_{\Delta}]}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2 i_j^2}} = \frac{[TA_{\Delta}]}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2 (0,45\sqrt[3]{D_{cj}} + 0,001D_{cj})^2}}. \quad (3.24)$$

3.2.3. Решение РЦ методом групповой взаимозаменяемости (селективная сборка)

При селективной сборке расчёт РЦ выполняется обычно методом максимума-минимума. Число групп, на которые сортируются детали, обработанные с экономически приемлемыми допусками TA_j , определяется при заданном допуске $[TA_\Delta]$ исходного звена по формуле

$$n_{гр} = \frac{\sum_{j=1}^{m+n} TA_j}{[TA_\Delta]}. \quad (3.25)$$

Допуск составляющего размера в пределах группы

$$TA_{грj} = \frac{TA_j}{n_{гр}}, \quad (3.26)$$

$$\sum_{j=1}^{m+n} TA_{грj} = [TA_\Delta].$$

Это условие следует из формулы (3.25).

При селективной сборке рекомендуется соблюдать равенство допусков у размеров, сортируемых на группы, в противном случае предельные значения зазоров или натягов в группах не будут одинаковыми. Число селективных групп должно быть $n_{гр} = 2 \dots 5$.

Расчет РЦ ведем в такой последовательности:

1. Определяем допуск и среднее отклонение исходного звена

$$[TA_\Delta] = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min},$$

$$[Es(A_\Delta)] = \frac{Es(A_\Delta) + Ei(A_\Delta)}{2}.$$

2. Определяем номинальный размер исходного звена

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^m \bar{A}_j + \sum_{j=m+1}^{m+n} \bar{A}_j.$$

3. Определяем средний допуск составляющих звеньев

$$TA_{cp} = \frac{[TA_\Delta]}{m+n}.$$

Полученное значение TA_{cp} , как правило, не отвечает требованиям

экономической точности обработки, поэтому применим метод селективной сборки.

4. Назначаем производственные допуски, соответствующие экономической точности обработки TA_j .

5. Определяем число селективных групп по формуле (3.25). Полученное значение округляем до ближайшего большего целого числа.

6. Корректируем производственные допуски с учётом соотношения

$$\sum_{j=1}^m T\bar{A}_j = \sum_{j=1}^n T\bar{A}_j = \frac{1}{2} n_{гр} [TA_{\Delta}],$$

$$\sum_{j=1}^m T\bar{A}_{грj} = \sum_{j=1}^n T\bar{A}_{грj} = \frac{1}{2} [TA_{\Delta}].$$

7. Определяем средние допуски увеличивающих и уменьшающих звеньев:

$$T\bar{A}_{cp} = \frac{n_{гр} [TA_{\Delta}]}{2m},$$

$$T\bar{A}_{cp} = \frac{n_{гр} [TA_{\Delta}]}{2n}.$$

8. Определяем средние групповые допуски составляющих звеньев:

$$T\bar{A}_{гр} = \frac{[TA_{\Delta}]}{2m},$$

$$T\bar{A}_{гр} = \frac{[TA_{\Delta}]}{2n}.$$

9. Определяем средние отклонения замыкающих звеньев в сортировочных группах

$$Ec(A_{\Delta i}) = \sum_{j=1}^m Ec(\bar{A}_{ij}) - \sum_{j=m+1}^{m+n} Ec(\bar{A}_{ij}),$$

$$(i=1, 2, \dots, n_{гр}).$$

10. Определяем предельные отклонения замыкающего звена в каждой группе:

$$E_s(A_{\Delta i}) = E_c(A_{\Delta i}) + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{m+n} TA_{rpj},$$

$$E_i(A_{\Delta i}) = E_c(A_{\Delta i}) - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{m+n} TA_{rpj}.$$

3.2.4. Решение РЦ методом пригонки

Сущность метода заключается в том, что предписанная точность исходного звена достигается преднамеренным изменением размера одного из звеньев. При этом размеры составляющих звеньев выполняются с экономически приемлемыми в данных производственных условиях допусками.

Первые этапы решения такие же, как для метода полной взаимозаменяемости. Затем по формуле (3.15) определяем среднее число единиц допуска составляющих звеньев и соответствующий этому числу квалитет. Если, предположим, такая точность не отвечает экономически рентабельным процессам обработки, используем для решения цепи метод пригонки. Выбираем звено – компенсатор для пригонки. Назначаем экономически целесообразные допуски и отклонения составляющих звеньев.

Находим допуск замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m+n} TA_j.$$

Определяем величину компенсации

$$TK = TA_{\Delta} - [TA_{\Delta}]. \quad (3.27)$$

Определяем размер заготовки компенсатора. Если компенсатор – уменьшающее звено и размер его при пригонке уменьшается, средний размер заготовки компенсатора определяется по формуле

$$A_{с.в.ум} = A_k + E_c(A_k) + E_c(A_{\Delta}) - [E_c(A_{\Delta})] + \frac{1}{2} TK, \quad (3.28)$$

где A_k – номинальный размер компенсатора;

$E_c(A_k)$ – предварительно назначенное среднее отклонение поля допуска компенсатора;

$E_c(A_\Delta)$ – среднее отклонение поля допуска замыкающего звена, рассчитанное с учетом компенсирующего звена по формуле (3.9);

$[E_c(A_\Delta)]$ – требуемое среднее отклонение поля допуска замыкающего звена, рассчитанное по формуле (3.12).

Если компенсатор – уменьшающее звено и при пригонке его размер увеличивается, то

$$A_{c.n.yu} = A_k + E_c(A_k) + E_c(A_\Delta) - [E_c(A_\Delta)] - \frac{1}{2}TK \quad (3.29)$$

Если компенсатор – увеличивающее звено и при пригонке его размер увеличивается, то

$$A_{c.v.yu} = A_k + E_c(A_k) + [E_c(A_\Delta)] - E_c(A_\Delta) - \frac{1}{2}TK. \quad (3.30)$$

Если то же звено, при пригонке уменьшается,

$$A_{c.n.yu} = A_k + E_c(A_k) + [E_c(A_\Delta)] - E_c(A_\Delta) + \frac{1}{2}TK. \quad (3.31)$$

Предельные размеры заготовки компенсатора

$$\begin{aligned} A_{k \max} &= A_c + \frac{1}{2}TK, \\ A_{k \min} &= A_c - \frac{1}{2}TK. \end{aligned} \quad (3.32)$$

3.2.5. Решение РЦ методом регулирования

Требуемая точность замыкающего звена достигается использованием подвижных или неподвижных компенсаторов. Неподвижные – это наборы сменных колец, шайб, втулок, прокладок, подбираемых при сборке. Такие наборы состоят из нескольких групп или ступеней, количество которых определяется требуемой величиной компенсации ТК и допуском исходного звена $[TA_\Delta]$. Должно соблюдаться условие

$$S \leq [TA_\Delta],$$

где S – толщина прокладки в наборе.

При малой величине $[TA_\Delta]$ используют прокладки разных толщин:

$$S'-S'' \leq [TA_{\Delta}].$$

В качестве подвижных компенсаторов используют устройства и детали, за счёт регулировки которых достигается точность замыкающего звена.

Максимальный размер ступени в наборе определяется по одной из формул (3.28) или (3.31) в зависимости от того, в число каких звеньев (увеличивающих или уменьшающих) входит компенсирующее звено. Минимальный размер ступени в наборе определяется по одной из формул (3.29) или (3.30).

Принимая шаг ступени компенсаторов соседних ступеней $T_{ст} = [TA_{\Delta}]$, определяем необходимое число ступеней размеров:

$$N = \frac{TK}{T_{ст}} + 1 = \frac{TK}{[TA_{\Delta}]} + 1.$$

Число ступеней может незначительно измениться, если требуется учесть допуск на изготовление компенсатора $T_{комп}$, тогда

$$T_{ст} = [TA_{\Delta}] - T_{комп}.$$

Размеры сменных деталей последовательно можно определить как

$$A_{с.в} \pm \frac{1}{2}T_{комп}, (A_{с.в} - T_{ст}) \pm \frac{1}{2}T_{комп}, (A_{с.в} - 2T_{ст}) \pm \frac{1}{2}T_{комп}, \dots, \\ (A_{с.н} + T_{ст}) \pm \frac{1}{2}T_{комп}, A_{с.н} \pm \frac{1}{2}T_{комп}.$$

3.3. Задачи по РЦ

20. Определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена A_{Δ} по заданным размерам и допускам составляющих звеньев в размерной цепи (рис. 3.4, табл. 3.2, 3.3), используя метод расчета на максимум-минимум.

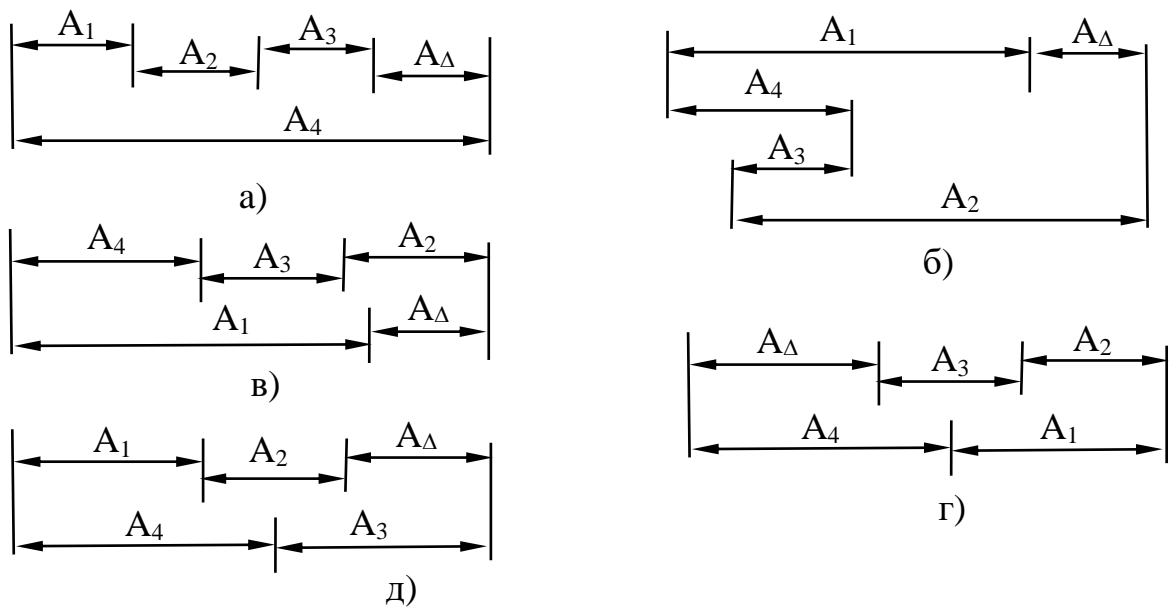


Рис. 3.4. Варианты схем РЦ к заданию 20

Таблица 3.2

Варианты размеров составляющих звеньев РЦ к заданию 20

№ п/п	Размеры, мм	№ п/п	Размеры, мм	№ п/п	Размеры, мм
1	$A_1=8_{-0,0022}$ $A_2=12_{-0,04}$ $A_3=20\pm 0,026$ $A_4=43^{+0,062}$	2	$A_1=15_{-0,043}$ $A_2=22\pm 0,042$ $A_3=35_{-0,1}$ $A_4=78^{+0,072}$	3	$A_1=40_{-0,039}$ $A_2=16\pm 0,022$ $A_3=10_{-0,036}$ $A_4=70^{+0,074}$
4	$A_1=35_{-0,039}$ $A_2=40\pm 0,012$ $A_3=5_{-0,018}$ $A_4=90^{+0,054}$	5	$A_1=10_{-0,058}$ $A_2=15_{-0,07}$ $A_3=45\pm 0,031$ $A_4=80^{+0,046}$		

Таблица 3.3

Компоновка размеров составляющих звеньев
со схемой РЦ

№ варианта	Компоновка	№ варианта	Компоновка	№ варианта	Компоновка	№ варианта	Компоновка	№ варианта	Компоновка
1	1, а	2	1, б	3	1, в	4	1, г	5	1, д
6	2, а	7	2, б	8	2, в	9	2, г	10	2, д
11	3, а	12	3, б	13	3, в	14	3, г	15	3, д
16	4, а	17	4, б	18	4, в	19	4, г	20	4, д
21	5, а	22	5, б	23	5, в	24	5, г	25	5, д

21. По предельным значениям исходного звена A_{Δ} (табл. 3.4) определить допуски и предельные отклонения составляющих звеньев. Номинальные размеры и схемы взять из задания 18. Задачи необходимо решать способами равных и одной степени точности допусков.

Таблица 3.4

Исходные данные к заданию 21

№ варианта	Компоновка	Предельные размеры замыкающего звена, мм	№ варианта	Компоновка	Предельные размеры замыкающего звена, мм
1	1, а	$A_{\Delta \max} = 3,1$ $A_{\Delta \min} = 2,9$	14	4, в	$A_{\Delta \max} = 100$ $A_{\Delta \min} = 99,2$
2	2, а	$A_{\Delta \max} = 6,2$ $A_{\Delta \min} = 5,8$	15	5, в	$A_{\Delta \max} = 130,25$ $A_{\Delta \min} = 129,85$
3	3, а	$A_{\Delta \max} = 3,8$ $A_{\Delta \min} = 3,6$	16	1, г	$A_{\Delta \max} = 19,4$ $A_{\Delta \min} = 18,8$
4	4, а	$A_{\Delta \max} = 10$ $A_{\Delta \min} = 9,64$	17	2, г	$A_{\Delta \max} = 35,8$ $A_{\Delta \min} = 35,3$
5	5, а	$A_{\Delta \max} = 10,12$ $A_{\Delta \min} = 9,88$	18	3, г	$A_{\Delta \max} = 84,6$ $A_{\Delta \min} = 83,7$
6	1, б	$A_{\Delta \max} = 27,3$ $A_{\Delta \min} = 26,7$	19	4, г	$A_{\Delta \max} = 79,9$ $A_{\Delta \min} = 79,4$

Продолжение табл. 3.4

№ варианта	Комп-новка	Предельные размеры замыкающего звена, мм	№ варианта	Комп-новка	Предельные размеры замыкающего звена, мм
7	2, б	$A_{\Delta \max} = 50,1$ $A_{\Delta \min} = 49,4$	20	5, г	$A_{\Delta \max} = 29,96$ $A_{\Delta \min} = 29,52$
8	3, б	$A_{\Delta \max} = 36,7$ $A_{\Delta \min} = 35,9$	21	1, д	$A_{\Delta \max} = 43,4$ $A_{\Delta \min} = 42,6$
9	4, б	$A_{\Delta \max} = 90,4$ $A_{\Delta \min} = 89,6$	22	2, д	$A_{\Delta \max} = 75,9$ $A_{\Delta \min} = 75,56$
10	5, б	$A_{\Delta \max} = 40,6$ $A_{\Delta \min} = 40,24$	23	3, д	$A_{\Delta \max} = 24,12$ $A_{\Delta \min} = 23,88$
11	1, в	$A_{\Delta \max} = 68$ $A_{\Delta \min} = 67,1$	24	4, д	$A_{\Delta \max} = 20,1$ $A_{\Delta \min} = 19,86$
12	2, в	$A_{\Delta \max} = 121,2$ $A_{\Delta \min} = 120,8$	25	5, д	$A_{\Delta \max} = 100,2$ $A_{\Delta \min} = 99,8$
13	3, в	$A_{\Delta \max} = 55,6$ $A_{\Delta \min} = 55$			

22. По заданным размерам и полям допусков составляющих звеньев детали (рис.3.5, табл. 3.5) определить методами максимума-минимума и вероятностным параметры замыкающего звена: A_{Δ} , TA_{Δ} , $Es(A_{\Delta})$, $Ei(A_{\Delta})$.

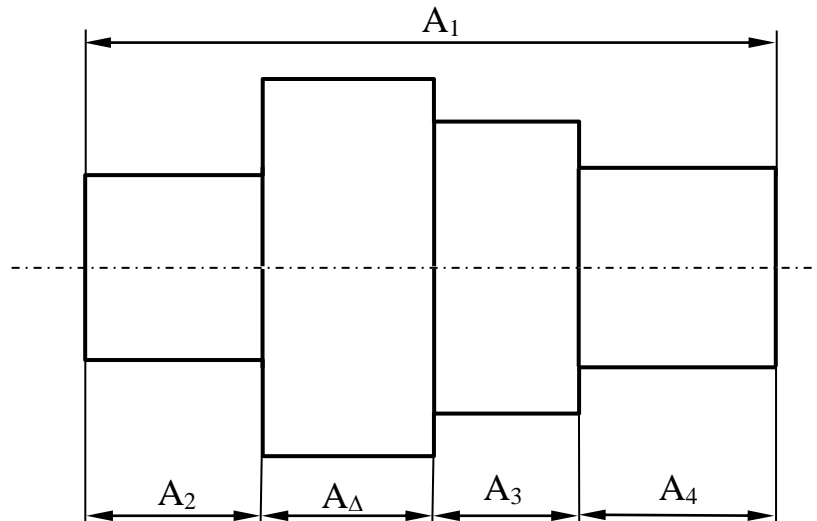


Рис. 3.5. РЦ к заданию 22

Таблица 3.5

Исходные данные к заданию 22

№ варианта	A_1 , мм	A_2 , мм	A_3 , мм	A_4 , мм
1	40 h12	6 H8	20 H9	8 H8
2	60 h10	6 H7	32 H9	10 H7
3	100 h11	10 H8	53 H14	12 H8
4	140 h12	15 C11	70 H12	20 C11
5	200 h11	20 D9	100 B11	35 D10
6	280 j_s12	30 H11	140 J_s11	50 H11
7	360 j_s10	40 J_s10	200 C11	60 H10
8	400 b12	70 J_s12	220 J_s12	70 J_s11
9	450 h14	75 J_s14	210 H14	75 J_s14
10	500 a11	50 H12	320 J_s12	50 H12
11	50 d10	10 J_s10	25 D10	10 J_s10
12	70 b11	15 A11	30 H11	15 A11
13	120 h13	20 H9	60 H12	20 H9
14	80 j_s12	15 H11	35 H12	15 H11
15	150 h14	30 J_s14	65 H14	30 J_s14
16	180 h12	30 C11	85 A12	30 C11
17	130 a11	25 H12	55 J_s12	25 H12

№ варианта	A1, мм	A2, мм	A3, мм	A4, мм
18	220 d11	30 J _s 10	110 B11	30 J _s 10
19	250 d12	35 H10	125 C11	35 H10
20	300 c12	40 H11	175 D10	40 H11

23. По заданным размерам и полям допусков составляющих звеньев детали (рис.3.6, табл. 3.6) определить, методами максимума-минимума и вероятностным, параметры замыкающего звена: B_{Δ} , $T_{B_{\Delta}}$, $E_s(B_{\Delta})$, $E_i(B_{\Delta})$.

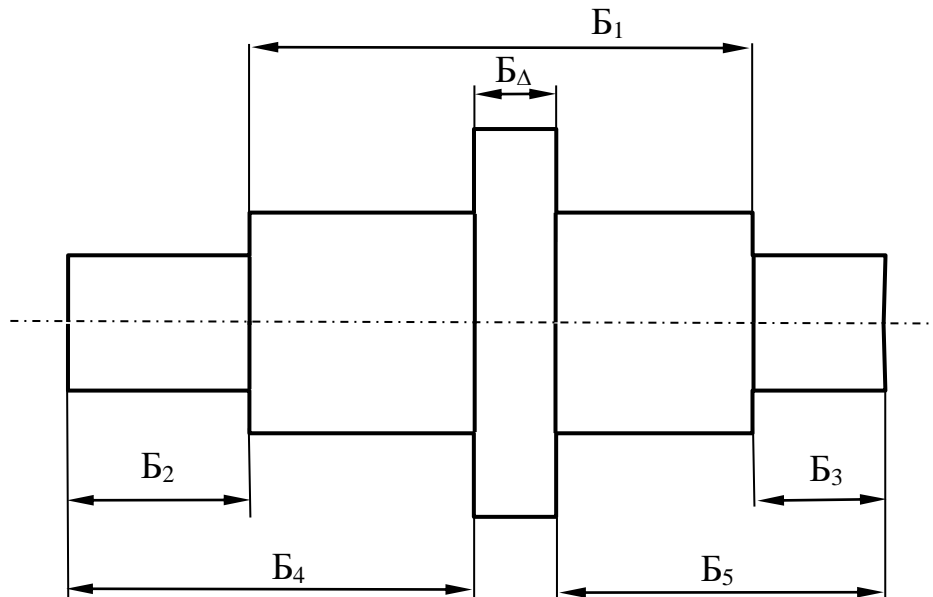


Рис. 3.6. РЦ к заданию 23

Таблица 3.6

Исходные данные к заданию 23

№ варианта	B_1 , мм	$B_2=B_3$, мм	B_4 , мм	B_5 , мм
1	50 h6	6 H6	15 H6	16 H6
2	70 h7	9 H7	25 H7	20 H7
3	100 h8	10 H8	30 H6	40 H8
4	140 h9	14 H9	45 H9	55 H9
5	210 h10	18 H10	85 H10	75 H10
6	280 h11	20 H11	125 H11	100 H12

№ варианта	Б1, мм	Б2=Б3, мм	Б4, мм	Б5, мм
7	360 h10	32 H8	160 H9	120 H10
8	460 h9	55 h7	200 H9	125 H8
9	420 h10	50 H9	120 H11	160 H9
10	400 h12	45 H10	140 H9	130 H10
11	65 h8	10 H7	18 H7	22 J _s 8
12	80 h9	75 H8	28 H9	28 J _s 9
13	95 j _s 10	8 J _s 9	35 E9	30 H9
14	110 c10	15 J _s 11	25 A11	35 H11
15	125 b11	20 H10	50 J _s 10	45 C10
16	150 d11	25 H10	40 D11	35 B11
17	170 a11	30 J _s 11	35 H10	35 A11
18	195 j _s 11	32,5 H12	35 H11	25 E9
19	220 h12	40 C11	60 B11	65 H12
20	245 b12	35 H12	65 A12	55 B12

24. Рассчитайте размерную цепь промежуточного вала (рис. 3.7) по данным, приводимым в таблице 3.7*.

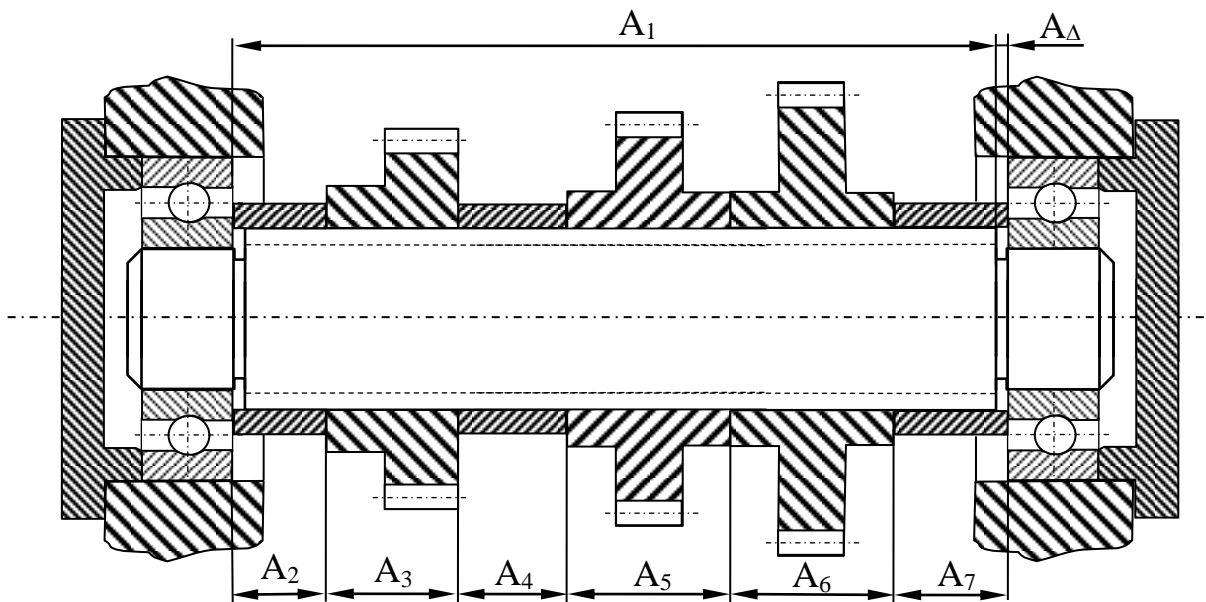


Рис. 3.7. РЦ к заданию 24

* Метод решения задачи может быть выбран студентом.

Исходные данные к заданию 24

№ варианта	A_{Δ} , мм	A_1 , мм	A_2 , мм	A_3 , мм	A_4 , мм	A_5 , мм	A_6 , мм	A_7 , мм
1	0,1...0,4	100	10	20	10	20	30	10
2	0,2...0,5	120	10	25	12	25	36	12
3	0,2...0,7	140	12	32	12	32	40	12
4	0,3...0,7	160	20	40	18	25	35	22
5	0,4...0,8	180	20	40	19	35	45	21
6	0,2...0,8	200	27	35	25	37	48	28
7	0,2...0,9	150	10	33	12	33	52	10
8	0,2...1,0	170	19	30	19	36	47	19
9	0,3...0,9	190	15	42	15	46	55	17
10	0,3...1,0	220	23	45	24	45	57	26
11	0,4...1,1	250	30	45	32	50	62	31
12	0,4...1,0	210	26	37	26	40	54	27
13	0,2...1,1	250	56	27	50	31	32	54
14	0,4...1,2	270	50	29	59	33	38	61
15	0,3...1,1	240	36	35	34	48	52	35
16	0,4...1,3	260	44	42	45	36	48	45
17	0,4...1,5	280	52	38	53	38	44	55
18	0,3...1,3	300	55	41	54	40	54	56
19	0,3...1,2	310	60	40	60	38	51	61
20	0,4...1,6	320	65	36	63	39	52	65
21	0,4...1,8	335	66	44	67	42	50	66
22	0,5...1,9	340	70	45	71	40	48	66

25а. Вал предварительно обточен до $\varnothing D_1$, затем на валу фрезеруется лыска в размер Z (рис. 3.8, а, табл. 3.8). Определите глубину фрезерования, если после окончательной обточки до $\varnothing D_2$ должен быть получен размер L .

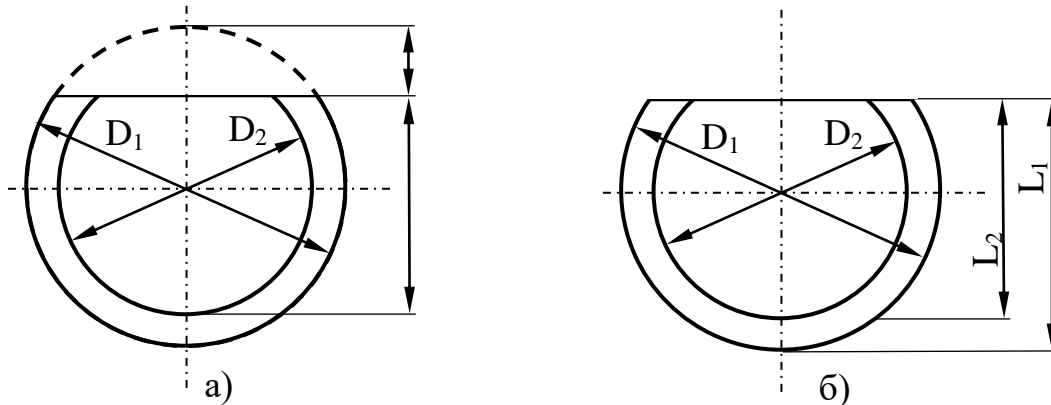


Рис. 3.8. РЦ к заданию 25

Таблица 3.8

Исходные данные к заданию 25 (см. рис. 3.8, а)

№ варианта	D_1 , мм	D_2 , мм	L , мм	№ варианта	D_1 , мм	D_2 , мм	L , мм
1	20,5 h12	20 h7	17,5 js13	15	51 js11	51 h9	46,5 js11
2	25,5 h11	25 h8	23 h12	16	56 h9	55 h6	48 h10
3	31 h12	30 h8	26,5 h9	17	62,5 h8	62,5 h6	56 js9
4	36 h12	35 h9	31,5 c11	18	65,7 js10	65,7 g7	60,5 h11
5	40,8 h11	40 h7	36,5 d12	19	72 js11	70 k6	64 js10
6	45,5 h10	45 h6	40,5 js10	20	78 d11	76 h7	70 h10

25б. Вал предварительно обточен до $\varnothing D_1$, затем на валу фрезеруется лыска в размер L_1 (рис. 3.8, б, табл. 3.9). Определите размер L_1 , если после окончательной обработки вала в размер $\varnothing D_2$ должен быть получен размер L_2 .

Таблица 3.9

Исходные данные к заданию 25 (см. рис. 3.8, б)

№ варианта	D_1 , мм	D_2 , мм	L , мм	№ варианта	D_1 , мм	D_2 , мм	L , мм
7	21,5 h11	21 h8	16 js13	21	61 js13	60 h10	56 b11
8	26,5 h12	26 m7	21 b10	22	64,8 a12	64 h11	59 h11
9	32 h10	30 k5	24,5 d11	23	69 b12	68 e8	60,5 h10
10	35,5 a10	35 h7	29 js10	24	72,5 d10	72 e7	64 h9
11	41 h9	40 n6	32 d9	25	81 c9	80 h9	67,5 c11
12	48,5 h11	48 r7	38 c10	26	88 h9	85 f7	75 h8
13	52 h9	50 m5	42 h10	27	92 b10	90 n6	85 js9

14	54,5 b11	54 h10	45 h11	28	97 h8	95 g6	88 c10
----	----------	--------	--------	----	-------	-------	--------

26. Решите размерную цепь (рис. 3.9, табл. 3.10), обеспечив требуемый зазор S методом регулирования. Регулируемыми являются звенья A_2 и A_9 – наборы тонких прокладок

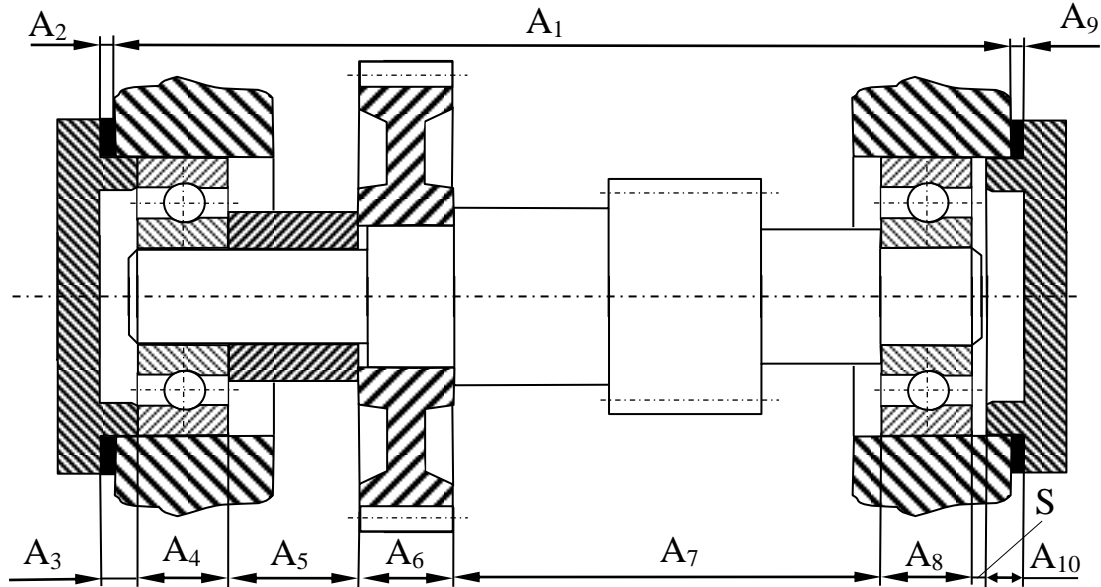


Рис. 3.9. РЦ к заданию 26

Таблица 3.10

Исходные данные к заданию 26

№ варианта	A_1 , мм	A_2 , мм	A_3 , мм	A_4 , мм	A_5 , мм	A_6 , мм	A_7 , мм	A_8 , мм	A_9 , мм	A_{10} , мм	S , мм
1	77	0,5...1	6	12 _{-0,12}	10	12	45	12 _{-0,12}	1	6	0,1...0,3
2	91	0,5...1	7	14 _{-0,12}	15	14	50	14 _{-0,2}	1	7	0,1...0,4
3	89	0,5...1	8	15 _{-0,12}	12	15	48	15 _{-0,12}	1	8	0,2...0,4
4	98	0,5...1	9	16 _{-0,12}	15	15	52	16 _{-0,12}	1	9	0,2...0,6
5	86	0,5...1	10	16 _{-0,12}	13	13	42	16 _{-0,12}	1	10	0,2...0,5
6	112	0,5...1	11	17 _{-0,12}	20	16	56	17 _{-0,12}	1	11	0,2...0,7
7	127	1...1,5	12	18 _{-0,12}	21	20	65	18 _{-0,12}	1,5	12	0,3...0,6
8	129	1...1,5	10	19 _{-0,12}	20	22	70	19 _{-0,12}	1,5	10	0,3...0,5
9	132	1...1,5	12	21 _{-0,12}	16	24	72	21 _{-0,12}	1,5	11	0,3...0,7
10	140	1...1,5	13	23 _{-0,12}	19	23	75	21 _{-0,12}	1,5	13	0,2...0,5
11	144	1...1,5	10	25 _{-0,15}	22	25	80	25 _{-0,15}	1,5	10	0,4...0,7
12	152	1...1,5	12	27 _{-0,15}	25	24	82	27 _{-0,15}	1,5	12	0,4...0,8
13	159	1...1,5	11	29 _{-0,15}	28	27	85	29 _{-0,15}	1,5	11	0,4...0,9
14	153	1...1,5	12	31 _{-0,15}	17	25	90	31 _{-0,15}	1,5	12	0,3...0,8

15	166	1,2...1,8	12	33 _{-0,2}	22	28	95	33 _{-0,2}	1,8	12	0,3...0,7
16	187	1,2...1,8	14	35 _{-0,2}	30	32	100	35 _{-0,2}	1,8	14	1,0...1,3

Продолжение табл. 3.10

№ варианта	A1, мм	A2, мм	A3, мм	A4, мм	A5, мм	A6, мм	A7, мм	A8, мм	A9, мм	A10, мм	S, мм
17	196	1,2...2	14	37 _{-0,2}	32	30	110	37 _{-0,2}	2	14	0,9...1,2
18	208	1,2...2	13	39 _{-0,2}	36	35	115	39 _{-0,2}	2	13	0,9...1,1
19	198	1,3...2	12	41 _{-0,2}	26	32	120	41 _{-0,2}	2	12	1,1...1,5
20	102	1,3...2,2	15	43 _{-0,2}	30	36	10	43 _{-0,2}	2	15	1,0...1,3
21	258	1,4...2,5	14	45 _{-0,2}	36	38	160	45 _{-0,2}	2	14	1,2...1,6
22	291	1,4...2,5	15	47 _{-0,2}	45	40	180	47 _{-0,2}	2	15	1,3...1,8

27. Рассчитайте звенья B_1 и B_2 (рис. 3.10), принимая во внимание исходные данные в таблицы 3.11.

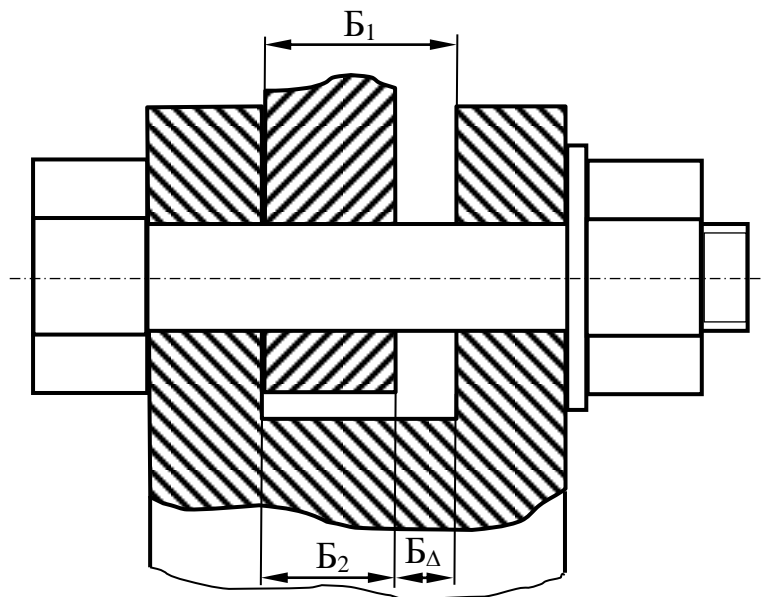


Рис. 3.10. РЦ к заданию 27

Таблица 3.11

Исходные данные к заданию 27

№ варианта	B_1 , мм	B_2 , мм	B_Δ , мм	№ варианта	B_1 , мм	B_2 , мм	B_Δ , мм
1	8	8	0...0,05	12	12,5	12,5	0,2...0,26
2	9	9	0...0,05	13	13	13	0,4...0,55

3	9,5	9,5	0...0,08	14	16	16	1,2...1,3
4	10	10	0...0,06	15	17	17	0,35...0,45

Продолжение табл. 3.11

№ варианта	Б1, мм	Б2, мм	БΔ, мм	№ варианта	Б1, мм	Б2, мм	БΔ, мм
5	11	11	0,1...0,22	16	18	18	0,5...0,65
6	10	10	0,05...0,1	17	19	19	1,5...1,7
7	12	12	0,3...0,4	18	20	20	1,9...2,1
8	12	12	0,5...0,7	19	21	21	1,2...1,25
9	13	13	1...1,15	20	20,5	20,5	0,7...0,75
10	14	14	0,8...0,95	21	18,5	18,5	0,62...0,66
11	15	15	0,9...1,1	22	22	22	0,95...1,05

Примечание. Требуемая точность замыкающего звена должна быть достигнута методом групповой взаимозаменяемости.

4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ, ИХ ОБОЗНАШЕНИЕ. РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ПРОФИЛЯ, ДОПУСКОВ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

4.1. Основные сведения

Резьбовые соединения получили широкое распространение в различных устройствах и изделиях. По эксплуатационному назначению резьбы разделяются на общие и специальные. К резьбам общего назначения относятся:

- крепёжные (метрическая, дюймовая), применяемые для разъёмного соединения деталей машин;
- кинематические (трапецеидальная и прямоугольная), предназначенные для преобразования движений в различных винтовых механизмах;
- трубные и арматурные, применяемые для герметичного соединения трубопроводов и арматуры различного назначения.

К резьбам специального назначения относятся такие, которые применяются только в определённых изделиях некоторых отраслей промышленности.

Резьбы подразделяются на наружные и внутренние. К наружной резьбе относится резьба болта, шпильки, винта и т.д., а к внутренней – резьба гайки, гнезда, муфты и т.д.

По профилю витков резьбы разделяются на треугольные, трапецеидальные, упорные, прямоугольные, круглые; по числу заходов – на однозаходные и многозаходные; в зависимости от направления вращения контура осевого сечения – на правые и левые резьбы; по принятой единице измерения линейных размеров – на метрические и дюймовые.

Применяемые в настоящее время резьбы в большинстве своём метрические, допуски и посадки на которые нормированы стандартами:

1. ГОСТ 4608-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом»;
2. ГОСТ 9000-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая для диаметров менее 1мм. Допуски»;

3. ГОСТ 16093-2004 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором»;

4. ГОСТ 24834-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки»;

5. ГОСТ 8724-2002 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги»;

6. ГОСТ 24705-2004 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры»;

7. ГОСТ 9150-2002 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль».

Основными элементами метрической резьбы являются (см. рис. 4.1):

d (D) – наружный диаметр наружной резьбы (болта) и внутренней резьбы (гайки);

d_2 (D_2) – средний диаметр болта и гайки;

d_1 (D_1) – внутренний диаметр болта и гайки;

P – шаг резьбы;

P_n – ход резьбы, $P_n = P \cdot n$, где n – число заходов у многозаходных резьб;

α – угол профиля (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$);

$\alpha/2$ – половина угла профиля;

H – полная высота профиля (исходного трехгранника)

ψ – угол подъема резьбы;

l – длина свинчивания.

Профиль, номинальные размеры диаметров, P , α , H – являются общими, как для наружной, так и для внутренней резьбы.

Метрическую резьбу подразделяют на два типа: с крупным шагом для диаметров от 1 до 68 мм и с мелким шагом.

В обозначении резьбы левее номинального диаметра добавляют прописную букву M (означает метрическую резьбу), а после знака \times – размер шага для резьбы с мелким шагом, например, $M10 \times 0,5$. При обозначении резьбы с крупным шагом размер шага не указывают, например $M10$. Для левой резьбы после условного обозначения ставят буквы LN , например $M24-LN$. В обозначении многозаходных резьб помимо всего прочего ставятся буквы P_n , значение хода резьбы, буква P и значение шага. Например, двухзаходная резьба с номинальным диаметром 24 мм, значением хода 3 мм и шагом 1,5 мм:

M24×Ph3P1,5.

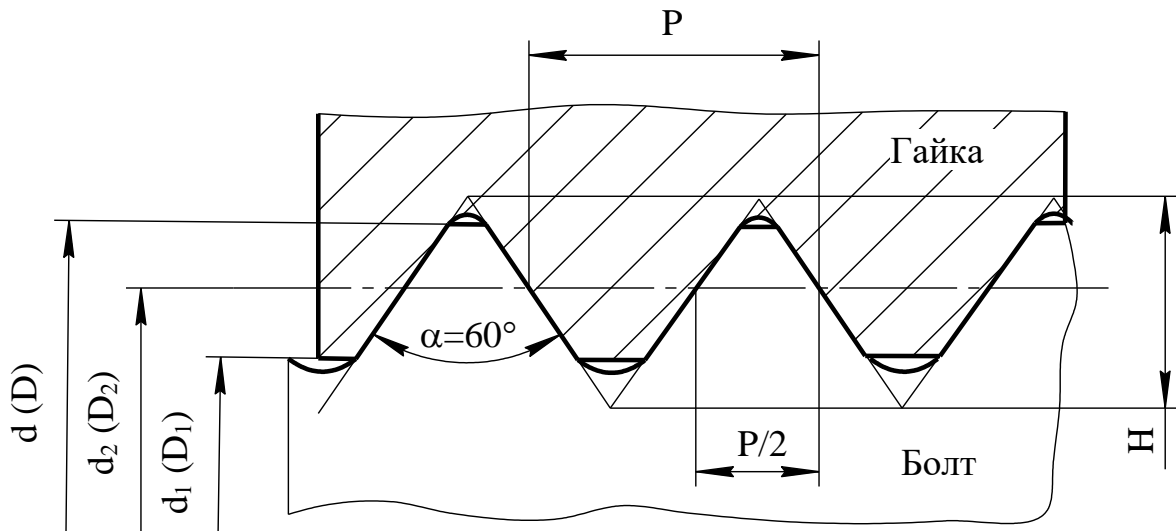


Рис. 4.1. Параметры метрической резьбы

Расположение полей допусков метрической крепежной резьбы задано относительно номинального профиля и определяется основными отклонениями, верхними для болтов и нижними для гаек. ГОСТ 16093-2004 устанавливает ряды основных отклонений для резьб болтов – h, g, e, d, f, для резьбы гаек E, F, H, G.

Возможные степени точности для различных диаметров резьбы приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Степени точности, назначаемые для различных диаметров резьбы

Диаметр болта	Степень точности	Диаметр гайки	Степень точности
d	4, 6, 8	D ₁	4, 5, 6, 7, 8
d ₂	3, 4, 5, 6, 7, 8, 9	D ₂	4, 5, 6, 7, 8

На собственно средний диаметр, угол профиля и шаг резьбы допуски стандартом не предусмотрены, а имеющийся в стандарте допуск на средний диаметр относится не к среднему диаметру, а к приведенному среднему диаметру.

Приведенный средний диаметр ($d_{пр}$), включает в себя действительный средний диаметр ($d_{2изм}$), т.е. полученный в результате измерения и диаметральные компенсации отклонений по шагу (f_P) и углу профиля (f_α)

$$d_{пр} = d_{2изм} + f_P + f_\alpha.$$

Поэтому оценка годности резьбы при контроле калибрами или средствами для контроля отдельных элементов, производится по приведенному среднему диаметру.

4.2. Задачи

28. Объяснить обозначение резьбы (табл. 4.2), пользуясь справочником [1], рассчитать параметры d , d_2 , d_1 , d_3 или D , D_2 , D_1 , а также H , H_1 и R . Определить R . Изобразить схему профиля резьбы и проставить на схеме рассчитанные параметры.

Таблица 4.2

Исходные данные к заданию 28

№ варианта	Обозначение резьбы	№ варианта	Обозначение резьбы
1	M1×0,2-5h4h-1,4	14	M200×2,0-6d
2	M4×0,5-5H-1,5	15	M280×3,0LH-5g6g-20
3	M6×0,5-6G	16	M5-4H6H
4	M12×1,25LH-8G	17	M5-4jk
5	M52×1,0LH-4H5H	18	M6-3H6H
6	M320×4,0-5h6h-29	19	M6-2m
7	M72×4,0-7e7e-56	20	M8LH-5H6H
8	M600×6,0-7G	21	M36×2,0LH-4jh
9	M400×4,0-4H-29	22	M30LH-4j
10	M64×1,5LH-6H-22	23	M20×1,5LH-2H5C
11	M48×3,0-6e	24	M36×3,0-2r
12	M250×3,0-4h	25	M45×3,0-3p
13	M42×2,0LH-6h	26	M22LH-2H4C

29. Объяснить обозначение резьбового соединения (табл. 4.3) и, пользуясь справочником [1], рассчитать параметры $d(D)$, $d_2(D_2)$, $d_1(D_1)$, H , H_1 , R . Определить R . Изобразить схему резьбового соединения и проставить на схеме рассчитанные параметры. Указать, к какому виду (с зазором, натягом, переходное) это соединение относится.

Исходные данные к заданию 29

№ варианта	Обозначение резьбы	№ варианта	Обозначение резьбы
1	M80×6,0-6H/5h4h-95	14	M24-4H6H/4j
2	M60×2,0-4H5H/4h	15	M12×1,25-3H6H/2m
3	M5×0,8-7H/8g	16	M6-2H5D(2)/3p(2)
4	M48×3-6H/6e	17	M8-2H5D/2r
5	M36×3-6G/6g	18	M8×1,0LH-2H4D(3)/3n(3)
6	M600×6,0-7G/7g6g	19	M10×1,25LH-2H5D/2r
7	M68×4,0-8H/9g8g-56	20	M16×1,5-2H5C(2)/3p(2)
8	M6-3H6H/4jk	21	M24×2,0-2H4C(3)/3n(3)
9	M8×1,0-4H6H/4jk	22	M30×3,0-2H5C(2)/3p(2)
10	M16×1,5-3H6H/2m	23	M30-2H5C/2r
11	M42×4,0-5H6H/4jh	24	M36×3,0-2H5C/2r
12	M36×3,0-5H6H/4jh	25	M20LH-2H5C(2)/3p(2)
13	M30×3,0-4H6H/4j	26	M45×3,0-2H5C(2)/3p(2)

30-32. Для резьбовых соединений (табл. 4.4- 4.6):

1) изобразить схему полей допусков для каждого элемента $[d(D), d_2(D_2), d_1(D_1)]$ соединения (рис. 4.2);

2) обозначить и указать на схеме предельные отклонения и предельные зазоры (натяги);

3) рассчитать допуски, номинальные и предельные значения для каждого диаметра соединения.

Таблица 4.4

Отклонения метрических резьб с натягом (по ГОСТ 4608-81)

№ варианта	Обозначение резьбы	Отклонение резьбы, мкм							
		es d ₂	ei d ₂	es d	ei d	EI D ₂	ES D ₂	EI D ₁	ES D ₁
1	M5-2H5D/2r	+109	+71	-60	-210	0	+50	+90	+250
2	M6-2H5D(2)/3p(2)	+109	+53	-60	-240	0	+60	+90	+280
3	M8-2H5D/2r	+133	+85	-63	-275	0	+63	+95	+307
4	M8×1,0-2H4D(3)/3n(3)	+94	+38	-60	-240	0	+60	+90	+240
5	M10×1,25-2H5D/2r	+133	+85	-63	-275	0	+63	+95	+307
6	M10-2H5C/2r	+148	+95	-140	-376	0	+71	+140	+376
7	M12×1,25-2H5D(2)/3p(2)	+123	+56	-63	-275	0	+71	+95	+307

Продолжение табл. 4.4

№ варианта	Обозначение резьбы	Отклонение резьбы, мкм							
		es d ₂	ei d ₂	es d	ei d	EI D ₂	ES D ₂	EI D ₁	ES D ₁
8	M12LH-2H4C(3)/3n(3)	+125	+50	-145	-410	0	+60	+145	+357
9	M16×1,5-2H5C(2)/3p(2)	+134	+63	-140	-376	0	+75	+140	+376
10	M16LH-2H4C(3)/3n(3)	+134	+53	-150	-430	0	+85	+150	+386
11	M16×1,5-2H5C/2r	+151	+95	-140	-376	0	+75	+140	+376
12	M20×1,5-2H4C(3)/3n(3)	+116	+45	-140	-376	0	+75	+140	+330
13	M20LH-2H4C(3)/3n(3)	+147	+63	-160	-505	0	+90	+160	+446
14	M20×2,0LH-2H5C(2)/3p	+155	+75	-150	-430	0	+85	+150	+450
15	M20×2,0-2H5C/2r	+173	+110	-150	-400	0	+85	+150	+450
16	M24×2,0-2H4C(3)/3n(3)	+139	+53	-150	-430	0	+90	+150	+386
17	M24×2,0LH-2H5C(2)/3p(2)	+160	+75	-150	-430	0	+90	+150	+450
18	M30×3,0-2H5C(2)/3p(2)	+195	+95	-170	-545	0	+106	+170	+570
19	M30×3,0LH-2H4C(3)/3n(3)	+170	+71	-170	-545	0	+106	+170	+485
20	M30-2H5C/2r	+177	+110	-150	-430	0	+90	+150	+450
21	M36×3,0-2H5C/2r	+220	+140	-170	-545	0	+106	+170	+570
22	M22LH-2H4C(3)/3n(3)	+147	+63	-160	-505	0	+90	+160	+446
23	M20LH-2H5C(2)/3p(2)	+170	+85	-160	-505	0	+90	+160	+515
24	M42×3,0-2H4C(3)/3n(3)	+170	+71	-170	-545	0	+106	+170	+485
25	M45×3,0-2H5C(2)/3p(2)	+195	+95	-170	-545	0	+106	+170	+570

Таблица 4.5

Отклонения метрических резьб по ГОСТ 16093-2004

№ варианта	Обозначение резьбы	Отклонения параметров резьбы, мкм					
		ei d ₂	ei d	es d ₁ d ₂ d	ES D ₂	ES D ₁	EI D ₁ D ₂ D
1	M1×0,2-6H/5h4h-1,4	-38	-38	0	+63	+60	0
2	M4×0,5-5H/5h6h-1,5	-60	-106	0	+80	+112	0
3	M52×1,0-4H5H/4h	-90	-112	0	+236	+300	0
4	M42×2-6H/6h	-170	-280	0	+224	+375	0
5	M80×6-6H/5h4g-95	-224	-375	0	+375	+800	0
6	M160×2,0-4H5H/4h-36	-118	-180	0	+160	+300	0
7	M250×3,0-4H5H/4h	-160	-236	0	+212	+315	0
8	M320×4,0-5H/5h6h-29	-224	-475	0	+300	+475	0
9	M400×4,0-4H/3h4h-29	-150	-300	0	+250	+375	0

№ варианта	Обозначение резьбы	Отклонения параметров резьбы, мкм					
		ei d ₂	ei d	es d ₁ d ₂ d	ES D ₂	ES D ₁	EI D ₁ D ₂ D
10	M600×5,0-6H/5h4h-130	-265	-375	0	+450	+800	0
11	M5×0,8-7H/8g	-174	-260	-24	+160	+250	0
12	M48×3-6H/6e	-297	-460	-85	+355	+630	0
13	M64×1,5-6H/6g-22	-192	-268	-32	+212	+300	0
14	M68×4-8H/9g8g-56	-535	-810	-60	+500	+950	0
15	M72×4-7H/7e6e-56	-360	-535	-60	+400	+750	0
16	M100×1,5-7H/8g	-395	-570	-95	+280	+375	0
17	M200×2-6H/6d	-312	-380	-100	+280	+375	0
18	M6×0,5-6G/6f	-121	-142	-36	+149	+224	+24
19	M35×3-6G/6g	-248	-423	-48	+313	+548	+48
20	M12×1,25-7G/8g	-240	-363	-28	+252	+363	+28
21	M280×3,0-5G/5g6g-20	-248	-423	-48	+313	+448	+48
22	M160×2,0-7G/7g6g-36	-274	-318	-38	+423	+678	+48
23	M220×4,0-8G/9g8g	-620	-810	-60	+660	+1010	+60
24	M320×6,0-7G/7e6e	-518	-718	-118	+610	+1080	+80
25	M600×6,0-7G/7g6g	-505	-680	-80	+640	+1080	+80

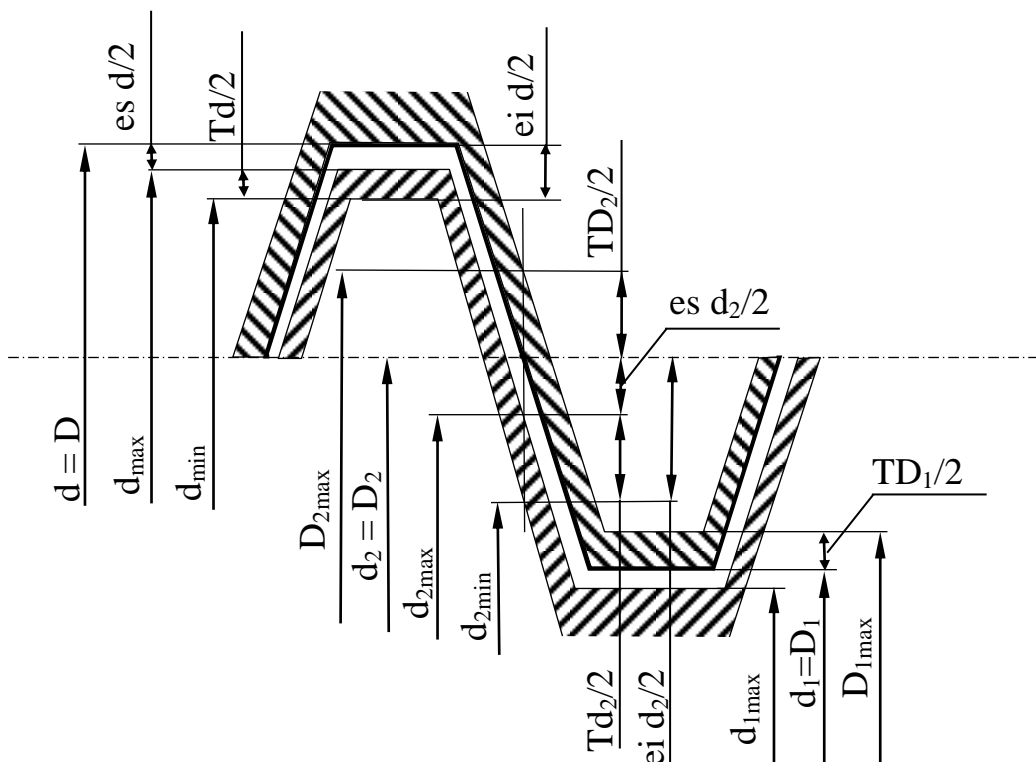


Рис. 4.2. Схема расположения полей допусков резьбового соединения

Отклонения метрических резьб по ГОСТ 24834-81

№ варианта	Обозначение резьбы	Отклонения параметров резьбы, мкм					
		es d ₁	ei d ₂	es d	ei d	ES D ₂	ES D ₁
1	M5-4H6H/4jk	+51	-9	-24	-174	+80	+200
2	M6-3H6H/2m	+71	+26	-26	-206	+76	+236
3	M8-5H6H/4jk	+61	+14	-28	-240	+125	+256
4	M8×1,0-4H6H/4jk	+60	-11	-26	-206	+95	+236
5	M10-5H6H/4jk	+69	-16	-32	-268	+140	+300
6	M10×1,25-4H6H/4jk	+61	-14	-28	-240	+100	+265
7	M12-4H6H/4jk	+76	-19	-34	-299	+125	+335
8	M12×1,25-3H6H/2m	+81	+28	-28	-240	+90	+265
9	M12×1,5-5H6H/4jk	+74	-16	-32	-268	+140	+300
10	M16-4H6H/4jk	+78	-22	-38	-318	+132	+375
11	M16×1,5-3H6H/2m	+88	+32	-32	-268	+95	+300
12	M16×1,5-5H6H/4jk	+74	-16	-32	-268	+150	+300
13	M20-4H6H/4j	+54	-52	-42	-377	+140	+450
14	M20×1,5-4H6H/4j	+49	-41	-32	-268	+118	+300
15	M20×1,5-5H6H/4j	+49	-41	-32	-268	+150	+300
16	M20×2,0-5H6H/4j	+53	-47	-38	-318	+170	+375
17	M24-4H6H/4j	+67	-58	-48	-423	+170	+500
18	M24×2,0-4H6H/4j	+59	-47	-38	-318	+140	+375
19	M30-4H6H/4j	+68	-64	-53	-478	+180	+224
20	M30×3,0-5H6H/4j	+67	-58	-48	-423	+212	+500
21	M30×3,0-4H6H/4j	+67	-58	-48	-423	+170	+500
22	M36×2,0-5H6H/4jh	+4	-102	-38	-318	+180	+375
23	M36×3,0-5H6H/4jh	+12	-113	-48	-423	+212	+500
24	M42-5H6H/4jh	+20	-130	-63	-563	+250	+670
25	M42×4,0-5H6H/4jh	+16	-124	-80	-535	+236	+600

33. Объясните обозначение резьб (табл. 4.7)

Обозначения резьб к заданию 33

№ варианта	Обозначение резьбы	№ варианта	Обозначение резьбы
1	Rd12	4	Труб 1/8 кл. А
2	Rd32 LH	5	УП 80×5×45°
3	Rd200LH	6	К труб 1/8 ГОСТ 6211-81

Продолжение табл. 4.7

№ варианта	Обозначение резьбы	№ варианта	Обозначение резьбы
7	S22×3LH-7AZ/7h	17	M/MK12×1,5LH ГОСТ 25229-82
8	Tr200×20(P4)-9H/9C	18	M/MK14×1,0 ГОСТ 25229-82
9	M/MK20×1,5 ГОСТ 25229-82	19	УП100×8×45°
10	Труб 7/8" кл. В	20	Tr200×20 (P4)-9H/9e
11	Tr 48×8LH-8H/7e	21	Tr44×8 (P2) -8H/8e
12	Rd180	22	S 180×18LH-8AZ/8h
13	К труб 2" ГОСТ 6211-81	23	K3/4" ГОСТ 6111-52
14	К 1/16" ГОСТ 6111-52	24	УП 180×10×45
15	Труб 2" кл. А	25	Rd200LH
16	S80×10-8AZ/8h	26	S180×32-9AZ/9h

34. На основании измеренных параметров наружной и внутренней резьбы (табл. 4.8, 4.9) дать заключение о годности резьбы. Необходимо учесть, что измерение шага резьбы P_n выполнялось на 3-х зубьях профиля ($n=3$).

Таблица 4.8

Измеренные параметры наружной резьбы

№ варианта	Обозначение резьбы	$d_{изм}$, мм	$d_{2изм}$, мм	$P_{n_{прав}}$, мм	$P_{n_{лев}}$, мм	$\frac{\alpha_{прав}}{2}$	$\frac{\alpha_{лев}}{2}$
1	M5×0,8-6h	4,930	4,525	6,490	6,372	30°24'	30°10'
2	M8-7h8h	7,710	7,092	9,991	9,974	29°40'	29°20'
3	M10-7h	10,115	8,743	12,102	11,890	29°20'	30°15'
4	M12×1,5-4h	11,960	10,856	12,012	11,940	30°10'	30°36'
5	M16-6h8h	15,440	14,722	16,210	15,870	29°48'	30°24'
6	M16×1,5-7h8g	16,1	15,008	11,678	12,013	30°20'	29°40'
7	M20×1,5-7h8h	19,510	18,840	12,016	11,910	29°55'	29°30'
8	M20×1,5-6h6e	19,832	19,012	11,946	11,991	29°50'	30°20'
9	M20×2-6e6d	19,950	18,451	16,211	15,840	30°10'	29°40'
10	M20-6g8g	19,380	18,338	16,118	15,921	30°40'	29°50'
11	M24×1,5-6d	24,2	22,790	12,027	11,980	29°30'	30°12'
12	M24-6e	23,508	21,736	24,028	23,902	30°5'	29°45'
13	M30-6e6d	29,684	27,540	28,186	27,915	29°10'	30°20'
14	M32-7e6e	32,636	30,252	28,064	27,894	28°50'	29°50'

Продолжение табл. 4.8

№ варианта	Обозначение резьбы	$d_{изм}$, мм	$d_{2изм}$, мм	$P_{н_{прав}}$, мм	$P_{н_{лев}}$, мм	$\frac{\alpha_{прав}}{2}$	$\frac{\alpha_{лев}}{2}$
15	M30×2-7g8g	29,550	28,705	16,129	15,875	30°15'	29°45'
16	M32×2-6h6e	33,106	31,490	16,155	15,673	29°0'	29°30'
17	M36×2-7h8h	35,825	34,710	16,031	16,134	30°20'	29°48'
18	M36×3-7h8g	35,990	33,775	24,096	24,128	30°10'	30°22'
19	M42×2-8g	41,480	40,480	16,154	16,040	29°50'	30°12'
20	M48×2-7g6g	47,995	46,010	24,162	24,106	30°12'	29°55'
21	M52×4-8h	51,714	49,006	31,991	32,024	30°8'	30°12'
22	M52×3-4h	51,608	50,004	24,114	23,902	29°48'	30°5'
23	M24-7h6h	23,652	21,730	23,878	24,026	30°10'	30°5'
24	M30-7h6h	30,112	27,740	27,982	27,998	29°40'	30°10'
25	M42-7g6g	41,955	38,924	35,995	36,036	30°30'	30°12'

Таблица 4.9

Измеренные параметры наружной резьбы

№ варианта	Обозначение резьбы	$d_{изм}$, мм	$d_{2изм}$, мм	$P_{н_{прав}}$, мм	$P_{н_{лев}}$, мм	$\frac{\alpha_{прав}}{2}$	$\frac{\alpha_{лев}}{2}$
1	M10-5H	9,115	7,175	12,108	11,880	30°10'	29°30'
2	M12×1,5-7H	11,210	10,792	12,008	11,920	30°5'	29°45'
3	M16×2-7G	14,782	14,360	16,209	15,860	29°45'	30°10'
4	M20-6H	18,560	17,215	20,164	19,782	28°50'	29°50'
5	M20-7H	18,632	17,912	20,242	19,576	29°10'	30°20'
6	M24×1,5-4H5H	23,085	22,355	11,678	12,016	30°15'	29°48'
7	M30×2-5H6H	28,820	27,951	15,901	16,118	29°5'	30°10'
8	M30×2-4H5H	28,795	28,281	16,232	15,741	30°5'	30°15'
9	M20-6G	18,410	17,305	19,881	20,120	29°30'	30°0'
10	M24×2-5H	22,440	21,874	16,104	15,828	30°10'	29°40'
11	M20×1,5-7H6H	19,010	18,542	12,009	11,942	29°30'	29°0'
12	M32×2-6G	30,980	29,755	16,109	15,899	29°45'	30°10'
13	M36×3-6G	34,075	32,750	24,028	23,902	29°20'	30°0'
14	M42×3-4H6H	40,122	38,610	24,108	23,980	29°40'	30°20'
15	M20×1,5-5H6G	19,195	18,832	12,017	11,991	30°20'	29°50'
16	M5×0,8-7H	4,510	4,122	6,481	6,372	30°10'	29°40'
17	M52×4-4H5H	49,386	47,993	31,902	32,027	29°50'	30°10'
18	M8-5H6H	7,315	6,441	9,982	9,974	29°30'	29°55'

Продолжение табл. 4.9

№ варианта	Обозначение резьбы	$d_{изм}$, мм	$d_{2изм}$, мм	$P_{п\text{рав}}$, мм	$P_{п\text{лев}}$, мм	$\frac{\alpha_{п\text{рав}}}{2}$	$\frac{\alpha_{л\text{ев}}}{2}$
19	M48×3-4H5H	46,030	45,201	24,096	24,128	29°55'	30°15'
20	M24×2-4H6G	22,921	22,101	16,031	16,154	30°20'	29°40'
21	M30×3-7H7G	31,390	27,330	23,988	23,995	29°45'	30°15'
22	M64×1,5-6H	63,230	62,173	11,946	11,994	30°30'	30°10'
23	M16×1,5-5H6H	15,006	14,853	12,003	12,106	30°15'	29°20'
24	M36×2-5H6H	34,691	33,935	15,939	15,998	29°20'	29°40'
25	M42×2-7G	40,619	39,854	16,108	15,991	30°25'	30°0'

5. ПОСАДКИ СОЕДИНЕНИЙ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

5.1. Посадки шпоночных соединений

5.1.1. Основные сведения о шпоночных соединениях

Для соединений втулок, шкивов, муфт, рукояток и других деталей машин с валами, когда к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляют особых требований, применяют шпонки. Размеры, допуски и посадки большинства типов шпонок и пазов для них стандартизованы.

Рекомендуемые посадки и поля допусков для соединений с призматическими и сегментными шпонками представлены соответственно на рисунке 5.1.

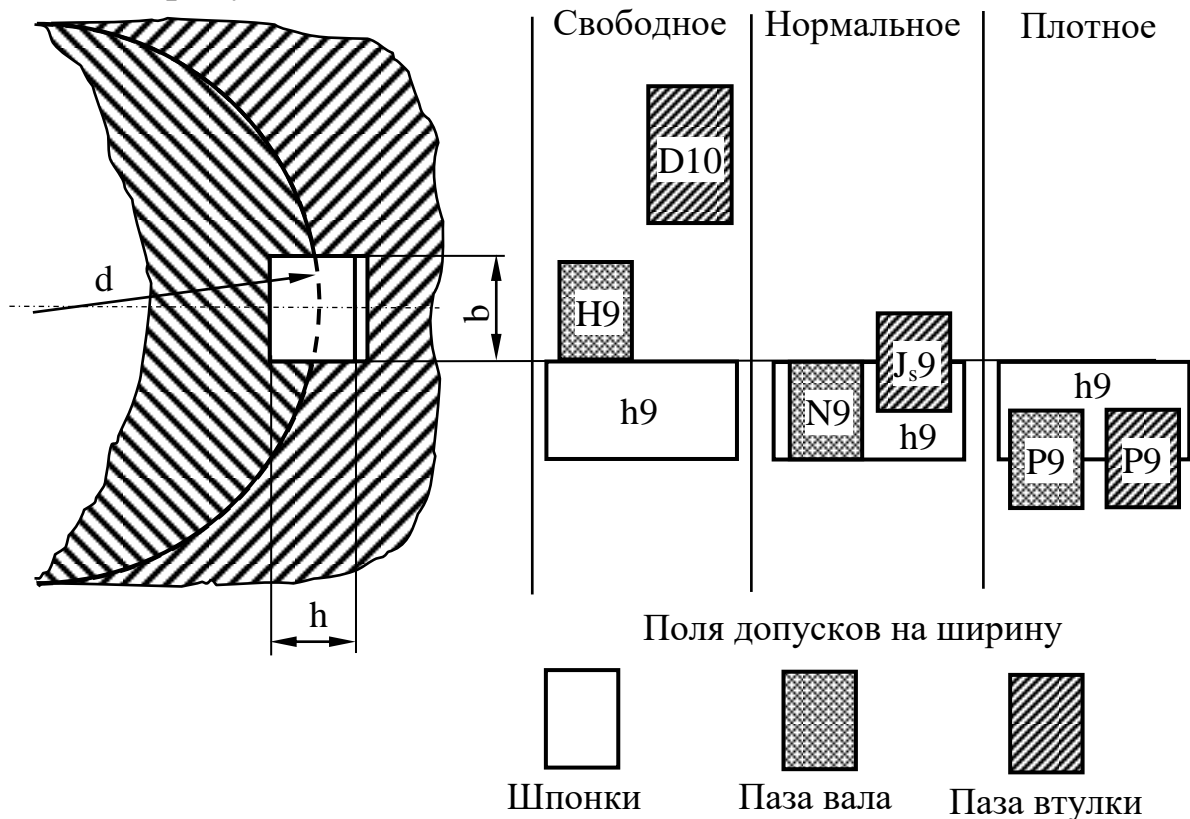


Рис. 5.1. Рекомендуемые посадки h поля допусков для соединений с призматическими шпонками

Поля допусков на высоту шпонок при $h = 2 \dots 6$ мм - $h9$;
при $h > 6$ мм - $h11$.

Поля допусков на длину шпонок – h14,
Поля допусков на длину пазов – H15.

5.1.2. Задачи по шпоночным соединениям

35. Для призматических шпонок (по ГОСТ 23360-78) определить (по справочнику [1]) предельные отклонения ширины, толщины и длины шпонки, а также предельные отклонения ширины пазов вала и втулки (табл. 5.1). Построить схему расположения полей допусков для различных видов шпоночных соединений.

Таблица 5.1

Обозначения шпоночного соединения

№ варианта	Обозначение шпоночного соединения
1	3×3×6 ГОСТ 23360-78
2	4×4×8 ГОСТ 23360-78
3	5×5×10 ГОСТ 23360-78
4	6×6×12 ГОСТ 23360-78
5	8×7×14 ГОСТ 23360-78
6	10×8×16 ГОСТ 23360-78
7	12×8×18 ГОСТ 23360-78
8	14×9×20 ГОСТ 23360-78
9	16×10×22 ГОСТ 23360-78
10	18×11×25 ГОСТ 23360-78
11	20×12×28 ГОСТ 23360-78
12	22×14×32 ГОСТ 23360-78
13	25×14×36 ГОСТ 23360-78
14	28×16×40 ГОСТ 23360-78
15	32×18×45 ГОСТ 23360-78
16	36×20×50 ГОСТ 23360-78
17	40×22×56 ГОСТ 23360-78
18	45×25×63 ГОСТ 23360-78
19	50×28×70 ГОСТ 23360-78
20	56×32×80 ГОСТ 23360-78
21	63×32×90 ГОСТ 23360-78
22	70×36×100 ГОСТ 23360-78
23	80×40×110 ГОСТ 23360-78
24	90×45×125 ГОСТ 23360-78
25	100×50×140 ГОСТ 23360-78

Следует иметь в виду, что на практике встречаются три вида шпоночных соединений:

- 1) свободное – для подвижных соединений;
- 2) нормальное – для неподвижных соединений;
- 3) плотное – для соединений с небольшим натягом в соединениях шпонки с обоими пазами.

5.2. Посадки шлицевых соединений и их обозначение

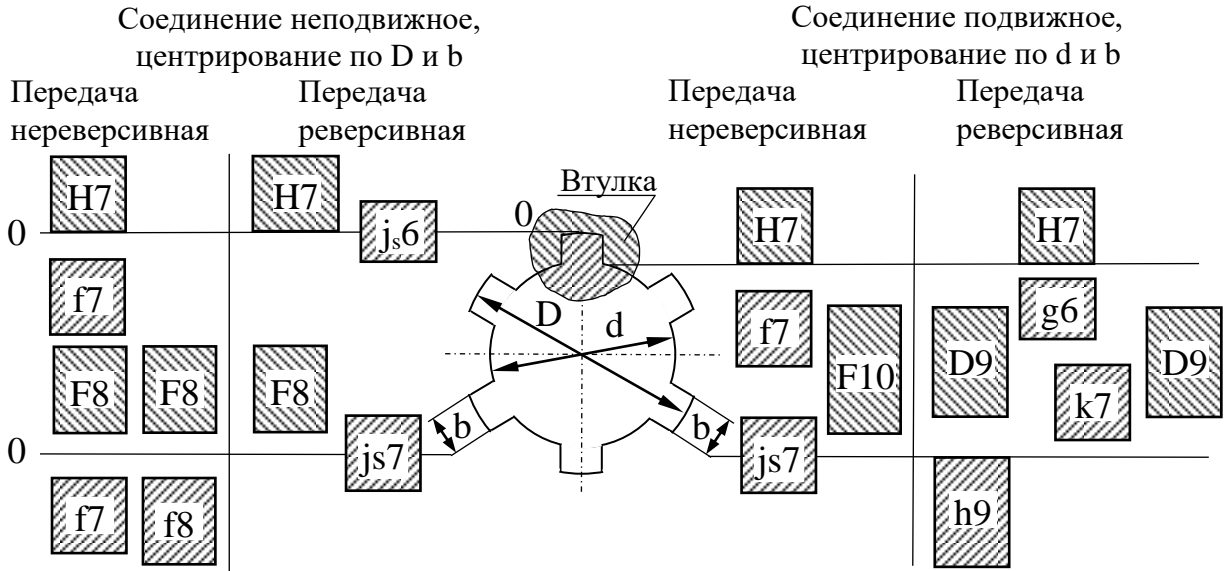
5.2.1. Основные сведения о шлицевых соединениях

В зависимости от профиля зубьев, шлицевые соединения делят на прямобочные, эвольвентные и треугольные. Допуски и посадки шлицевых соединений (прямобочных и эвольвентных) назначают в зависимости от принятой системы центрирования. Рекомендуемые посадки для шлицевых прямобочных соединений представлены на рисунке 5.2. В шлицевых эвольвентных соединениях втулку относительно вала центрируют по боковым поверхностям зубьев или по наружному диаметру. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется.

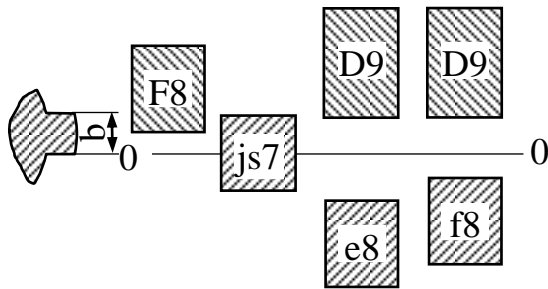
При центрировании по наружному диаметру установлены два ряда допусков для центрирующих диаметров окружности впадин втулки D_f и окружности вершин зубьев вала d_a : ряд 1 - H7 для D_f и n6, js6, h6, g6, f7 для d_a ; ряд 2 – H8 для D_f и n6, h6, g6, f7 для d_a . Первый ряд следует предпочитать второму.

Допуски нецентрирующих диаметров при центрировании по боковым поверхностям зубьев принимают такими, чтобы в соединении исключить контакт по этим диаметрам.

Рекомендуемые посадки элементов эвольвентных шлицевых соединений представлены в таблице 5.2.



Соединение неподвижное, центрирование по D и b. Передача реверсивная



Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала	втулки
d	По D и b	См. табл. 4.71 [1]	H11
D	По d и b	a11	H12

Рис. 5.2. Рекомендуемые посадки и поля допусков для шлицевых прямобочных соединений

Таблица 5.2

Рекомендуемые посадки элементов эвольвентных шлицевых соединений

Элемент центрирования	Подвижность соединения	Реверсивность передачи	Посадки поверхностей	
			центрирующие	нецентрирующие
S	Неподвижное	Нереверсируемая	7H/8k	D H16/h12
		Реверсируемая	7H/7n	
	Подвижное	Нереверсируемая	9H/9g	d H11/h16
		Реверсируемая	9H/9h	
D	Неподвижное	Нереверсируемая	H7/js6	S 9H/9h
		Реверсируемая	H7/n6	
	Подвижное	Нереверсируемая	H7/f7	d H11/h16 S 9H/9h
		Реверсируемая	H7/g6	

Примеры обозначения прямобочного шлицевого соединения, шлицевого вала, шлицевой втулки с параметрами $Z=8$, $d=36$ мм, $D=40$ мм, $b=7$ мм, с центрированием по d , с посадкой по $d \frac{H7}{e8}$, $D \frac{H12}{a11}$

и по $b \frac{D9}{f8}$:

$$d-8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8},$$

для втулки этого соединения

$$d-8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9,$$

и вала

$$d-8 \times 36 e8 \times 40 a11 \times 7 f8.$$

Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров. Например, при центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования $D \frac{H8}{h7}$ и по размеру

$$b \frac{F10}{h9}$$

$$D-8 \times 36 \times 40 \frac{H8}{h7} \times 7 \frac{F10}{h9}.$$

5.2.2. Задачи по шлицевым соединениям

36. Объясните обозначения шлицевых соединений (табл. 5.3) и, пользуясь справочником [1], определите отклонения элементов шлицевого соединения и постройте схему расположения полей допусков (рис. 5.2).

Таблица 5.3

Обозначения шлицевых соединений

№ варианта	Обозначение шлицевого соединения	№ варианта	Обозначение шлицевого соединения
1	$D-6 \times 11 \frac{H11}{d11} \times 14 \frac{H7}{j_s 7} \times 3 \frac{F8}{d9}$	2	$d-20 \times 82 \frac{H7}{f7} \times 92 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{F8}{f7}$

Продолжение табл. 5.3

№ варианта	Обозначение шлицевого соединения	№ варианта	Обозначение шлицевого соединения
3	d- $10 \times 112 \frac{H7}{j_s 7} \times 125 \frac{H12}{a11} \times 18 \frac{F8}{k7}$	15	D- $10 \times 82 \frac{H11}{a11} \times 88 \frac{H7}{n6} \times 12 \frac{F8}{e8}$
4	$b-6 \times 23 \frac{H11}{a11} \times 16 \frac{H12}{a11} \times 3,5 \frac{F8}{d9}$	16	D-8×36 $\frac{H11}{a11} \times 42 \frac{H7}{g6} \times 7 \frac{F8}{e8}$
5	$b-8 \times 46 \frac{H11}{a11} \times 54 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{F8}{e8}$	17	d- $20 \times 92 \frac{H7}{g6} \times 102 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{f8}$
6	D-10×72 $\frac{H11}{a11} \times 82 \frac{H7}{h7} \times 12 \frac{F8}{f8}$	18	d- $20 \times 102 \frac{H7}{h7} \times 115 \frac{H12}{a11} \times 8 \frac{F8}{h8}$
7	b- $10 \times 82 \frac{H11}{a11} \times 92 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{F8}{f8}$	19	D- $10 \times 102 \frac{H11}{a11} \times 112 \frac{H7}{j_s 6} \times 16 \frac{F8}{f8}$
8	b- $10 \times 92 \frac{H11}{a11} \times 102 \frac{H12}{a11} \times 14 \frac{F8}{h9}$	20	b-10×28 $\frac{H11}{a11} \times 35 \frac{H12}{a11} \times 4 \frac{F8}{e9}$
9	D-16×52 $\frac{H11}{a11} \times 60 \frac{H7}{n6} \times 5 \frac{F8}{h8}$	21	d- $20 \times 112 \frac{H7}{j_s 6} \times 125 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{F8}{j_s 7}$
10	d- $10 \times 92 \frac{H7}{f7} \times 102 \frac{H12}{a11} \times 14 \frac{D9}{e8}$	22	b- $10 \times 72 \frac{H11}{a11} \times 82 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{D9}{e8}$
11	D-8×56 $\frac{H11}{a11} \times 65 \frac{H8}{e8} \times 10 \frac{F8}{f7}$	23	D- $8 \times 62 \frac{H11}{a11} \times 68 \frac{H7}{j_s 6} \times 12 \frac{F8}{j_s 7}$
12	d- $10 \times 102 \frac{H7}{g6} \times 112 \frac{H12}{a11} \times 16 \frac{D9}{f8}$	24	b- $8 \times 62 \frac{H11}{a11} \times 72 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{D9}{f8}$
13	d- $10 \times 112 \frac{H7}{h6} \times 120 \frac{H12}{a11} \times 18 \frac{D9}{h9}$	25	b- $8 \times 58 \frac{H11}{a11} \times 62 \frac{H12}{a11} \times 10 \frac{D9}{f7}$

14	$D-8 \times 52 \frac{H11}{a11} \times 60 \frac{H7}{h7} \times 12 \frac{F8}{h9}$	26	$d-8 \times 32 \frac{H7}{g6} \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{h7}$
----	---	----	--

Схема расположения полей допусков элементов шлицевого соединения $d-8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}$ приведена на рисунке 5.3.

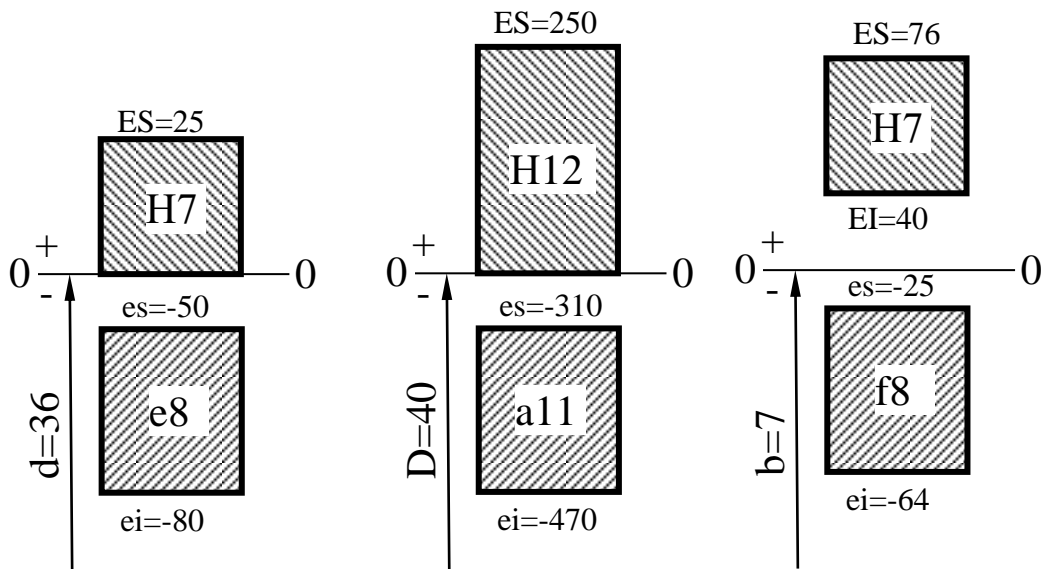


Рис. 5.3. Схема полей допусков шлицевого соединения

5.3. Посадки профильных бесшпоночных соединений и их обозначение

5.3.1. Основные сведения о профильных бесшпоночных соединениях

Профильные бесшпоночные соединения применяются вместо шлицевых и шпоночных в конструкциях машин, узлов и приборов для передачи крутящего момента. Данные соединения могут быть выполнены с гарантированным зазором или натягом, а также с переходными посадками. Предпочтение отдаётся соединениям с зазором и с переходными посадками. Профильные бесшпоночные соединения могут быть цилиндрической и конической формы, отверстия в ступицах – сквозными и глухими. [9, 10]

В профильных соединениях допускаются относительные осевые

перемещения деталей, как без нагрузки передаваемого крутящего момента, так и под нагрузкой. Подобного рода соединения могут быть использованы и в реверсивных механизмах.

Наибольшее распространение среди профильных соединений в отечественном и зарубежном машиностроении получили [9]:

- профильные соединения с равноосным контуром (РК-профиль);
- профильные соединения с чётным количеством граней (К-профиль);
- профильные соединения со срезанной контурной кривой (Кс-профиль).

Контурные кривые РК-профильных соединений характеризуются следующими геометрическими параметрами (рисунок 5.4):

D_1 и D_2 – соответственно диаметр описанной окружности вала и втулки;

d_1 и d_2 – соответственно диаметр вписанной окружности вала и втулки;

$D_{рк} = 2R$ – диаметр средней окружности (R – радиус средней окружности);

φ – угловой параметр;

e – эксцентриситет профиля;

N – количество граней.

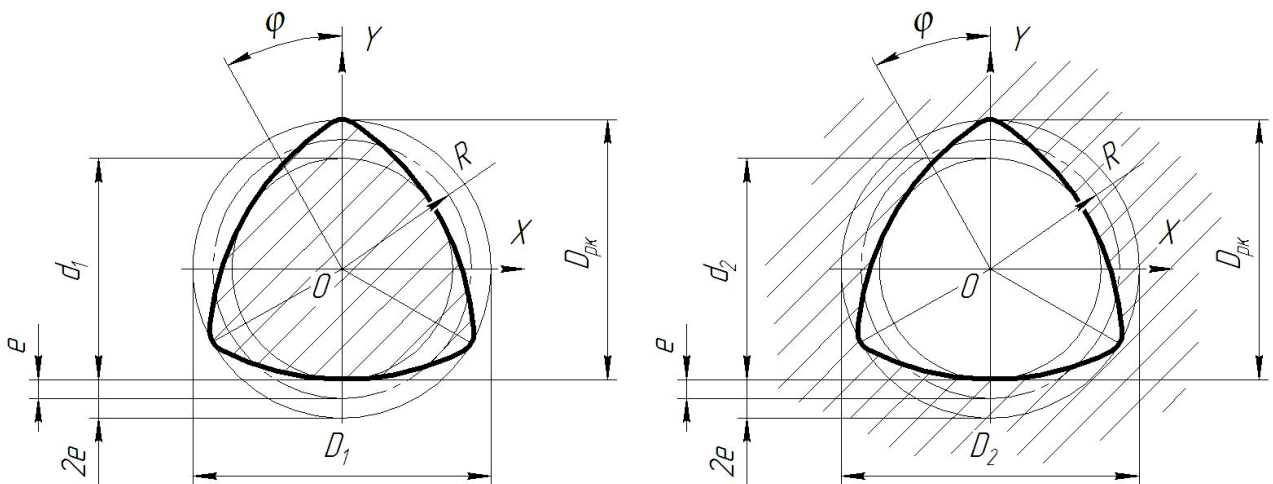


Рис. 5.4. РК-3 профильный вал и втулка (поперечное сечение)

Следует отметить, что у профилей с непрерывными кривыми и нечётным количеством граней (РК-профилей) диаметр средней окружности $D_{рк}$ равен номинальному значению профиля. В силу своей геометрической особенности РК-профиль имеет неизменное расстояние между двумя параллельными касательными и общую нормаль в точках касания [9, 10]. Это обстоятельство позволяет при измерении и контроле номинального размера РК-профильных валов применять универсальные средства, которые используются при измерении и контроле круглых валов (например, микрометры, скобы и др.).

Для РК-профильных соединений двойная величина эксцентриситета вычисляется по формуле: $2 \cdot e = \frac{D-d}{2}$ или $2 \cdot e = D_{\delta\epsilon} - d$.

В основу условного обозначения РК-профильных обозначений на сборочных и детализировочных чертежах были заложены принципы обозначений шлицевых соединений [9]. Например, условное обозначение РК-профильного соединения включает в себя обозначение вида профильной кривой и размеры с посадками его основных параметров $D_{рк}$ и $2e$:

$$РК - 3 - 45 \frac{H7}{g6} / 3,2 \frac{H7}{h6};$$

где РК – равноосный контур;

$N = 3$ – количество граней;

$D_{рк} = 45$ – средний диаметр профиля (номинальный диаметр, мм) с посадкой $\frac{H7}{g6}$;

$2e = 3,2$ – двойной эксцентриситет с посадкой $\frac{H7}{h6}$.

Отдельно втулка и вал обозначаются только с одним полем допуска:

1) Втулка: РК - 3 - 45H7/3,2H7 ;

2) Вал: РК - 3 - 45g6/3,2h6 .

На рисунке 5.5 показана схема расположения полей допусков для профильных валов типа РК-3, РК-5, РК-7 и т.д., а также типа К-2, К-4, К-6 и т.д.

На рисунке 5.6 показана схема расположения полей допусков

для профильных валов с прерывными (срезанными) профильными кривыми типа КС-2, КС-3, КС-4, КС-5 и т.д.

Схема расположения полей допусков для профильных отверстий типа РК-3, РК-5, РК-7 и т.д., а также типа К-2, К-4, К-6 и т.д. показана на рисунке 5.7.

На рисунке 5.8 показана схема расположения полей допусков для профильных валов с прерывными (срезанными) профильными кривыми типа КС-2, КС-3, КС-4, КС-5 и т.д.

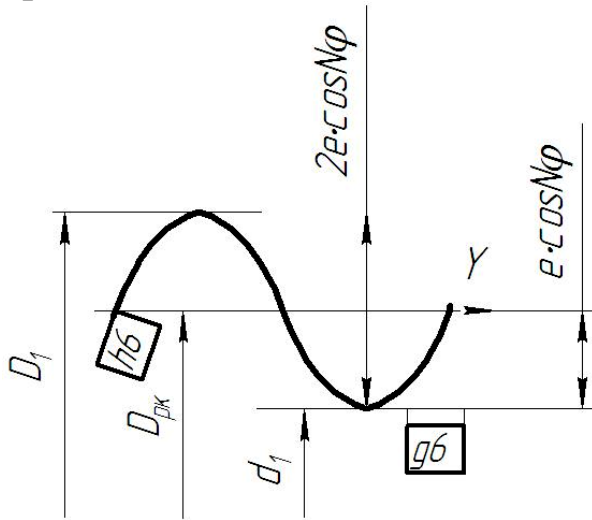


Рис. 5.5. Схема расположения полей допусков для профильных валов с непрерывными контурными кривыми типа РК и К-профиль

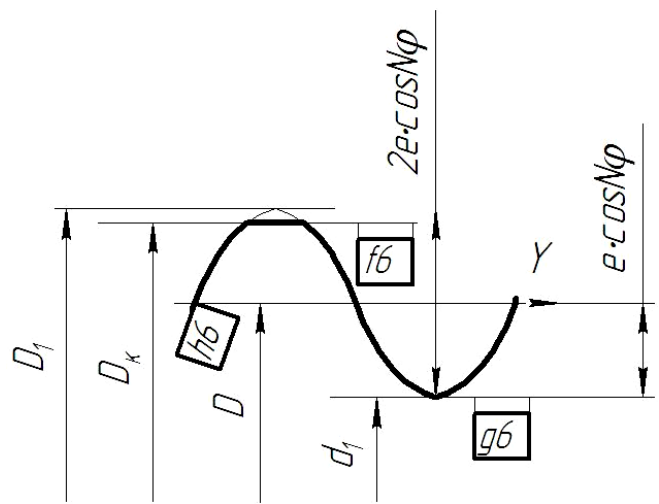


Рис. 5.6. Схема расположения полей допусков для профильных валов с прерывными (срезанными) контурными кривыми типа КС-профиль

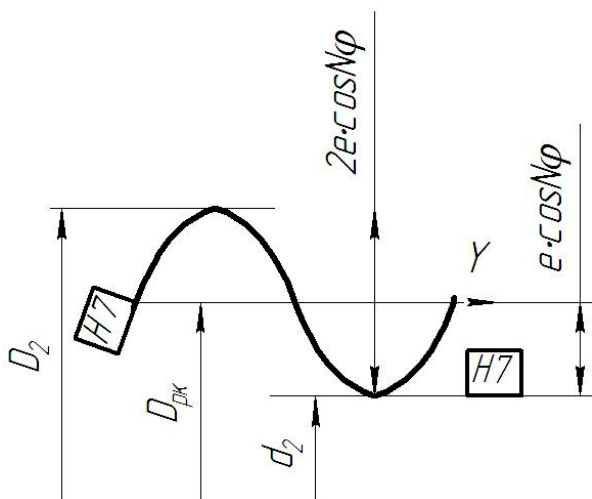


Рис. 5.7. Схема расположения по-

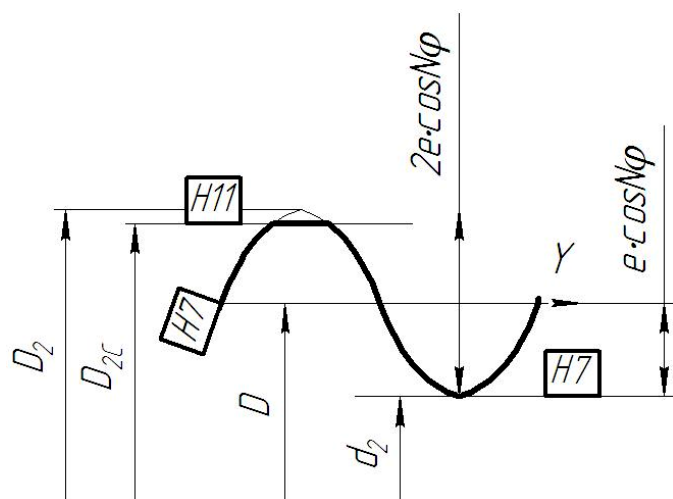


Рис. 5.8. Схема расположения по-

лей допусков для профильных отверстий с непрерывными контурными кривыми типа РК и К-профиль

лей допусков для профильных отверстий с прерывными (срезанными) контурными кривыми типа К_с-профиль

Рекомендуемые допуски и посадки на номинальный диаметральный размер вписанной окружности профиля (d_1) и (d_2), номинальный размер равноосного контура ($D_{рк}$), диаметральный размер срезанной окружности ($D_{1с}$) и ($D_{2с}$), двойную величину эксцентриситета $2e$ приведены в табл. 5.4 и табл. 5.5.

Таблица 5.4

Рекомендуемые допуски и посадки профильных валов и отверстий типа РК-3 и РК-5

Профильные соединения типа РК-3 и РК-5			
Вал		Отверстие	
$D_{рк}$	$2e$	$D_{рк}$	$2e$
g6 h6 k6	h6	H7	H7
h7 f7	h6	H8	H8
h8 f8	h8	H9	H9
h9 f9	h9	H10	H10

Таблица 5.5

Рекомендуемые допуски и посадки профильных валов и отверстий типа К_с-3 и К_с-5

Профильные соединения типа К _с -3 и К _с -5					
Вал			Отверстие		
d_1	$D_{1с}$	$2e$	d_2	$D_{2с}$	$2e$
g6, h6, n6	f9	h6	H7	H11	H7
h7, g7, f7	f10	h6	H8	H12	H8

Точность профильного вала на один квалитет выше точности профильного отверстия. Например, для РК-профильного отверстия ступицы, выполненной по 7 квалитету, РК-профильный вал следует изготавливать по 6 квалитету.

5.3.2. Задачи по профильным бесшпоночным соединениям

37. Объясните обозначения профильных соединений (табл. 5.6) и, пользуясь справочником [1], определите отклонения элементов профильного соединения и постройте схему расположения полей допусков.

Таблица 5.6

Обозначения профильных бесшпоночных соединений

№ варианта	Обозначение профильного соединения	№ варианта	Обозначение профильного соединения
1	PK-5-21 $\frac{H7}{g6}/0,64 \frac{H7}{h6}$	14	K-6-25 $\frac{H7}{k6}/1,26 \frac{H7}{h6}$
2	K-4-45 $\frac{H7}{g6}/3,2 \frac{H7}{h6}$	15	PK-5-42 $\frac{H7}{h6}/1,26 \frac{H7}{h6}$
3	PK-3-28 $\frac{H7}{g6}/1,8 \frac{H7}{h6}$	16	K-6-50 $\frac{H7}{h6}/3,6 \frac{H7}{h6}$
4	PK-5-50 $\frac{H7}{g6}/1,6 \frac{H7}{h6}$	17	K _C -4-40 $\frac{H7}{g6}/12 \frac{H7}{h6} \times 45 \frac{H11}{f7}$
5	K-6-90 $\frac{H7}{k6}/8,0 \frac{H7}{h6}$	18	PK-3-20 $\frac{H7}{g6}/1,26 \frac{H7}{h6}$
6	PK-3-36 $\frac{H7}{g6}/2,5 \frac{H7}{h6}$	19	K _C -3-28 $\frac{H7}{k6}/8,0 \frac{H7}{h6} \times 34 \frac{H11}{e9}$
7	K _C -3-16 $\frac{H7}{k6}/4,0 \frac{H7}{h6} \times 20 \frac{H11}{e9}$	20	PK-3-72 $\frac{H7}{k6}/5,6 \frac{H7}{h6}$
8	PK-5-34 $\frac{H7}{k6}/1,0 \frac{H7}{h6}$	21	K _C -3-52 $\frac{H7}{g6}/10 \frac{H7}{h6} \times 60 \frac{H11}{e9}$
9	K _C -3-82 $\frac{H7}{g6}/10 \frac{H7}{h6} \times 92 \frac{H11}{e9}$	22	PK-5-85 $\frac{H7}{k6}/3,0 \frac{H7}{h6}$
10	K _C -4-11 $\frac{H7}{g6}/3,2 \frac{H7}{h6} \times 14 \frac{H11}{e9}$	23	K _C -4-21 $\frac{H7}{k6}/10 \frac{H7}{h6} \times 25 \frac{H11}{e9}$

11	PK-3-55 $\frac{H7}{k6}/4,0 \frac{H7}{h6}$	24	PK-3-120 $\frac{H7}{k6}/12 \frac{H7}{h6}$
12	K _C -4-43 $\frac{H7}{k6}/12 \frac{H7}{h6} \times 50 \frac{H11}{f7}$	25	K _C -4-70 $\frac{H7}{g6}/16 \frac{H7}{h6} \times 80 \frac{H11}{f9}$
13	K _C -4-80 $\frac{H7}{h6}/16 \frac{H7}{h6} \times 90 \frac{H11}{f7}$	26	PK-3-120 $\frac{H7}{g6}/12 \frac{H7}{h6}$

7. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Общие сведения

Разнообразные зубчатые передачи широко применяют в различных приборах и машинах. С развитием техники область применения различных видов зубчатых передач расширяется.

С точки зрения назначения все зубчатые передачи можно разделить на следующие четыре вида:

- кинематические;
- скоростные;
- тяжело нагруженные;
- вспомогательные.

Кинематические передачи – используют в различных следящих системах, кинематических цепях станков, отсчётных устройствах. Главными показателями, характеризующими их качество является кинематическая погрешность F'_i , под которой понимают разность между действительными и номинальными углами поворота ведомого колеса передачи.

Скоростные передачи – предназначены для передачи крутящего момента с одновременным снижением угловых скоростей. Эти передачи работают при высоких окружных скоростях и значительных частотах вращения. Скоростными передачами являются передачи коробов скоростей автомобилей, станков, тракторов и др.

Показателями качества скоростных передач, характеризующими нарушение плавности их работы, повышение шума и вибрации являются: циклическая погрешность зубцовой частоты и циклическая погрешность, повторяющаяся с какой-то определенной частотой за оборот колеса.

Под циклической погрешностью зубцовой частоты понимают удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности передачи с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацеплении.

Тяжело нагруженные передачи – передающие большие крутящие моменты при не высоких окружных скоростях колёс и средней или низкой частоте вращения шестерен. К этому виду передач относятся зубчатые передачи редукторов прокатного оборудования, передачи подъемно-транспортных механизмов, штамповочных и ковоч-

ных прессов и др.

Действие больших удельных нагрузок в этих передачах приводит к износу зубьев, выкрашиванию их поверхности и поломке. Поэтому одной из главных характеристик этих передач является величина пятна контакта зубьев по длине и высоте рабочих поверхностей.

Вспомогательные передачи – объединяют различные виды передач, работающих при небольших скоростях и передающих малые крутящие моменты. Основной характеристикой их качества являются плавность вращения, отсутствие заедания и заклинивания.

Анализ функциональных требований предъявляемых к различным видам передач показывает, что они сводятся к трем комплексным показателям качества: кинематической точности, плавности работы и контакту зубьев. Для каждого вида передач выделяется основной показатель из выше перечисленного. Остальные показатели, также важны для надежной и длительной работы, но их влияние второстепенно.

Кроме перечисленных следует указать также и четвертый показатель – боковой зазор, который влияет на нарушение согласованности движения в реверсивных передачах.

По точности зубчатые и червячные передачи делятся на 12 степеней. Для каждой степени устанавливается нормы: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и независимо от степени точности нормы бокового зазора. В зубчатых передачах всем трем нормам точности может быть назначена одна степень точности или разные.

Например: 7-С и 7-6-5-В ГОСТ 1643-81.

Независимо от степени точности в стандартах установлено несколько видов сопряжений зубчатых колёс и передач, которые определяют гарантированный боковой зазор. Вид сопряжения выбирается с учетом возможного нагрева при работе и поступления необходимого количества смазки.

Вид сопряжения обозначают прописной буквой латинского алфавита (А, В, С, D и т.д.), каждому виду сопряжения соответствует допуск на боковой зазор, обозначаемый строчными буквами (а, b, с, d и т.д.), который определяет разность между наибольшим и гарантированным боковым зазором. Стандарт разрешает изменять соответствие между видом сопряжения и допуском на боковой зазор, т.е.

расширять или сужать допуск зазора при сохранении требований к величине гарантированного зазора.

Если требуемый вид сопряжения и вид бокового зазора совпадают, последний из обозначения опускают.

7.2. Задачи

38. Объясните обозначения зубчатых передач (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Обозначения зубчатых передач

№ варианта	Обозначение зубчатой передачи
1	3-4-4-Н ГОСТ 1643-81
2	6-Dx ГОСТ 1758-81
3	8-7-7-Cd ГОСТ 3675-81
4	4-3-3-D ГОСТ 1643-81
5	9-7-7-C ГОСТ 1758-61
6	6-7-6-Ba ГОСТ 1643-81
7	3-3-4-D ГОСТ 1758-81
8	10-10-9-B ГОСТ 3675-81
9	8-8-7-Ab ГОСТ 1643-81
10	4-Hd ГОСТ 1756-81
11	12-Ab ГОСТ 1643-81
12	3-4-3-Eh ГОСТ 1758-61
13	5-3-4-De ГОСТ 1643-81
14	4-4-3-Ba ГОСТ 1643-81
15	8-6-7-D ГОСТ 1758-81
16	6-7-7-H ГОСТ 3675-81
17	11-10-10-8 ГОСТ 1643-81
18	3-Cd ГОСТ 1758-81
19	10-9-9-Ab ГОСТ 1643-81
20	9-8-8-8 ГОСТ 1768-81
21	5-5-6-Н ГОСТ 1643-61
22	7-7-8-De ГОСТ 1758-81
23	9-9-10-B ГОСТ 3675-81
24	5-Bz ГОСТ 1643-81
25	8-Ay ГОСТ 1758-81
26	7-8-8-C ГОСТ 1643-81

39. Для одной из зубчатых передач, приведённой в задании 37, пользуясь справочником [1], определить гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$ и предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$. Помимо этого необходимо определить предельные отклонения межосевого угла $\pm E_\Sigma$ для конических и $\pm f_\Sigma$ для червячных передач, а также предельное смещение средней плоскости червячного колеса (для червячной передачи). Во всех примерах модуль $m \geq 1$. Значения других параметров (межосевое расстояние a_w цилиндрических и червячных зубчатых передач, среднее конусное расстояние R и угол делительного конуса δ_1 для конических передач, ширина зубчатого венца червячного колеса b) приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2

Параметры зубчатых передач

№ варианта	Параметры зубчатой передачи	№ варианта	Параметры зубчатой передачи
1	$a_w=45$ мм	14	$a_w=70$ мм
2	$R=80$ мм, $\delta_1=30^\circ$	15	$R=100$ мм, $\delta_1=35^\circ$
3	$a_w=125$ мм, $b=20$ мм	16	$a_w=315$ мм, $b=65$ мм
4	$a_w=55$ мм	17	$a_w=400$ мм
5	$R=90$ мм, $\delta_1=20^\circ$	18	$R=100$ мм, $\delta_1=40^\circ$
6	$a_w=140$ мм	19	$a_w=420$ мм
7	$R=50$ мм, $\delta_1=15^\circ$	20	$R=110$ мм, $\delta_1=25^\circ$
8	$a_w=180$ мм, $b=40$ мм	21	$a_w=250$ мм
9	$a_w=200$ мм	22.	$R=150$ мм, $\delta_1=30^\circ$
10	$R=50$ мм, $\delta_1=20^\circ$	23	$a_w=500$ мм, $b=110$ мм
11	$a_w=700$ мм	24	$a_w=80$ мм
12	$R=75$ мм, $\delta_1=25^\circ$	25	$R=210$ мм, $\delta_1=15^\circ$
13	$a_w=300$ мм	26	$a_w=320$ мм

40. Для каждого обозначения точности зубчатых колес, пользуясь справочником [1], назначьте комплекс контроля и поясните их состав, наименование показателей входящих в комплекс, их функциональное назначение (табл. 7.3)

41. Для каждого показателя из контрольного комплекса из задачи 40 назначьте универсальные средства контроля функциональных и элементных показателей зубчатых колес.

Исходные данные к задаче 40

№ вариан- та	Обозначение по ГОСТ 1643-81	№ вариан- та	Обозначение по ГОСТ 1643-81
1	3-4-4-Н	14	4-4-3-Ва
2	7-6-7-D	15	4-3-4-Н
3	9-Н	16	8-8-9-В
4	4-3-3-D	17	11-10-10-В
5	4-5-4-С	18	7-5-6-Са
6	6-7-6-Ва	19	10-9-9-Ав
7	8-7-6-В	20	7-Са
8	6-6-7-Е	21	5-5-6-Н
9	8-8-7-Ав	22	6-В
10	7-8-8-Е	23	7-6-7-D
11	12-Ав	24	5-Вz
12	7-7-8-Н	25	7-7-6-Ва
13	5-3-4-De	26	7-8-8-С

42. Определите степень точности зубчатого колеса по результатам измерений показателей кинематической точности.

Таблица 7.4

Исходные данные к задаче 42

№ ва- риан- та	z	m, мм	Показатель кинематиче- ской точности		№ ва- риан- та	z	m, мм	Показатель кинематической точности	
			F _{гр} , мкм	F _{vwг} , мкм				F _{гр} , мкм	F _{vwг} , мкм
1	30	1,5	12	20	14	70	3	20	54
2	32	2,5	8	27	15	75	2,5	70	102
3	25	1,5	42	38	16	80	1,5	42	65
4	20	1,5	32	21	17	85	2	140	70
5	40	2	60	60	18	90	1,5	40	40
6	35	2,5	35	72	19	95	3	22	38
7	40	1,5	56	65	20	65	2	50	55
8	45	3	62	105	21	60	4	30	80
9	40	2	12	32	22	75	4	80	115
10	50	2,5	55	36	23	80	4,5	125	225
11	55	1,5	69	110	24	70	5	80	70
12	60	2	51	68	25	75	4,5	55	65
13	65	3,5	40	52	26	80	4	15	50

43. На основании полученной при выполнении задачи 42 степени кинематической точности зубчатого колеса, пользуясь справочником [1], определите допуски f_{pb} и f_{ft} при той же степени точности, одну, две степени точнее и одну степень грубее.

7. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

7.1. Параметры шероховатости

Требования к шероховатости поверхности устанавливаются по ГОСТ 2789-73, исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества изделий. Если в этом нет необходимости, то требования к шероховатости поверхности не устанавливаются и шероховатость этой поверхности контролироваться не должна.

Требования к шероховатости поверхности устанавливаются путем указания параметра шероховатости (одного или нескольких) из перечня, приведенного ниже, значений выбранных параметров и базовых длин, на которых происходит определение параметров.

Параметры шероховатости (один или несколько) выбираются из приведенной номенклатуры (рис. 7.1, табл. 7.1):

- R_a – среднее арифметическое отклонение профиля;
- R_z – высота неровностей профиля по десяти точкам;
- R_{max} – наибольшая высота профиля;
- S_m – средний шаг неровностей;
- S – средний шаг местных выступов профиля;
- t_p – относительная опорная длина профиля (p – значения уровня сечения профиля).

Параметр R_a является предпочтительным.

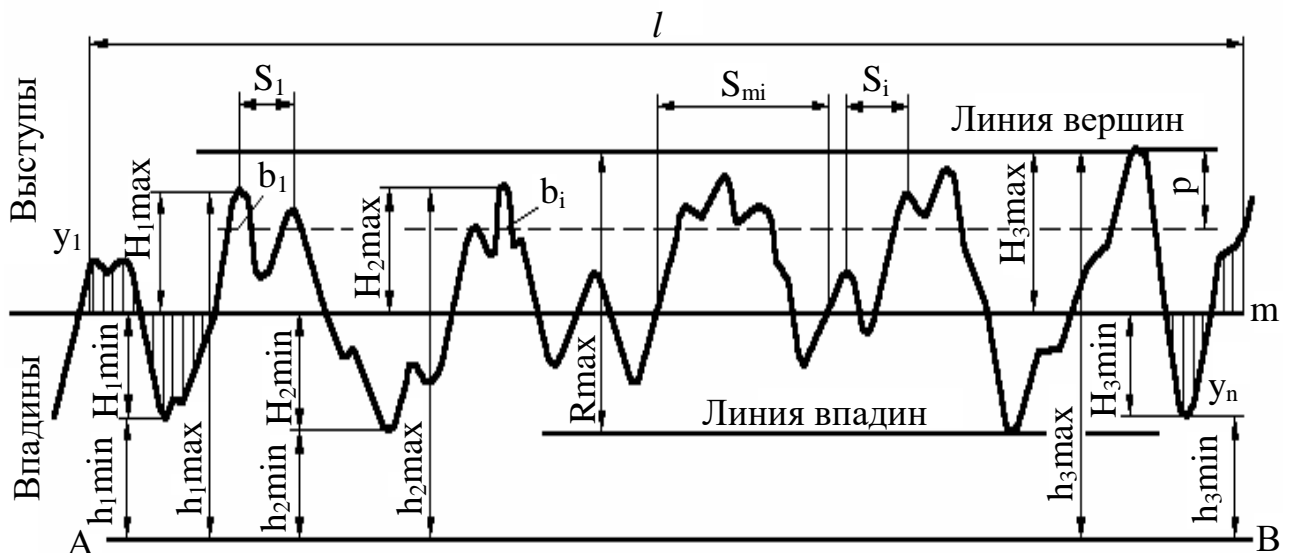


Рис. 7.1. Профиль шероховатости поверхности и его характеристики

Если параметры R_a , R_z , R_{max} определены на базовой длине в соответствии с табл. 7.2 и 7.3, то эти базовые длины не указываются в требованиях к шероховатости.

Таблица 7.1

Термины и определения

№ п.п.	Наименование параметров шероховатости	Условное обозначение	Определение
1	Номинальная поверхность		Поверхность, заданная в технической документации без учета допускаемых отклонений
2	Базовая линия (поверхность)		Линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности
3	Нормальное сечение		Сечение, перпендикулярное базовой поверхности
4	Базовая длина	l	Длина базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности
5	Средняя линия профиля	m	Базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, чтобы в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально
6	Выступ профиля		Часть реального профиля, соединяющая две соседние точки пересечения его со средней линией профиля, направленная из тела
7	Впадина профиля		Часть реального профиля, соединяющая две соседние точки пересечения его со средней линией, направленная из тела

№ п.п.	Наименование параметров шероховатости	Условное обозначение	Определение
8	Линия выступов профиля		Линия, эквидистантная средней линии, проходящая через высшую точку профиля в пределах базовой длины
9	Линия впадин профиля		Линия, эквидистантная средней линии, проходящая через низшую точку профиля в пределах базовой длины
10	Неровность профиля		Выступ профиля и сопряженная с ним впадина профиля
11	Направление неровностей поверхности		Условный рисунок, образованный нормальными проекциями экстремальных точек неровностей поверхности на среднюю поверхность
12	Шероховатость поверхности		Совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины
13	Шаг неровностей профиля		Отрезок средней линии профиля, ограничивающий неровность профиля
14	Шаг местных выступов профиля		Длина отрезка средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних местных выступов профиля
15	Средний шаг неровностей	S_m	Среднее арифметическое значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины
16	Средний шаг неровностей профиля по вершинам	S	Среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины

Продолжение табл. 7.1

№ п.п.	Наименование параметров шероховатости	Условное обозначение	Определение
17	Высота неровностей профиля по десяти точкам	Rz	<p>Сумма средних арифметических абсолютных отклонений точек пяти наибольших минимумов и пяти наибольших максимумов профиля в пределах базовой длины:</p> $Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 H_i \max + \sum_{i=1}^5 H_i \min \right)$ <p>Для средней линии, имеющей форму отрезка прямой (рис. 8.1)</p> $Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 h_i \max - \sum_{i=1}^5 h_i \min \right)$
18	Наибольшая высота профиля	Rmax	Расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины
19	Отклонение профиля	y	Расстояние между любой точкой профиля и средней линией
20	Среднее арифметическое отклонение профиля	Ra	<p>Среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:</p> $Ra = \frac{1}{l} \int_0^l y(x) dx,$ <p>или приблизительно:</p> $Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i,$ <p>где l – базовая длина</p>
21	Опорная длина профиля	η_p	Сумма длин отрезков в пределах базовой длины, отсекаемых на заданном уровне в материале профиля линией, эквидистантной средней линии

Продолжение табл. 7.1

№ п.п.	Наименование параметров шероховатости	Условное обозначение	Определение
22	Относительная опорная длина профиля	t_p	Отношение опорной длины профиля к базовой длине: $t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i$
23	Уровень сечения профиля	p	Расстояние между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль эквидистантной линией выступов профиля

Таблица 7.2

Соотношение значений параметра R_a и базовой длины l

R_a , мкм	l , мм
До 0,025	0,08
Св. 0,025 » 0,4	0,25
» 0,4 » 3,2	0,8
» 3,2 » 12,5	2,5
» 12,5 » 100	8,0

Таблица 7.3

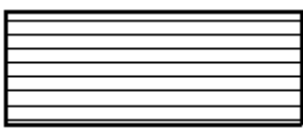
Соотношение значений параметров R_z , R_{max} и базовой длины l

$R_z=R_{max}$, мкм	l , мм
До 0,10	0,08
Св. 0,10 » 1,6	0,25
» 1,6 » 12,5	0,8
» 12,5 » 50	2,5
» 50 » 400	8

При необходимости дополнительно к параметрам шероховатости поверхности устанавливаются требования к направлению неровностей поверхности (табл. 7.4), к способу или последовательности способов получения (обработки) поверхности.

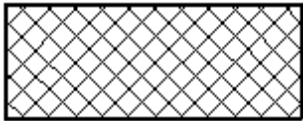
Таблица 7.4

Типы направлений неровностей

Тип направления неровностей	Схематичное изображение	Пояснение
Параллельное		Параллельно линии, изображающей на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются тре-

		бования
--	--	---------

Продолжение табл. 7.4

Тип направления неровностей	Схематичное изображение	Пояснение
Перпендикулярное		Перпендикулярно линии, изображающей на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются требования
Перекрещивающиеся		Перекрещивание в двух направлениях наклонно к линии, изображающей на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются требования
Произвольное		Различные направления по отношению к линии, изображающей на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются требования
Кругообразное		Приблизительно кругообразно по отношению к центру поверхности, к шероховатости которой устанавливаются требования
Радиальное		Приблизительно радиально по отношению к центру поверхности, к шероховатости которой устанавливаются требования

Числовые значения параметров шероховатости по R_a , R_z , S_m , S , t_p относятся к нормальному сечению.

Направление сечения не оговаривается, если требования технической документации относятся к направлению сечения на неровности, которое соответствует наибольшим значениям высотных параметров.

7.2. Обозначение шероховатости поверхности (ГОСТ 2.309-73)*

Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рисунке 7.2.

При применении знака без указания параметра и способа обработки его изображают без полки.

В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рисунках 7.3-7.5.

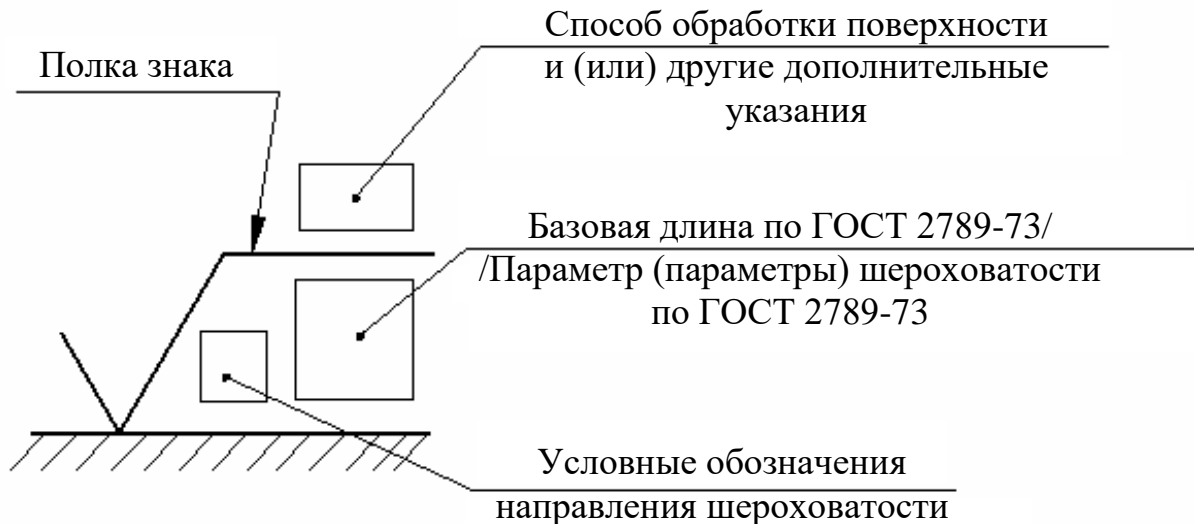


Рис. 7.2. Структура обозначения шероховатости поверхности

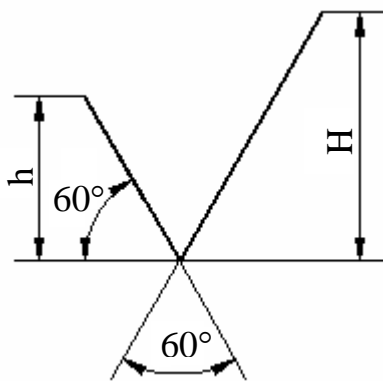


Рис. 7.3. Обозначение шероховатости поверхности без указания способа обработки

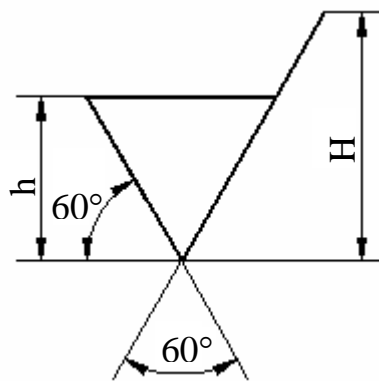


Рис. 7.4. Обозначение шероховатости поверхности, при образовании которой обязательно удаление слоя материала

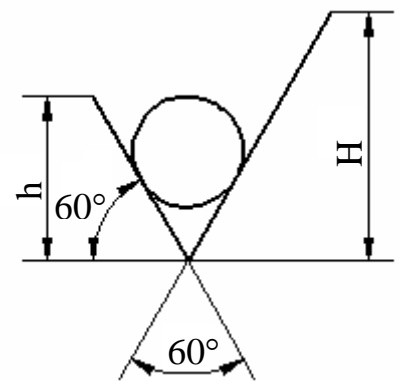


Рис. 7.5. Обозначение шероховатости поверхности, при образовании которой осуществляется без удаление слоя материала

* С учетом изменения №3, принятого Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (Протокол № 21 от 28.05.2002 г.)

Высота h должна быть приблизительно равна применяемой на чертеже высоте цифр размерных чисел. Высота H равна $(1,5...5) h$. Толщина линий знаков должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной линии, применяемой на чертеже.

В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак (см. рис. 7.3).

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак (см. рис. 7.4).

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак (см. рис. 7.5) с указанием значения параметра шероховатости.

Поверхности детали, изготовляемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, должны быть отмечены знаком (см. рис. 7.5) без указания параметра шероховатости.

Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789-73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа, например: $Ra\ 0,4$; $R_{max}\ 6,3$; $S_m\ 0,63$; $t_{50}\ 70$; $S\ 0,032$; $Rz\ 50$.

В примере $t_{50}\ 70$ указана относительная опорная длина профиля $t_p = 70\ %$ при уровне сечения профиля $p = 50\ %$,

При указании наибольшего значения параметра шероховатости в обозначении приводят параметр шероховатости без предельных отклонений, например:

$$\sqrt{Ra\ 0,4} \quad , \quad \sqrt{Rz\ 50}.$$

При указании наименьшего значения параметра шероховатости после обозначения параметра следует указывать «min», например:

$$\sqrt{Ra\ 3,2min} \quad , \quad \sqrt{Rz\ 50min}.$$

При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхности в обозначении шероховатости приводят пределы значений параметра, размещая их в две строки, например:

$$Ra\ \begin{matrix} 0,8 \\ 0,4 \end{matrix}; \quad Rz\ \begin{matrix} 0,10 \\ 0,05 \end{matrix}; \quad R_{max}\ \begin{matrix} 0,80 \\ 0,32 \end{matrix}; \quad t_{50}\ \begin{matrix} 70 \\ 50 \end{matrix} \quad \text{и т.п.}$$

В верхней строке приводят значение параметра, соответствующее более грубой шероховатости.

При указании номинального значения параметра шероховатости поверхности в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями по ГОСТ 2789-73, например:

$Ra\ 1 \pm 20\ %$; $Rz\ 100_{-10\ %}$; $S_m\ 0,63^{+20\ %}$; $t_{50}\ 70 \pm 40\ %$ и т. п.

При указании двух и более параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке (рис. 7.6):

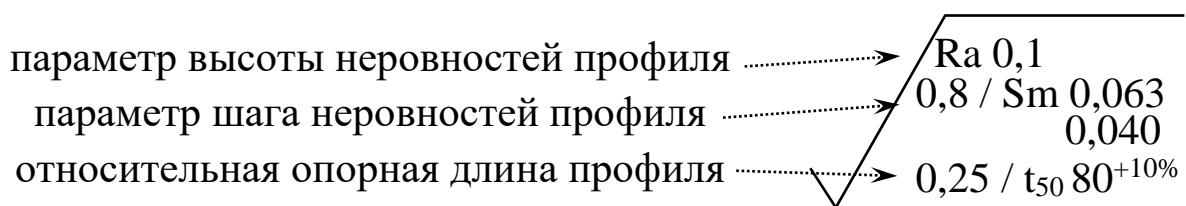



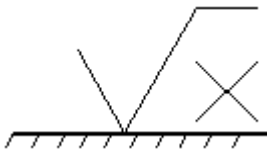
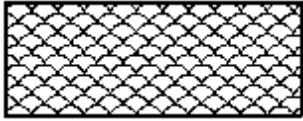
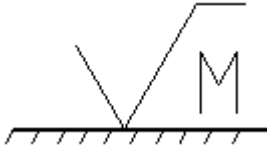

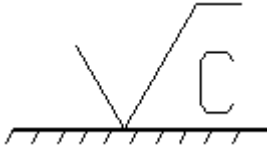
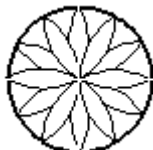
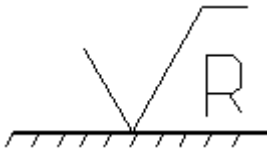
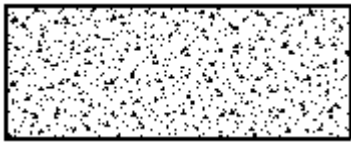

Рис. 7.6. Указание двух и более параметров шероховатости

При нормировании требований к шероховатости поверхности параметрами Ra , Rz , R_{max} базовую длину в обозначении шероховатости не приводят, если она соответствует указанной в приложении 1 ГОСТ 2789-73 для выбранного значения параметра шероховатости.

Условные обозначения направления неровностей должны соответствовать приведенным в таблице 7.5. Условные обозначения направления неровностей приводят на чертеже при необходимости.

Таблица 7.5

Тип направление неровностей, изображение и обозначение	
Схематичное изображение	Обозначение

Схематичное изображение	Обозначение
	
	
	
	
	

Высота знака условного обозначения направления неровностей должна приблизительно равна h . Толщина линий знака должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной основной линии.

Вид обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в случаях, когда он является единственным, применимым для получения требуемого качества поверхности (рис. 7.7).

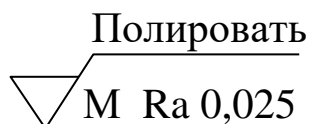


Рис. 7.7. Пример указания вида обработки поверхности

7.3. Задачи по шероховатости

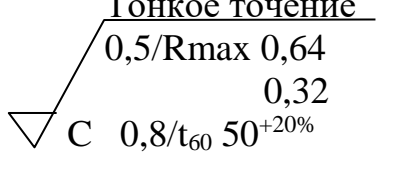
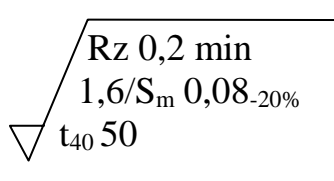
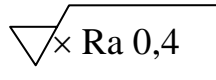
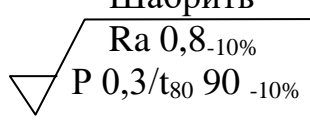
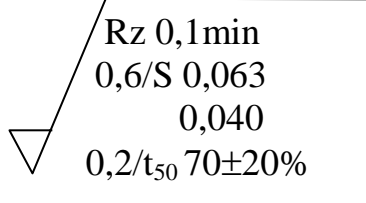
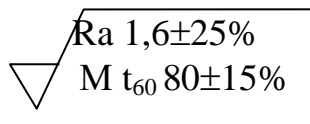
44. Расшифруйте обозначение шероховатости (табл. 7.6).

Таблица 7.6

Исходные данные к заданию 44

№ варианта	Обозначение шероховатости	№ варианта	Обозначение шероховатости
1	Шабрить $\sqrt{0,8/Ra\ 0,8}$ $0,64$ $\nabla M\ 0,25/ t_{50}\ 80_{-20\%}$	12	Хонинговать $\sqrt{0,2/Ra\ 0,08}$ $0,06$ $\nabla 0,25/t_{40}\ 70^{+20\%}$
2	$\sqrt{Ra\ 0,1}$ $0,8/S_m\ 0,063$ $0,040$ $\nabla M\ 0,25/ t_{50}\ 70\pm 10\%$	13	$\sqrt{Rz\ 3,2}$ $\nabla 1,2/S_m\ 0,063^{+20\%}$
3	Полировать $\nabla \perp 0,8/Ra\ 0,4$	14	$\sqrt{Rz\ 0,16}$ $0,6/S\ 0,02_{-20\%}$ $\nabla t_{30}\ 70\pm 10\%$
4	$\nabla \sqrt{Rz\ 100min}$	15	$\sqrt{Rz\ 3,2}$ $\nabla S_m\ 0,08$ $0,06$
5	кое Растачивание тон- $\nabla \sqrt{2,5/Ra\ 1,6_{-20\%}}$ $0,8/t_{40}\ 70$ 50	16	Полировать $\nabla M\ 0,6/Ra\ 0,8$
6	$\nabla \sqrt{Ra\ 0,4}$ $\times t_{40}\ 50$	17	Чистовое точение $\sqrt{0,5/Rz\ 25}$ 20 $\nabla 0,9/t_{70}\ 60_{-10\%}$
7	$\nabla \sqrt{R_{max}\ 0,5}$	18	$\sqrt{Rz25min}$ $\nabla \times t_{30}60$
8	$\sqrt{Rz\ 0,1}$ $0,6/S\ 0,003^{+20\%}$ $\nabla t_{30}\ 70$	19	$\sqrt{Rz\ 1,6\pm 15\%}$ $\nabla M\ t_{50}\ 70\pm 10\%$

Продолжение табл. 7.6

№ варианта	Обозначение шероховатости	№ варианта	Обозначение шероховатости
9	<p>Тонкое точение</p> 	20	
10		21	<p>Шабрить</p> 
11		22	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемый читателю сборник примеров и задач охватывает основные разделы курса «Взаимозаменяемость и нормирование точности». Отвечая требованиям утвержденных программ перечисленных в предисловии, сборник содержит материалы, необходимые студентам указанных направлений подготовки и предлагается в качестве пособия для самостоятельной работы.

Работая над данным сборником, авторы стремились не только разработать наибольшее число вариантов задач и примеров, но также дать пути и способы их решения, базирующиеся на знании взаимозаменяемости.

Пособие содержит, в весьма сжатой форме, теоретические положения разделов и некоторые справочные материалы, не исключая, однако, использование стандартов и справочников.

Одним из наиболее важных показателей качества машиностроения и металлообработки является точность. Точность отдельных деталей, соединений деталей и сборочных единиц, способы её нормирования, стандарты, содержащие нормы, допуски – главный предмет для самостоятельного изучения.

Современная техника, непрерывно совершенствуясь, предъявляет повышенные требования к точности. Точность существенно влияет на показатели качества, такие как быстроходность, плавность, динамические нагрузки, энергосбережение, материалоемкость и, в конечном счете, на надежность и долговечность.

В первых разделах сборника предлагаются задачи с примерами решения, относящиеся к выбору и расчету посадок гладких, резьбовых, шпоночных, шлицевых и других соединений. В сборнике имеются разделы, посвященные теории, методике и практике расчета допусков на размеры сопрягаемых поверхностей, исполнительные размеры калибров. И, несмотря на то, что в последние годы наметился отход от допускового контроля качества к контролю по отклонениям, материал сборника содержит задачи по расчету калибров, что поможет значительно облегчить изучение более прогрессивных, современных методик, обеспечивающих снижение потерь качества.

При изготовлении деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и погрешности геометрической формы эле-

ментов деталей, погрешности взаимного расположения осей, поверхностей и их конструктивных элементов, шероховатости поверхности. Предлагаемый сборник дает представление о том, как построены ряды допусков для отклонения формы, каков общий принцип контроля и оценки отклонений реальных поверхностей и контуров, какова структура и состав действующих стандартов.

При изучении курса «Взаимозаменяемость и нормирование точности» студенты впервые знакомятся с основными понятиями теории размерных цепей и методами их решения. В сборнике предлагаются материалы по расчетам линейных размерных цепей методами полной и неполной взаимозаменяемости. Известно, что метод полной взаимозаменяемости базируется на допущении, что при изготовлении деталей, их размеры – звенья размерной цепи – будут иметь наибольшие или наименьшие значения и располагаются в каждом экземпляре изделия самым неблагоприятным образом. Также известно [7, с. 4] что погрешности всех размеров арифметически суммируются и что с точки зрения теории вероятности такие допущения неправомерны. Но изучение этого метода необходимо, как основа для изучения методов, базирующихся на основных положениях теории вероятности, и поэтому в сборнике метод рассматривается.

Сборник охватывает достаточно широкий круг вопросов для самостоятельного изучения относящихся к профилю дисциплины «Взаимозаменяемость и нормирование точности». Изученные разделы дисциплины подготовят студента к дальнейшему углубленному изучению ряда дисциплин, как базирующихся на основных положениях дисциплины, так и использующих таблицы значений, правила и методы из данного сборника.

Библиографический список

1. Допуски и посадки [Текст]: справочник: в 2. ч. / под ред. В.Д. Мягкова. 6-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. 1032 с.
2. Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учебник для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М.Федотов. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 352 с.
3. Тартаковский, Д.Ф. Метрология, стандартизация и технические средства измерений [Текст]: учебник для вузов / Д.Ф. Тартаковский, А.С. Ястребов. М.: Высшая школа, 2001. 205 с.
4. Сергеев А.Г. Метрология стандартизация, сертификация [Текст]: учебное пособие / А.Г. Сергеев, М.В. Латышев, В.В. Терегеря. М.: Логос, 2001. 536 с.
5. Черменский О.Н. Подшипники качения [Текст]: справочник-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. М.: 2003. 576 с.
6. Дунаев П.Ф. Детали машин [Текст]: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. 4-е изд., пераб. и доп. М.: 2003. 420 с.
7. Дунаев П.Ф. Расчет допусков размеров [Текст]: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, 3-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2001. 304 с., ил.
8. Куц В.В. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: сборник примеров и задач / В.В. Куц, А.Е. Паточкин; Курск. гос. техн. ун-т. Курск, 2007. 108 с.
9. Тимченко, А.И. Технология изготовления деталей профильных бесшпоночных соединений. Обзор [Текст]/ А.И. Тимченко. – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 160 с.
10. Обеспечение качества изготовления РК-профильных валов методом фасонного фрезерования [Текст]: монография / А.Н. Шитиков; / Курск, 2015. 126 с.