БАҚЫЛАУ
КОНТРОЛЬНЫЙ

Министерство образования и науки
Республики Казахстан
Карагандинский государственный технический университет

А.Ш. Жунусова, Г.С. Жетесова

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Утверждено ученым советом университета в качестве учебного пособия

Караганда 2004

621.758
Ж89

УДК 621.713
ББК 34.41я73
О-75

Жунусова А.Ш., Жетесова Г.С.

О-75 Основы взаимозаменяемости: Учеб. пособие/ А.Ш. Жунусова, Г.С. Жетесова, ISBN 9965-698-52-4, КарГТУ. – Караганда: Изд-во КарГТУ, 2004. – 65 с.

кат.621.758(07)
+КарГТУ

Пособие составлено в соответствии с учебной программой дисциплин "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения", "Метрология, стандартизация и управление качеством", "Метрология, стандартизация, взаимозаменяемость", "Метрология" и "Основы стандартизации" для студентов технических вузов очной и заочной форм обучения.

Настоящее пособие содержит краткий курс лекций по данным дисциплинам с указанием необходимых литературных источников, является основой для практических занятий.

В учебном пособии рассмотрены сущность взаимозаменяемости и ее связь со стандартизацией, изложены научно-технические принципы построения систем допусков и посадок для типовых деталей и соединений, даются примеры расчета и выбора классов точности, предлагаются некоторые математические методы решения задач взаимозаменяемости.

ҚАРАҒАНДЫ МЕМЛЕКЕТТІК ТЕХНИКАЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТІНІҢ КІТАПХАНАСЫ
БИБЛИОТЕКА КАРАГАНДИНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

УДК 621.713
ББК 34.41я73

Рецензенты:
Т.Н. Туменов – директор ТОО «БелРосИнструмент», канд. техн. наук;
И.П. Падиарова – директор ЦСМС КарГТУ, канд. техн. наук;
А.А. Смолькин – проф., член Редакционно-издательского совета КарГТУ, канд. техн. наук.

О $\frac{2702000000}{00(05)-04}$

ISBN 9965-698-52-4

© Карагандинский государственный технический университет, 2004

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ	4
1	ГЛАДКИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ И КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ	5
1.1	Основные термины и определения	5
1.2	Примеры расчета гладкого цилиндрического и конического соединений	9
1.3	Задачи	13
2	ДОПУСКИ КАЛИБРОВ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ	15
2.1	Предельные отклонения и допуски гладких рабочих и контрольных калибров	15
2.2	Задачи	18
3	ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	19
3.1	Подшипники качения	19
3.2	Задачи	24
4	ДОПУСКИ НА РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	25
4.1	Основные положения	25
4.2	Пример	27
4.3	Задачи	28
5	ДОПУСКИ НА ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНИЯ	31
5.1	Основные положения	31
5.2	Пример	32
5.3	Задачи	33
6	ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	34
6.1	Прямобочные шлицевые соединения	34
6.2	Пример	34
6.3	Эвольвентные шлицевые соединения	35
6.4	Пример	37
6.5	Задачи	39
7	ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	41
7.1	Зубчатые передачи	41
7.2	Задачи по допускам зубчатых передач	43
8	РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ	51
8.1	Основные теоретические положения	51
8.2	Последовательность решения прямой задачи	52
8.3	Способ равных полей	53
8.4	Способ одной степени точности	58
8.5	Обратная задача	60
8.6	Задачи	62
	СПИСОК ОСНОВНЫХ ИСТОЧНИКОВ	63

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время в Республике Казахстан проводятся большие работы по повышению качества продукции. В результате этого качество некоторых видов машин и приборов не только достигло показателей лучших зарубежных образцов, но и превзошло их. Для дальнейшего повышения качества машин и приборов необходимо полнее использовать достижения теории взаимозаменяемости. Поэтому внедрение при конструировании и производстве машин и приборов принципов функциональной взаимозаменяемости должно являться одним из важнейших направлений технической политики в республике.

В данном пособии вопросы взаимозаменяемости рассмотрены с позиции функциональной взаимозаменяемости. Для пояснения сущности рассматриваемых параметров даны принципы контроля их точности. Значительное внимание уделено вопросам размерного анализа соединений и математическим методам, применяемым при решении вопросов взаимозаменяемости. Рассматривается влияние отклонений формы, волнистости, шероховатости и погрешностей положения деталей на качество и надежность машин и приборов. Кроме того, дается анализ отечественных стандартов на допуски и посадки и их сравнение с соответствующими зарубежными стандартами.

Авторы с благодарностью учтут все критические замечания и пожелания, способствующие повышению качества данного пособия.

1 ГЛАДКИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ И КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.1 Основные термины и определения

1.1.1 Гладкое цилиндрическое соединение

Гладкое цилиндрическое соединение - соединение деталей, имеющих цилиндрические поверхности с круглым поперечным сечением [1, 2].

Номинальный размер - размер, относительно которого определяются предельные размеры и служит началом отсчета отклонений. Полученное расчетным путем значение номинального размера округляется до ближайшего значения из рядов номинальных размеров [3, 4].

Действительный размер - размер, установленный в результате измерения с допустимой погрешностью.

Предельные размеры - два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться действительный размер. Наибольший и наименьший предельные размеры - соответственно больший и меньший из двух предельных размеров. Значение размеров отверстия обозначают заглавными буквами (D, D_{min}, D_{max}), а вала – прописными (d, d_{min}, d_{max}) (рисунок 1.1а).

На чертежах проставляют предельные отклонения.

Предельное отклонение - алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Рассчитывают верхнее и нижнее предельные отклонения.

Верхнее отклонение (ES, es) (рисунок 1.1б) - алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами. Например, для отверстия $ES=D_{max}-D$, для вала $es=d_{max}-d$.

Нижнее отклонение (EI, ei) (рисунок 1.1) - алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Для отверстия $EI=D_{min}-D$, для вала $ei=d_{min}-d$.

Допуск (JTD, JTd) (рисунок 1.1а) - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или верхним и нижним отклонениями.

Допуски и отклонения связаны зависимостями:

$$JTD=ES-EJ; \qquad JTd=es-ei. \tag{1}$$

При соединении двух деталей образуется посадка. В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть с зазором (рисунок 1.1в), с натягом (рисунок 1.1г) или переходной (рисунок 1.1д).

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

$$S_{max}=D_{max}-d_{min}, \tag{2}$$

$$S_{min}=D_{min}-d_{max}, \tag{3}$$

$$Sm = \frac{Smax + Smin}{2} \qquad (4)$$

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

$$Nmax = dmax - Dmin. \qquad (5)$$

Схемы расположения полей допусков для различных типов гладких цилиндрических соединений

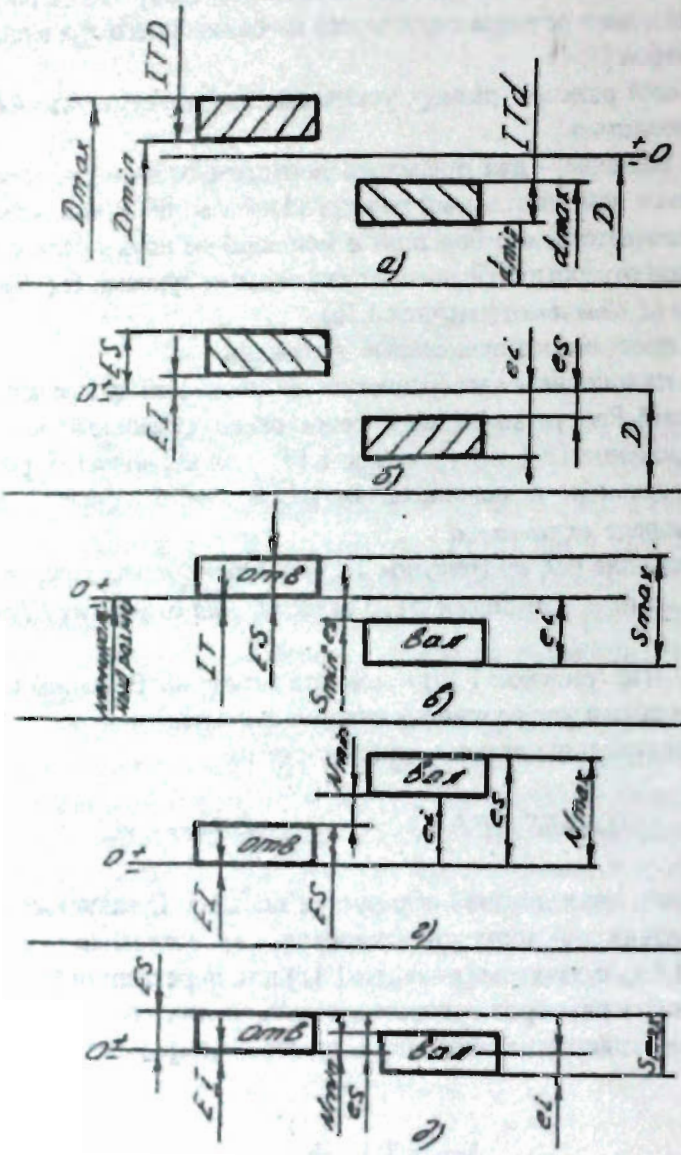


Рисунок 1.1

$$Nmin = dmin - Dmax, \quad (6)$$

$$Nm = \frac{Nmax + Nmin}{2} \quad (7)$$

Посадка с зазором - посадка, при которой поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала, т.е. когда нижняя граница поля допуска отверстия выше верхней границы поля допуска вала, $Dmin > dmax$ (рисунок 1.1в).

Посадка с натягом - посадка, при которой поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала, т.е. когда нижняя граница поля допуска вала выше верхней границы поля допуска отверстия $dmin > Dmax$ (рисунок 1.1г).

Переходная посадка - посадка, при которой поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью, т.е. когда верхняя граница поля допуска вала выше нижней границы поля допуска отверстия, $dmax > Dmin$ - наибольший натяг, а верхняя граница поля допуска отверстия выше нижней границы поля допуска вала, $Dmax > dmin$ - наибольший зазор (рисунок 1.1д).

Допуск посадки ТП равен сумме допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

Например, допуск зазора найден так:

1) максимальный зазор $Smax = Dmax - dmin$;

2) минимальный зазор $Smin = Dmin - dmax$;

3) допуск зазора $JTS = Smax - Smin = Dmax - dmin - Dmin + dmax = Dmax - Dmin + dmax - dmin = JTD - JTd$.

Аналогично находится допуск посадки с натягом и переходной посадки.

Допуски и посадки гладких элементов деталей и их соединений изложены в ГОСТ 25346-82, 2.307-68, 25347-82, 25348-82, 25349-82, 25670-83 [5, 6, 7, 8, 9, 10].

1.1.2 Гладкое коническое соединение

Гладкое коническое соединение - соединение деталей, имеющих конические поверхности с круглым поперечным сечением.

Допуски и посадки угловых размеров и гладких конических соединений изложены в ГОСТ 25346-82, 8908-81, 25548-82, 25307-82 [6, 11, 12, 13].

Основные геометрические параметры конусов и их соединений приведены на рисунке 1.2а.

Угол конуса α - угол между образующими конуса в плоскости, проходящей через ось.

Угол уклона $\alpha/2$ - угол между образующей и осью конуса. DA и dA - большой и малый диаметры внутреннего конуса; Db и db - наружного конуса. Длина внутреннего и наружного конуса LA и Lb

Обозначается конусность, например, $C = 1 \div 50$ - на длине конуса $L = 50$ мм, разность диаметров $D - d$ - равна 1 мм.

Посадка сопрягаемых конусов может осуществляться с фиксацией по конструктивным элементам конусов (DA, dA, Db, db, α) или по заданному осевому расстоянию

между базовыми плоскостями конусов - базорасстояние соединения Z_p (рисунок 1.2а).

Основные геометрические параметры конусов и их соединений

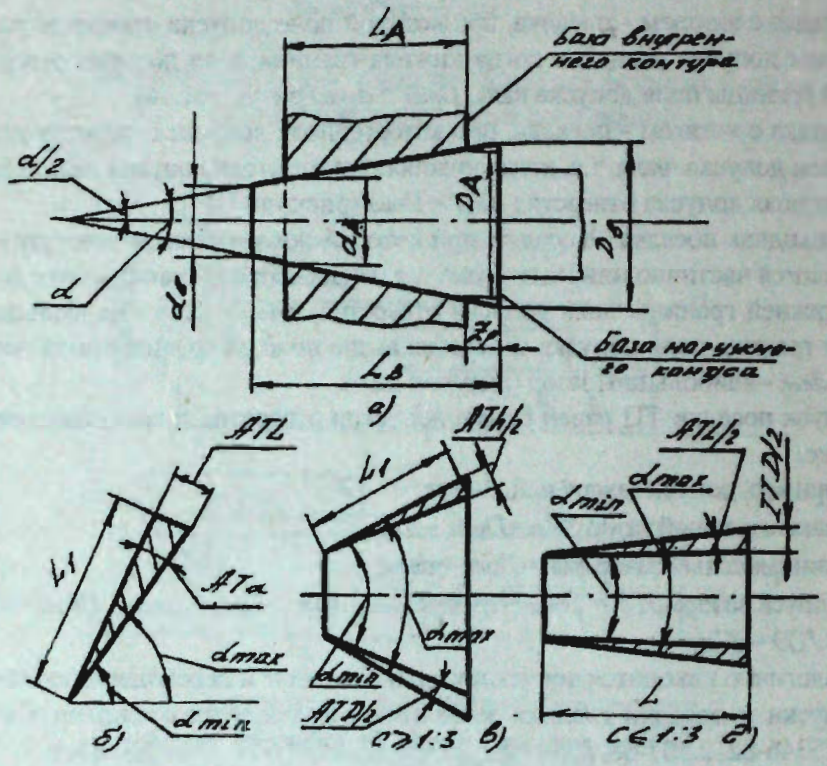


Рисунок 1.2

Допуск угла может быть выражен: в угловых единицах - $AT\alpha$ (рисунок 1.2 б, в, г); отрезком на перпендикуляре к стороне угла на расстоянии L_1 от вершины этого угла – ATh (рисунок 1.2 б, в, г); допуском на разность диаметров в двух сечениях конуса на расстоянии L между ними – JTD (рисунок 1.2 г). Выбор того или иного выражения допуска угла зависит от конусности. Для $C \geq 1 \div 3$ имеем:

$$ATh = AT\alpha \cdot J_1 \cdot 10^{-3}, \qquad (8)$$

где Ath дается в мкм; $AT\alpha$ – в мкрад; J_1 – в мм.

Для конусов с $C \geq 1 \div 3$ принимают $L=L_1$, $Ath \approx ATD$. и назначают допуск JTD по формуле:

$$JTD = \frac{ATh}{\cos\frac{\alpha}{2}}, \qquad (9)$$

где α - номинальный угол конуса.

Базорасстояние соединения Z_p – расстояние между базами наружного и внутреннего конусов, определяющее положение одной детали относительно другой.

При фиксации корпусов по конструктивным элементам $Z_p = 0$. При фиксации по конечному осевому расстоянию имеется допуск на Z_p, который зависит от допуска на угол корпуса (AT) и допусков диаметра внутреннего (JTD_A) и наружного (JTD_B) конуса.

Допуск угла AT – это разность между наибольшим и наименьшими углами [11].

Предельные отклонения диаметров конуса определяют по тем же зависимостям, что и отклонение цилиндрического соединения.

Для нахождения допуска базорасстояния соединения необходимо сначала определить предельные значения базорасстояний $Z_{p\,max}$ и $Z_{p\,min}$:

$$Z_{p\,max} = Z_p + (es - EJ)/C; \qquad (10)$$

$$Z_{p\,max} = Z_p + (es - EJ)/C. \qquad (11)$$

Допуск на конусное базорасстояние определяется

$$JTZ_p = Z_{p\,max} - Z_{p\,min} \quad \text{или} \quad Z_{p\,max} = (GTd + JTD)/C. \qquad (12)$$

1.2 Примеры расчета гладкого цилиндрического и конического соединений

1.2.1 Цилиндрические соединения

Даны соединения: $\varnothing\ 100\frac{H7}{e7}$, $\varnothing\ 100\frac{H7}{s6}$, $\varnothing\ 100\frac{H7}{пб}$. Рассчитать посадку данных соединений: определить номинальные и предельные размеры отверстия и вала; предельные и средние отклонения отверстия и вала, предельные зазоры (натяги), допуски отверстия, вала и посадки. Построить схему расположения полей допусков, отклонений и предельных размеров соединений.

Схема данных соединений представлена на рисунке 1.3. Определяемые параметры для каждого соединения сведем в таблицу 1.1.

Схема расположения полей допусков, отклонений и предельных размеров гладких соединений

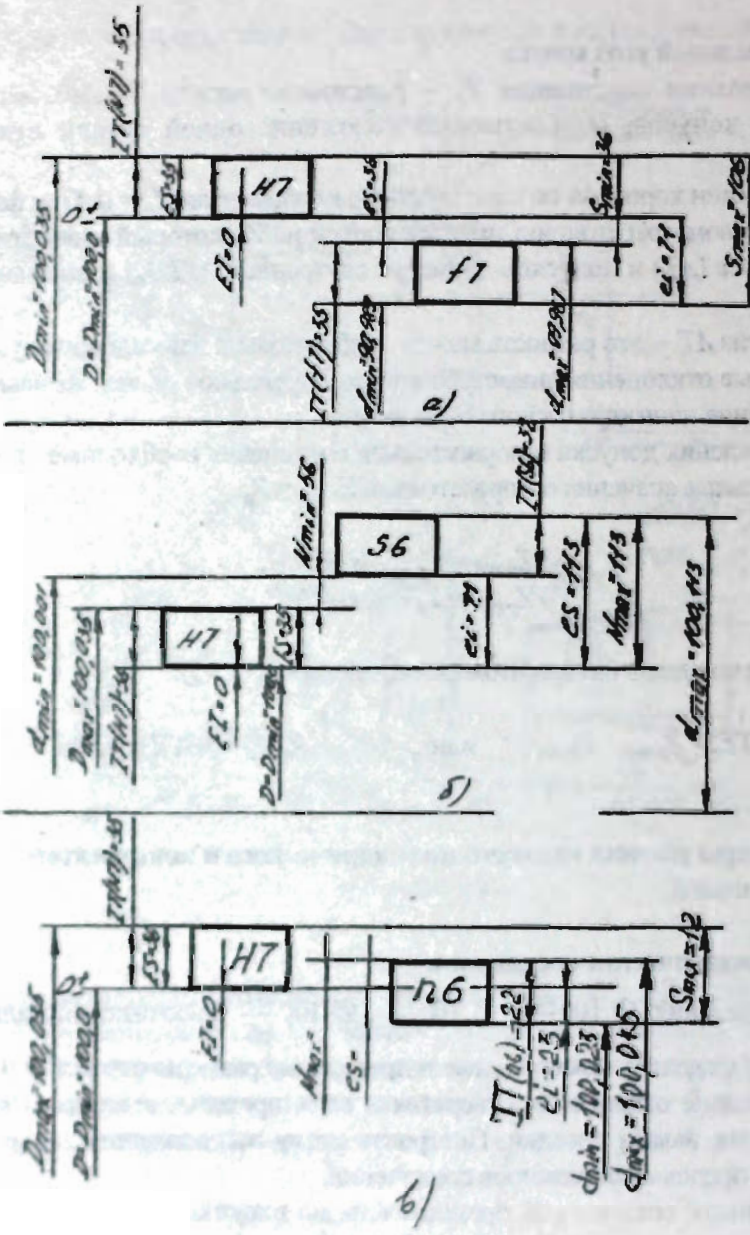


Рисунок 1.3

Таблица 1.1

Расчет посадок гладких соединений

Наименование определяемых параметров	Соединения		
	$100\frac{H7}{e7}$	$100\frac{H7}{s6}$	$100\frac{H7}{n6}$
1	2	3	4
Номинальный размер	100,0	100,0	100,0
Предельные отклонения по ГОСТ 25347– 82; СТ СЭВ 147– 75:			
верхнее отклонение отверстия *ES*, мкм	35	35	35
нижнее отклонение отверстия *EJ*, мкм	0	0	0
верхнее отклонение вала *es*, мкм	– 36	113	45
нижнее отклонение вала *ei*, мкм	– 71	91	23
среднее отклонение отверстия $E_m = 0,5 \cdot (ES+EJ)$, мкм	17,5	17,5	17,5
среднее отклонение вала $e_m = 0,5 \cdot (es+ei)$, мкм	– 53,5	102,0	34,0
Предельные размеры, мм:			
наибольший предельный размер отверстия $D_{max} = D+ES$	100,035	100,035	100,035
наибольший предельный размер вала $d_{max} = d+es$	99,964	100,113	100,045
наименьший предельный размер отверстия $D_{min} = D+EJ$	100,0	100,0	100,0
наименьший предельный размер вала $d_{min} = d+ei$	99,929	100,091	100,023
Допуск отверстия, вала, посадки, мкм:			
допуск отверстия *JTD* (H7) = $= ES - EJ$	35	35	35
допуск отверстия *JTd* (e7, s6, n6) = $= es - ei$	35	22	22
допуск посадки:			
с зазором $TS = S_{max} - S_{min}$	70	–	–
с натягом $TN = N_{max} - N_{min}$	–	57	–
переходной $T(N,S) = S_{max} + N_{max}$	–	–	57

Окончание таблицы 1.1

1	2	3	4
Предельные зазоры (натяги) в соединении, мкм:			
наибольший зазор	106	–	12
наименьший зазор	36	–	–
наибольший натяг	–	113	45
наименьший натяг	–	56	–

1.2.2 Конические соединения

Рассчитать величину конусности, допуски угла, предельные отклонения диаметров конусов, предельные конечные базорасстояния соединения, допуск базорасстояния.

Дано: а) $D_A = 40$ мм; $d_A = 30$ мм; $L_A = 180$ мм;

$L_B = 200$ мм; коническая посадка $\frac{H6}{g6}$.

б) $D_A = 100$ мм; $d_A = 75$ мм; $L_H = 130$ мм;

$L_B = 180$ мм, коническая посадка $\frac{H8}{u8}$.

в) $D_A = 60$ мм; $d_A = 45$ мм; $L_A = 70$ мм;

$L_B = 95$ мм; коническая посадка $\frac{H7}{js7}$.

Определяемые параметры сведем в таблицу 1.2.

Таблица 1.2

Расчет параметров конических соединений

Наименование определяемых параметров		Соединения		
		а	б	в
1		2	3	4
Конусность $C = (D_A - d_A) / L_A$, мм		0,1	0,185	0,214
Величина допусков угла ГОСТ 8908–81				
	$ATα$	33’	1’5’’	52’’
	ATD	10 – 16	32 – 50	16 – 25
Предельные отклонения диаметров конуса:				
внутреннего ГОСТ 25347– 82, мкм				
	ES	16	54	30
	EJ	0	0	0
наружного ГОСТ 25347– 82				
	es	– 9	178	15
	ej	– 25	124	– 15

Окончание таблицы 1.2

1	2	3	4
Предельные конечные базорасстояния соединения, мм			
$Z_{p\,max} = Z_p + (es - EJ) / C$	49,91	15,962	12,570
$Z_{p\,min} = Z_p + (ei - ES) / C$	49,59	15,378	12,290
Допуск базорасстояния соединения, мм			
$JTZ_P = Z_{p\,max} - Z_{p\,mi2n}$	0.32	0.584	0.28
$JTZ_P = (JTd + JTD) / C$	0.32	0.584	0.28

1.3 Задачи

1.3.1 Гладкое соединение

Для цилиндрического соединения, указанного ниже, рассчитать посадку. Определить номинальный размер, предельные и средние отклонения отверстия и вала; предельные размеры, предельные зазоры (натяги), допуски отверстия, вала и посадки. Построить схему расположения полей допусков, отклонений и предельных размеров.

$20\frac{H6}{n4}$; $15\frac{H7}{e8}$; $63\frac{H7}{k6}$; $24\frac{H7}{p6}$;

$90\frac{H8}{d9}$; $12\frac{H6}{js6}$; $10\frac{H7}{r6}$; $165\frac{H8}{m7}$;

$344\frac{H7}{m7}$; $475\frac{H6}{s6}$; $60\frac{H7}{t6}$; $210\frac{H8}{js7}$.

1.3.2 Коническое соединение

Для гладкого конического соединения рассчитать величину конусности, допуски угла, предельные отклонения диаметров конусов, предельные конечные базорасстояния соединения, допуск базорасстояния. Построить схему расположения полей допусков и их отклонений.

1) D_A=60; d_A=50; L_A=150; L_B=160; $\frac{H7}{e7}$

2) D_A=20; d_A=18; L_A=20; L_B=60; $\frac{H8}{f7}$

3) D_A=50; d_A=45; L_A=100; L_B=180; $\frac{H7}{n7}$

4) D_A=16; d_A=10; L_A=48; L_B=160; $\frac{H10}{k9}$

5) D_A=66; d_A=58; L_A=120; L_B=98; $\frac{H11}{k11}$

6) D_A=250 d_A=249; L_A=100; L_B=126; $\frac{H12}{js12}$

7) D_A=74; d_A=66; L_A=77; L_B=99; $\frac{H9}{e8}$

2 ДОПУСКИ КАЛИБРОВ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

2.1 Предельные отклонения и допуски гладких рабочих и контрольных калибров

Предельные отклонения и допуски гладких рабочих и контрольных калибров нормированы стандартом СТ СЭВ 157-75 [14].

Отклонения калибров отсчитывают от соответствующих предельных размеров изделий. Так, отклонения проходных калибров (*ПР*) для валов и контркалибров к ним отсчитывают от наибольшего предельного размера вала, а отклонения непроходных калибров к ним (*НЕ*) – от номинального предельного размера вала. Соответственно, отклонения проходных калибров для отверстий отсчитывают от наименьшего предельного размера отверстия, а отклонения непроходных калибров – от наибольшего предельного размера отверстия. Контркалибры к калибрам для отверстий не предусмотрены, так как их легко проверить универсальными измерительными средствами.

Расположение полей допусков и отклонений калибров относительно границ полей допусков изделий определяется в зависимости от номинальных размеров изделий (до 180 мм или свыше 180 мм) и квалитета точности (для квалитетов 6, 7 и 8 или от 9 до 17).

На рисунках 2.1 и 2.2 приведены схемы расположения полей допусков соответственно калибр-пробок и калибр-скоб для проверяемых изделий размеров свыше 180 мм 6, 7 и 8 квалитетов точности.

Для этих же размеров изделий, но квалитетов от 9 до 17 соответственно $\gamma = 0$ и $\gamma_1 = 0$.

Для номинальных размеров изделий до 180 мм, квалитетов 6, 7 и 8 соответственно для калибр-пробок и калибр-скоб $\alpha = 0$ и $\alpha_1 = 0$.

Для этих же размеров изделий, но квалитетов от 9 до 17 - $\gamma = 0$; $\alpha = 0$; $\gamma_1 = 0$; $\alpha_1 = 0$.

Схема расположения полей допусков калибр–пробок

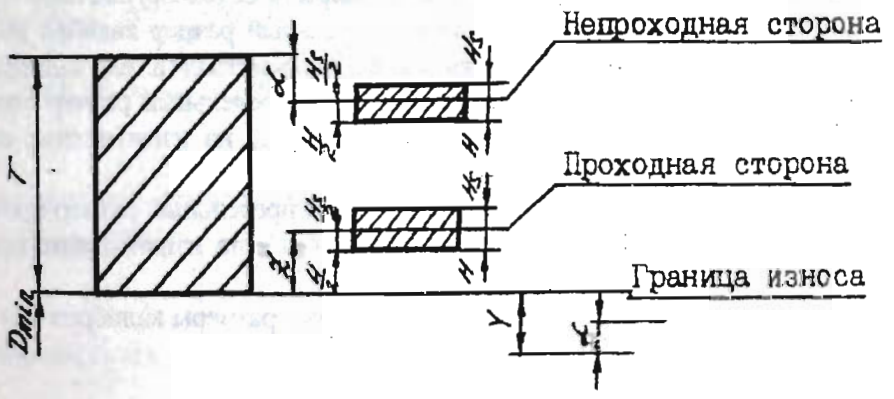


Рисунок 2.1

Схема расположения полей допусков калибр–скоб

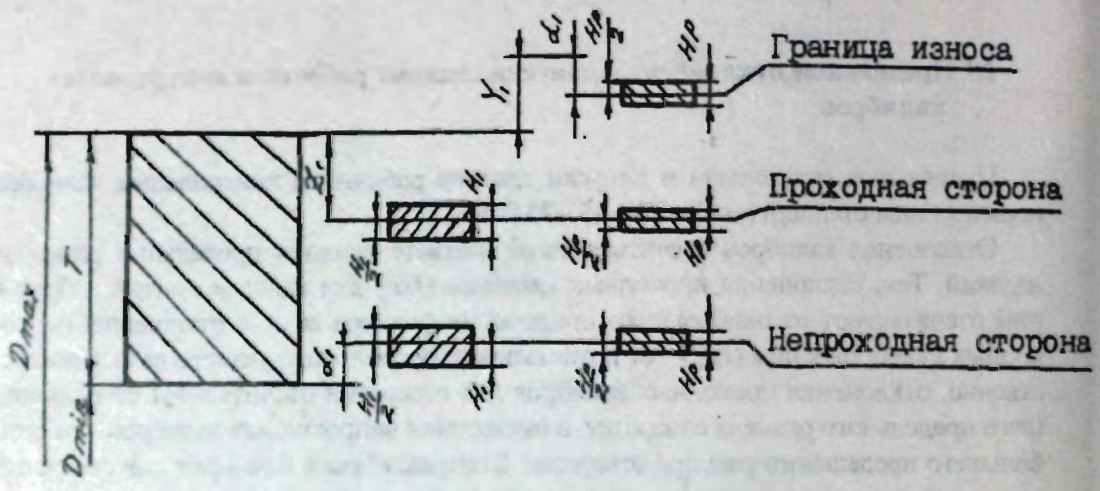


Рисунок 2.2

На схемах приняты следующие обозначения: D – номинальный размер изделия; D_{max} - наибольший размер; D_{min} - наименьший размер; T - допуск изделия; H - допуск на изготовление калибров для отверстия; H_s - допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями для отверстия; H_1 - допуск на изготовление калибров для вала; H_p - допуск на изготовление контрольного калибра для скобы; Z - отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия; Z_1 - отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия; Y - допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия; Y - допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия.

На рабочих чертежах калибров проставляют исполнительные размеры (предельные размеры, по которым изготовляют новые калибры, а также осуществляют контроль износа калибров в эксплуатации). Исполнительный размер калибра должен иметь допуск в виде одного отклонения, направленного в металл (в тело калибра).

Исполнительный размер скобы - это наименьший предельный размер скобы с положительным отклонением, численно равным допуску на изготовление скобы (H_1).

Исполнительный размер пробки - это наибольший предельный размер пробки с отрицательным отклонением, численно равным допуску на изготовление пробки (H).

Пример. Определить предельные и исполнительные размеры калибров для контроля соединения $\varnothing 240\frac{G7}{h7}$.

По [7] находим предельные отклонения контролируемых отверстия и вала:

$$ES = +0{,}061 \text{ мм}; \qquad es = 0$$
$$EI = +0{,}015 \text{ мм}; \qquad ei = -0{,}029 \text{ мм}$$

Выписываем из таблицы 2 [14] допуски и предельные отклонения калибров и контркалибров: $Z = Z_1 = 7$ мкм; $Y = 6$ мкм; $Y_1 = 5$ мкм; $\alpha = 3$ мкм; $H_s = 7$ мкм; $H_1 = 10$ мкм; $H_p = 4{,}5$ мкм.

Схемы расположения полей допусков приведены на рисунках 2.1 и 2.2.

Определяем размеры калибров и контркалибров.

Пробки:

$$ПР_{max} = D_{min} + Z + \frac{H_s}{2} = 240{,}015 + 0{,}007 + 0{,}0035 = 240{,}0255;$$

$$ПР_{min} = D_{min} + Z - \frac{H_s}{2} = 240{,}015 + 0{,}007 - 0{,}0035 = 240{,}012;$$

$$НЕ_{max} = D_{max} - \alpha + \frac{H_s}{2} = 240{,}061 - 0{,}003 + 0{,}0035 = 240{,}0615;$$

$$НЕ_{min} = D_{max} - \alpha - \frac{H_s}{2} = 240{,}061 + 0{,}003 - 0{,}0035 = 240{,}0545;$$

Исполнительные размеры пробок:

$ПР = 240{,}0255_{-0{,}007}$; $\qquad НЕ = 240{,}0615_{-0{,}007}$

Скобы:

$$ПР_{max} = D_{max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = 240 - 0{,}007 + 0{,}005 = 239{,}998;$$

$$ПР_{min} = D_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 240 - 0{,}007 - 0{,}005 = 239{,}988;$$

$$ПР_{изн} = D_{max} + Y_1 - \alpha_1 = 240 + 0{,}005 - 0{,}002 = 240{,}003;$$

$$НЕ_{max} = D_{min} + \alpha + \frac{H_1}{2} = 239{,}971 + 0{,}002 + 0{,}005 = 239{,}978;$$

$$НЕ_{min} = D_{min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2} = 239{,}971 + 0{,}002 - 0{,}005 = 239{,}968;$$

Исполнительные размеры скоб:

$ПР = 239{,}988^{+0{,}010}$; $\qquad НЕ = 239{,}968^{+0{,}010}$;

Контркалибры к скобам:

$$K-ПР_{max}=D_{max}-Z_1+\frac{H_P}{2}=240-0{,}007+0{,}00225=239{,}99525;$$

$$K-ПР_{min}=D_{max}-Z_1-\frac{H_P}{2}=240-0{,}007-0{,}00225=239{,}99075;$$

$$K-И_{max}=D_{max}+Y_1-\alpha_1+\frac{H_P}{2}=240+0{,}005-0{,}002+0{,}00225=240{,}00525;$$

$$K-И_{min}=D_{max}+Y_1-\alpha_1-\frac{H_P}{2}=240+0{,}005-0{,}002-0{,}00225=240{,}00075;$$

$$K-НЕ_{max}=D_{min}+\alpha_1+\frac{H_P}{2}=239{,}971+0{,}002+0{,}00225=239{,}97525;$$

$$K-НЕ_{min}=D_{min}+\alpha_1-\frac{H_P}{2}=239{,}971+0{,}002-0{,}00225=239{,}97075;$$

Исполнительные размеры контркалибров:

$K-ПР=239{,}995_{-0{,}0045}$; $K-И=240{,}005_{-0{,}0045}$;

$K-НЕ=239{,}975_{-0{,}0045}$;

2.2 Задачи

Определить предельные и исполнительные размеры калибров, построить схему расположения полей допусков калибров, предназначенных для контроля соединений:

$\varnothing 30\frac{H8}{a7}$; $\varnothing 82\frac{B11}{h10}$; $\varnothing 44\frac{H12}{d11}$;

$\varnothing 200\frac{K6}{n5}$; $\varnothing 220\frac{B11}{h11}$; $\varnothing 260\frac{H9}{c8}$.

3 ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

3.1 Подшипники качения

СТ СЭВ 774-77 (ГОСТ 520-71) распространяется на подшипники качения с основными размерами по СТ СЭВ 402-76 (ГОСТ 3478-79) и устанавливает в зависимости от точности изготовления и сборки пять классов точности подшипников: 0, 6, 5, 4, 2.

По СТ СЭВ 773-77 (ГОСТ 3325-85) устанавливаются следующие обозначения полей допусков на посадочные диаметры колец подшипников по классам точности (рисунок 3.1).

Для среднего диаметра отверстия подшипников устанавливаются Ldш, L0, L6, L5, L4, L2, где Ldш – общее обозначение поля допуска на средний диаметр отверстия dш 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.

Для среднего наружного диаметра подшипников – lDш , l0, l6, l5, l4, l2, где $lD_ш$ – общее обозначение поля допусков для среднего наружного диаметра $D_ш$ подшипника; *l0, l6, l5, l4, l2* – поля допусков по классам точности; *LDш* – обозначение основного отклонения для среднего, внутреннего диаметра подшипника.

Условные обозначения посадок подшипников указывают на сборочных чертежах и отраслевой нормативно-технической документации.

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

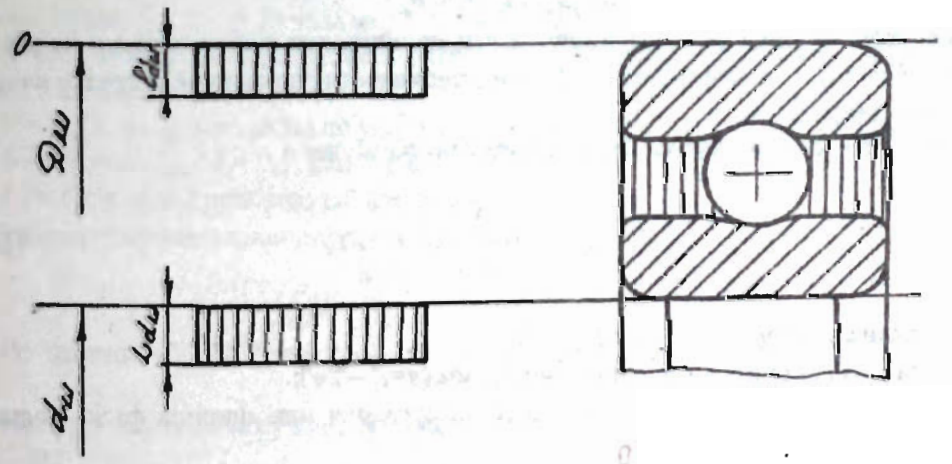


Рисунок 3.1

Примеры обозначения посадок подшипников качения.

Подшипник класса точности 0 на вал с номинальным диаметром 50 мм, с симметричным расположением поля допуска js6:

$$\text{Посадка} - \varnothing 50\frac{LO}{js6} \left(\text{или } \varnothing 50\, LO - js6, \text{ или } \varnothing 50\frac{LO}{js6}\right)$$

То же в отверстие корпуса с номинальным диаметром 90 мм, с полем допуска H7:

$$\text{Посадка} - \varnothing 90\frac{H7}{lo} \left(\text{или } \varnothing\ 90H7 - lo, \text{ или } \varnothing 90\frac{H7}{lo}\right)$$

Посадку вращающихся колец подшипников для исключения их проворачивания по посадочной поверхности вала или отверстия корпуса в процессе работы под нагрузкой необходимо выполнить с гарантированным натягом. Допускается в технически обоснованных случаях наличия зазоров в соединении.

Посадку одного из невращающихся колец подшипниковых узлов двухопорного вала необходимо проводить с гарантированным зазором для обеспечения регулировки осевого натяга или зазора подшипников, а также для компенсации температурных расширений валов или корпусов.

Выбор посадок колец подшипников определяется характером их нагружения (местное, циркуляционное, колебательное), зависящего от того, вращается ли данное кольцо относительно действующей на него радиальной нагрузки. Под последней понимается результирующая всех радиальных нагрузок.

При местном нагружении невращающееся кольцо воспринимает радиальную нагрузку P_n, постоянную по направлению или вращающееся кольцо воспринимает радиальную нагрузку $P_в$, вращающуюся вместе с кольцом.

Циркуляционное нагружение получается при вращении кольца и постоянно направленной P_n или, наоборот, при радиальной нагрузке $P_в$, вращающейся относительно рассматриваемого неподвижного кольца.

Колебательное нагружение получается при одновременном действии на невращающееся кольцо двух радиальных нагрузок P_n – постоянной по направлению и $P_в$ – вращающейся и меньшей по величине, т.е. $P_n > P_в$.

При циркуляционном нагружении колец подшипника выбор посадки на вал и отверстие корпуса производится по P_R – интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности.

Интенсивность нагрузки подсчитывается по формуле:

$$P_R = \frac{R}{в} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A, \qquad (13)$$

где R – радиальная нагрузка на опору, Н;

$в$ – рабочая ширина посадочного места, мм ($в = B - 2r$);

B – ширина подшипника; r – радиус закругления или ширина фаски кольца подшипника;

K_n – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150 %, умеренных толчках и вибрациях $K_n = 1$; при перегрузке до

300 %, сильных ударах и вибрациях $K_n = 1{,}8$);

F – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (таблицу 4.90 [15]);

F_A – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору. Для радиальных и радиальноупорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом.

Допускаемые значения P_R для различных посадок приведены в таблице 4.92 [15].

Значения предельных отклонений диаметров посадочных поверхностей подшипников, валов и отверстий корпусов выбираются из приложения 3 [16].

Параметры шероховатости R_a и R_z посадочных поверхностей под подшипник на валах и в корпусах из стали, а также опорных торцов заплечиков для подшипников классов точности 0; 6; 5; 4; 2 не должны превышать значений, указанных в таблице 3 [16].

Допуски формы посадочных мест валов (осей) и отверстий корпусов в радиусном измерении (допуск круглости, допуск профиля продольного сечения) не должны превышать, указанных в таблице 4 [16] значений.

Допуски торцового биения опорных торцовых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов должны соответствовать указанным в таблицах 5 и 6 [16] значениям.

3.1.1 Пример

Выбрать посадки колец радиального однорядного подшипника № 304, класса точности 0. Результирующая радиальная нагрузка постоянная по направлению R = 3000 Н, вращается вал, нагрузка с умеренными толчками и вибрацией, $d_{отв} = 10$ мм.

Решение:

1) по ГОСТ 8338-75 [17] находим размеры подшипника:

$d = 20$ мм; $D = 52$ мм; $в = 15$ мм $r = 2$ мм

2) рассчитываем интенсивность нагрузки по формуле (13), предварительно определив коэффициенты:

$R = 1$, т.к. нагрузка задана по условию с умеренными толчками и вибрацией;

$F = 1{,}6$, т.к. $d_{отв}/d = 0{,}5$; $D/d = 2{,}6$;

$F_A = 1$, т.к. задан однорядный шарикоподшипник.

Рабочая ширина подшипника $в = 15 - 2 \cdot 2 = 11$ мм

$$P_R = \frac{3000}{11} \cdot 1 \cdot 1{,}6 \cdot 1 = 436 \frac{Н}{мм}$$

По таблице 4.92 [16] заданным условием для вала соответствует поле допуска R6.

Посадку местно-нагруженного наружного кольца выбираем из таблицы 4.89 [16] – H7.

3) по ГОСТ 3325-85 (Приложение 3) [16] выбираем предельные отклонения на наружное и внутреннее кольцо подшипника, а также на посадочные поверхности корпуса и вала:

а) отклонения на внутреннее кольцо В.О. = 0; Н.О. = –10 мкм;

б) отклонения на наружное кольцо В.О. = 0; Н.О. = – 13 мкм.

отклонения посадочных поверхностей:

а) вала по k6	В.О. = +15 мкм;	Н.О. = +2 мкм;
б) отверстия по H7	В.О. = +30 мкм;	Н.О. = 0.

4) По полученным данным предельных отклонений строим поля допусков для наружного и внутреннего колец подшипника (рисунок 3.2).

Схема полей допусков по наружному и внутреннему колец подшипника

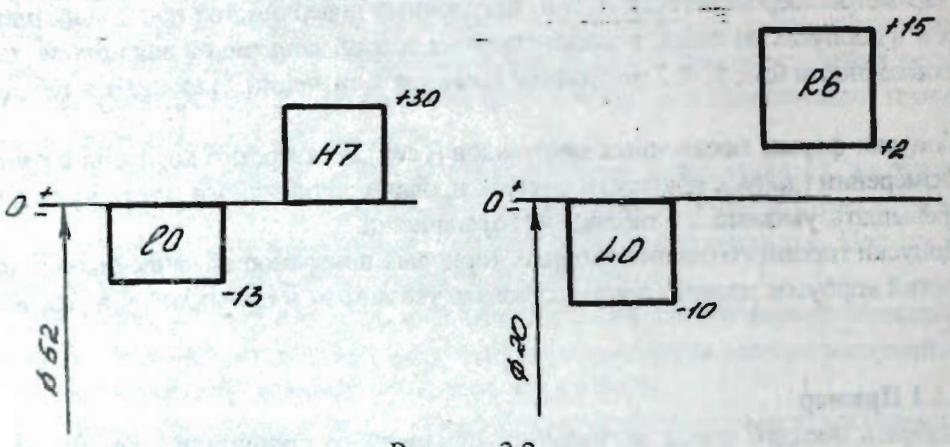


Рисунок 3.2

5) Определим шероховатость и отклонение формы посадочных и опорных торцовых поверхностей.

Для рассматриваемого примера шероховатость посадочных поверхностей вала и корпуса 1,25 мкм, торцов заплечиков вала и отверстия корпуса - 2,5 мкм (см. таблицу 3 [16]).

Допуск круглости посадочных поверхностей вала и корпуса соответственно 3,5 мкм и 7,5 мкм (см. таблицу 4 [16]). Величина биения заплечиков вала и отверстия соответственно 21 мкм и 46 мкм (см. таблицу 5.6 [16]).

6) Выполним сборочный чертеж подшипника с условными обозначениями посадок, а также эскизы вала и корпуса, проставив на них предельные отклонения размеров, отклонения формы и шероховатость посадочных поверхностей (рисунок 3.3).

5) Определим шероховатость и отклонение формы посадочных и опорных торцовых поверхностей.

Пример оформления сборочного узла подшипника

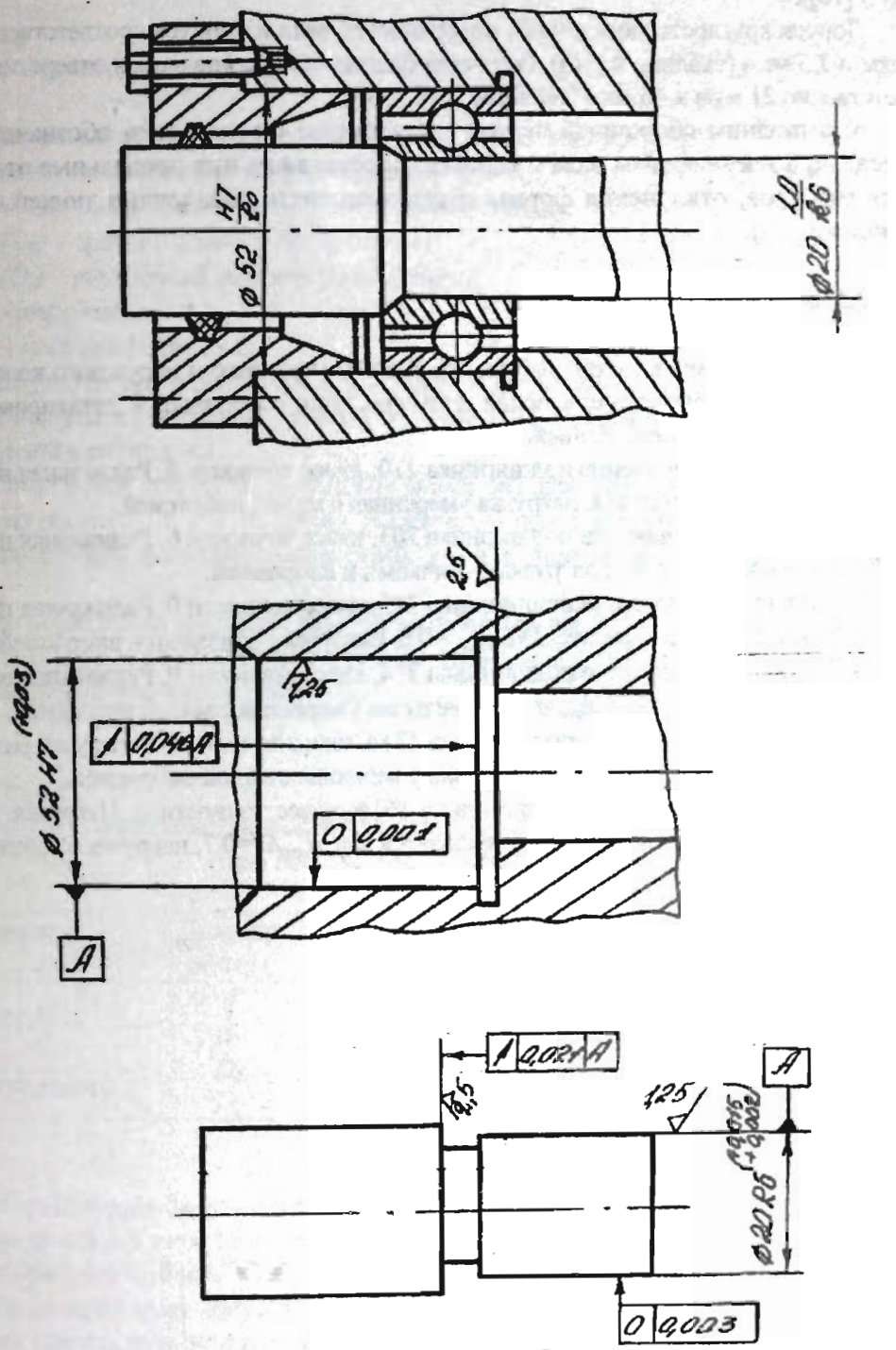


Рисунок 3.3

Для рассматриваемого примера шероховатость посадочных поверхностей вала и корпуса 1,25 мкм, торцов заплечиков вала и отверстия корпуса - 2,5 мкм (см. таблицу 3 [16]).

Допуск круглости посадочных поверхностей вала и корпуса соответственно 3,5 мкм и 7,5 мкм (таблица 4 [16]). Величина биения заплечиков вала и отверстия соответственно 21 мкм и 46 мкм (таблицы 5 и 6 [16]).

6) выполним сборочный чертеж подшипника с условными обозначениями посадок, а также эскизы вала и корпуса, проставив на них предельные отклонения размеров, отклонения формы и шероховатость посадочных поверхностей (рисунок 3.3).

3.2 Задачи

Для подшипника качения выбрать посадки внутреннего и наружного колец, построить схемы расположения полей допусков, дать сборочный и деталировочный чертежи при следующих данных.

1. Условное обозначение подшипника 210, класс точности 6. Радиальная нагрузка R = 12кН, вращается вал, нагрузка умеренная с малой вибрацией.

2. Условное обозначение подшипника 203, класс точности 6. Радиальная нагрузка R= 3 кН; вращается вал, нагрузка с толчками и вибрацией.

3. Условное обозначение подшипника 215, класс точности 0. Радиальная нагрузка R= 20 кН, вращается корпус, $D/D_{отв}$ = 0,6, нагрузка с толчками и вибрацией.

4. Условное обозначение подшипника 314, класс точности 0. Радиальная нагрузка R=28 кН, вращается вал $d_{отв}/d$ =0,5, нагрузка умеренная с малой вибрацией.

5. Условное обозначение подшипника 1216, класс точности 0, нагрузка радиальная R = 20 кН, вращается корпус, нагрузка умеренная с малой вибрацией.

6. Условное обозначение подшипника 1616, класс точности 0. Нагрузки: радиальная R = 30 кН, осевая A = 10 кН; вращается вал, $d_{отв}/d$ =0,7, нагрузка с толчками и вибрацией.

4 ДОПУСКИ НА РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1 Основные положения

Основными элементами (параметрами) резьбы являются [18]:

d – наружный диаметр наружной резьбы (болта);

D – наружный диаметр внутренней резьбы (гайки);

$d_2(D_2)$ – средний диаметр болта (гайки);

$d_2(D_2)$ – внутренний диаметр болта (гайки);

P – шаг резьбы;

α – угол профиля резьбы;

$\alpha/2$- угол между боковой стороной профиля и перпендикуляром к оси резьбы.

Стандарты на основные размеры и допуски наиболее распространенных резьб приведены в таблице 4.1.

Схемы полей допусков по средним диаметрам для метрической резьбы изображены на рисунке 4.1: а – посадки с зазором; б – переходные посадки; в - посадки с натягом; г – для трапецеидальных резьб; д – для упорной резьбы с углом профиля 33°.

Для образования посадок с зазором метрической резьбы, трапецеидальных одно- и многозаходных резьб и упорной резьбы допускаются любые сочетания полей допусков, представленных в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Резьба метрическая. Степени точности и основные отклонения для посадок с зазором (ГОСТ 16013 – 81)

Резьба	Диаметр резьбы	Степени точности	Основные отклонения
Наружная	d	4; 6; 8	*d; e; f; g; h*
	d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9	
Внутренняя	D_2	4; 5; 6; 7; 8	*E; F; G; H*
	D_1	4; 5; 6; 7; 8	

На практике необходимо сочетать поля допусков одной степени точности.

Для посадок с натягом и переходных метрических резьб степени точности указаны на рисунке 4.1б и 4.1в [19].

Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры и буквы, указывающих степень точности и основные отклонения, например, 6g, 4H.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из сочетания полей допусков среднего диаметра (d_2 или D_2) и диаметра выступов (d или D), например, 7G6G (7G– поле допуска D_2), (6G – поле допуска D). Если на d и d_2 (D и D_2) назначены одинаковые

поля допусков, то в обозначении символы полей допусков не повторяют, например, 8h означает, что на d_2 и d назначены поля допусков 8h; 5F– на D_2 и D_1 назначены поля допусков 5F.

Схемы полей допусков на резьбовые соединения

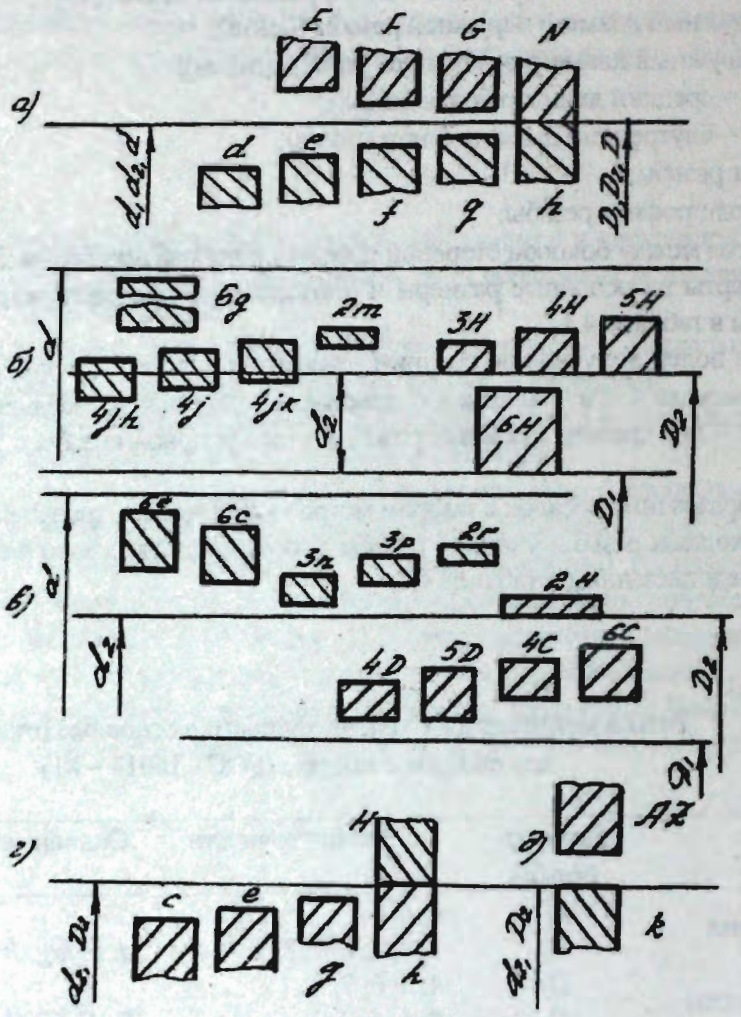


Рисунок 4.1

Посадка обозначается дробью: в числителе - поле допуска гайки, в знаменателе - поле допуска болта, например, $\frac{7H}{6h6g}$. Обозначение полей допусков резь-

бы или посадки располагают за обозначениями резьбы М20-7g; М20-6G; М20 – $\frac{6G}{7g}$. Левая резьба обозначается так - М20LH – $\frac{6G}{7h}$.

В обозначении резьбы переходных посадок не указывают поле допуска d, например, резьба болта М20, имеющего поля допусков 4jk по d_2> и 6g по d (см. рисунок 4.1), будет обозначена М20 – 4jk. Для посадки с натягом в скобках помещают число сортировочных групп (2 или 3) и не указывают поле допуска по d.

Для трапецеидальных и упорных резьб обозначают только поле допуска d_2 или D_2. К условным обозначениям трапецеидальных резьб и посадок добавляется символ T_r. Для многозаходных резьб после значения диаметра указываются ход и в скобках шаг резьбы. К условному обозначению упорных резьб и их посадок добавляют символ S; T_r50 x 5 – 7g; T_r50 x 5 – 7H; T_r50 x 5 – $\frac{7H}{7g}$; T_r50 x 10 (P5) – $\frac{8H}{9c}$; S 70 x 10 – $\frac{7AZ}{7h}$.

4.2 Пример

Для соединения М24 – $\frac{7H}{7g6g}$ определить допуски, предельные отклонения, размеры и зазоры; начертить схемы полей допусков для основных диаметров резьбы.

Решение:

Находим основные размеры резьбы гайки и болта М24 с крупным шагом (ГОСТ 8724-81), мм, $P = 3$, $d = D = 24$, $d_2 = D_2 = 22{,}051$; $d_1 = D_1 = 20{,}752$.

Поля допусков для наружной резьбы заданы: по d – 6g; по d_2 – 7g; по d_1 – допуск не устанавливается; по D_2 и D_1 – 7H. Намечаем плоскосрезанную впадину.

Вычислим допуски, предельные размеры и отклонения. Результаты вычислений приведены в таблице 4.2.

Вычислим предельные зазоры для проверки предыдущих расчетов по разности диаметров.

Зазоры по наружному диаметру резьбы: S_{max} не вычисляют, так как D_{max} не нормирован; $S_{min} = 24 - 23{,}952 = 0{,}048$ мм = 48 мкм.

Зазоры по среднему диаметру резьбы: $S_{max} = 22{,}386 - 21{,}753 = 0{,}633$ мм = 335 – (–298) = 633 мкм; $S_{min} = 22{,}051 - 22{,}003 = 0{,}048$ мм = 48 мкм.

Зазоры по внутреннему диаметру резьбы: $S_{max} = 21{,}382 - 20{,}319 = 1{,}063$ мм; $S_{min} = 20{,}752 - 20{,}704 = 0{,}048$ мм = 48 мкм.

Схемы полей допусков заданной посадки по d и D, d_2 и D_2, d_1 и D_1 – показаны на рисунке 4.2.

Таблица 4.2

Результаты вычислений

	Резьба болта М24 – 7g 6g			Резьба гайки М24 – 7Н		
	1			2		
Диаметр резьбы, мм	$D=24$	$d_2=22,051$	$d_1=22,051$	$D=24$	$D_2=22,051$	$D_1=20,752$
Основные отклонения, мм	Верхнее – es			Нижнее + EI		
	– 48	– 48	– 48	0	0	0
Допуски $Td(TD)$, мкм	$Td(6)=$ $=375$	$Td_2(7)=$ $=250$	–	–	$4TD_2(7)=$ $=335$	$TD_1(7)=$ $=630$
Вторые отклонения, мкм	Нижнее – $ei = es - Td$			Верхнее + $ES = EJ + TD$		
	– 423	– 298	–	–	+ 335	+ 630
Предельные размеры, мм d_{max}, D_{max}	23,952	22,003	20,704		22,386	21,382
d_{min}, D_{min}	22,577	21,753		24,000	22,051	20,752
	$d_{1\,max} = d_3 = 20,319$ мм;			D_{max} – не нормируется		

4.3 Задачи

Для заданных посадок резьбовых соединений, определить допуски и предельные отклонения, натяги (зазоры).

Начертить эскиз полей допусков по профилю и основным диаметрам резьбового соединения.

4.3.1 Резьба метрическая

Соединения с зазором: М4 х 0,5 – $\frac{6G}{6d}$; М5 х 0,5 – $\frac{7G}{8g}$; М8 – $\frac{8H}{9g8g}$; М10 х 1 – $\frac{6G}{6d}$; М12 х 1,5 – $\frac{4H}{3h4h}$; М20 х 2 – $\frac{4H5H}{4g}$; М12 х 1,25 – $\frac{4H5H}{4h}$; М36 – $\frac{6H}{8g6g}$; М42 х 2 – $\frac{7H}{8h}$; М45 х 2 – $\frac{7G}{8g}$.

Схемы полей допусков

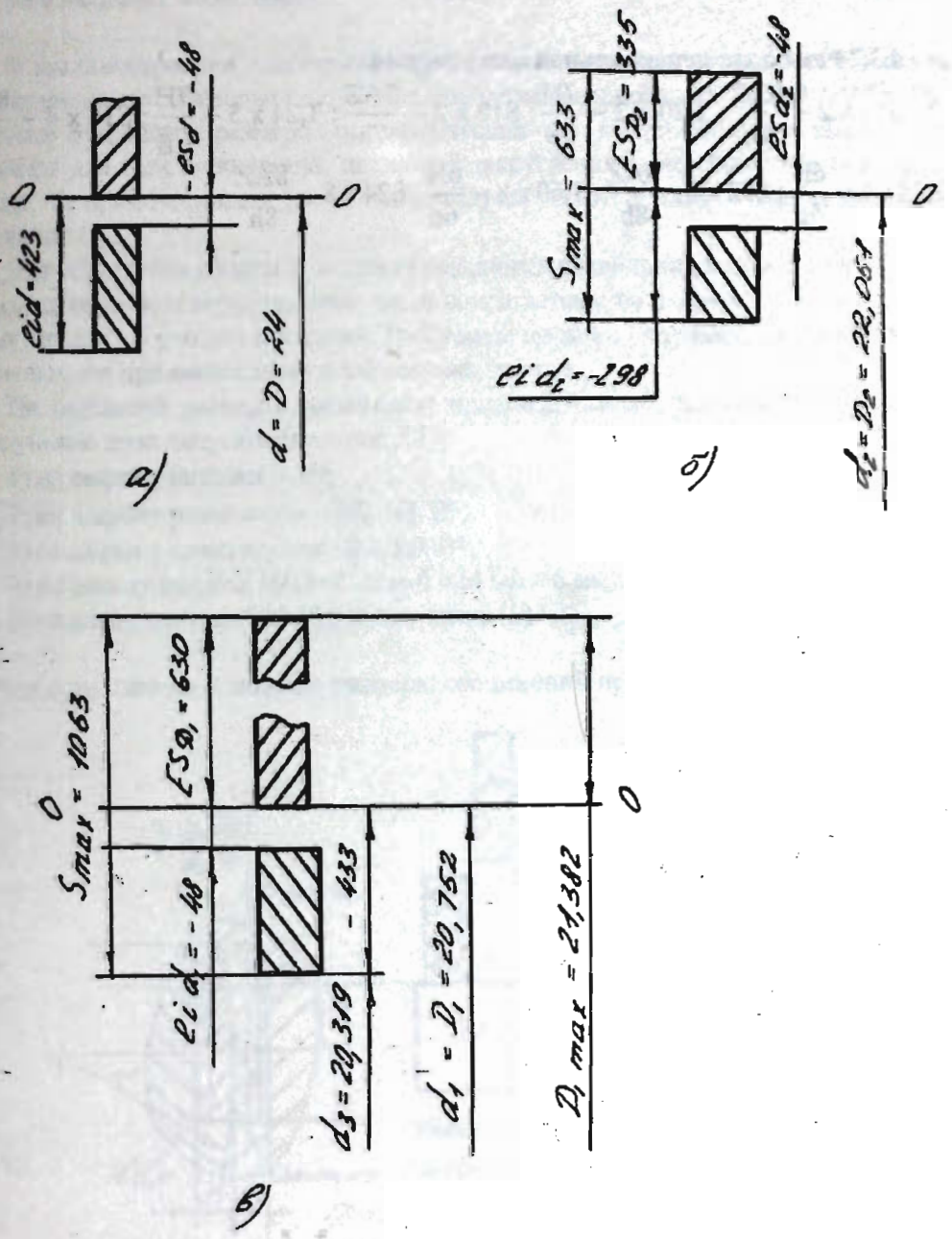


Рисунок 4.2

Соединения с натягом: M20 – $\frac{5H5C}{2r}$; M42 – $\frac{4H6H}{4j}$; M45 x 2 – $\frac{2H4D(2)}{3n(2)}$; M36 – $\frac{3H6H}{4jk}$; MI2 – $\frac{2H4D}{2r}$; MI6 x 1,5 – $\frac{2H5C(2)}{3n(2)}$; M5 – $\frac{2H4C}{2r}$; M24 x 2 – $\frac{4H6H}{4jh}$.

4.3.2 Резьба трапецеидальная или упорная

S12 x 2 – $\frac{8AZ}{8h}$; T,20 x 2 – $\frac{7H}{7e}$; S10 x 2 – $\frac{7AZ}{7h}$; T,24 x 5 – $\frac{7H}{7g}$; S16 x 4 – $\frac{8AZ}{7h}$;

T,48 x 8 – $\frac{6H}{6g}$; S52 x 8 – $\frac{8AZ}{8h}$; T,60 x 8 – $\frac{6H}{6e}$; S24 x 8 – $\frac{8AZ}{8h}$;

5 ДОПУСКИ НА ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1 Основные положения

В машиностроении наибольшее применение нашли соединения с призматическими шпонками. Размеры шпонок и пазов регламентированы СТ СЭВ 189-75. Предельные отклонения размеров призматических шпонок по ширине и высоте установлены для трех исполнений: шпонок: с закруглениями по обоим концам (исполнение А), прямоугольным (исполнением В) и с закруглением на одном конце (исполнение С).

Для облегчения сборки и создания различных соединений валов и втулок одна и та же шпонка боковыми гранями часто сопрягается с пазами вала и сопрягаемой к нему втулки по разным посадкам. Требуемые посадки получают, изменяя поля допусков пазов при неизменном поле допуска шпонок.

На основные размеры соединения призматическими шпонками установлены следующие поля допусков (рисунок 5.1):

1) на ширину шпонки – h9;
2) на ширину пазов валов – H9, N9, P9;
3) на ширину пазов втулок –D4, Js9, P9;
4) на высоту шпонок h9 (h=2...6 мм) и h11(h > 6 мм);
5) на длину шпонок (l) h14 и длину пазов (L) H15.

Поля допусков на основные размеры соединений призматическими шпонками

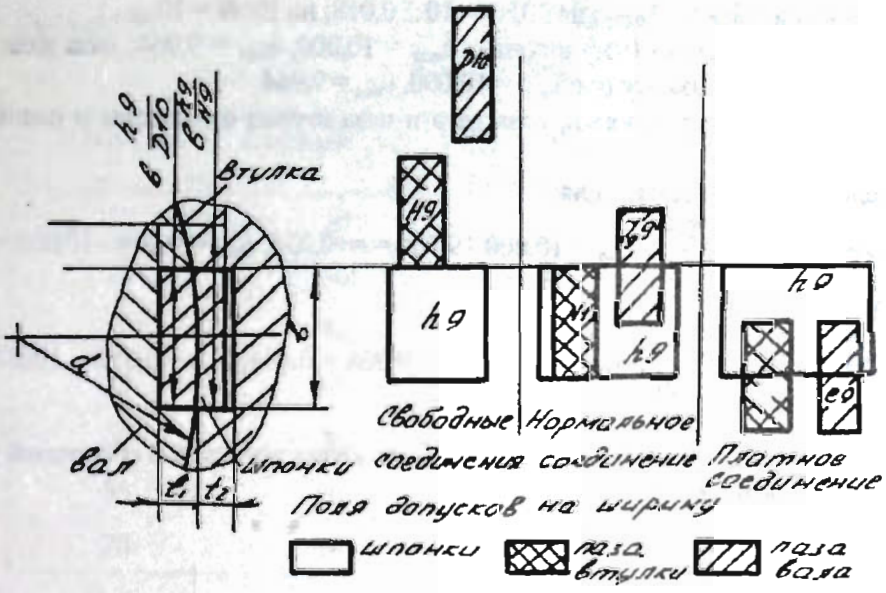


Рисунок 5.1

По ширине шпонок перечисленные поля допусков образуют три вида соединений (посадок):

1) свободное соединение – применяется при затрудненных условиях сборки, при действии нереверсивных равномерных нагрузок, при легких режимах работы;

2) нормальное соединение;

3) плотное соединение – применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках.

5.2 Пример

Для шпоночного соединения (шпонка нормальная, призматическая, исполнение А, соединение нормальное) определить допуски и предельные размеры всех элементов соединения, зазоры (натяги) в соединениях, а также дать схему расположения полей допусков по ширине шпонок и сборочный чертеж шпоночного соединения. Диаметр вала 35 мм, длина шпонки 50 мм [20].

Решение: определяем номинальные значения элементов (мм) шпоночного соединения (СТ СЭВ 188-75): $в = 10$; $h = 8$; $t_1 = 5$; $t_2 = 3$.

Определяем допуски (мм) непосадочных размеров (СТ СЭВ 57-73): $h = 8h11 = 8_{-0,090}$; $t_1 = 5^{+0,15}$; $t_2 = 3,3^{+0,15}$; $l = 70h14 = 70_{-0,74}$; $L = 70H15 = 70^{+1,2}$.

Определяем допуски на размеры шпонок, паза вала и паза втулок по ширине шпонок (СТ СЭВ 57-73).

Выбираем посадки (рисунки 5.1–5.2) для соединений шпонка – паз вала – $10\frac{Js9}{h9}$, шпонка – паз втулки – $10\frac{N9}{h9}$.

Допуски на $10h9 = 10_{-0,036}$; на $10Js9 = 10 \pm 0,018$; на $10N9 = 10_{-0,036}$;.

Предельные размеры (мм) шпонки: $в_{max} = 10,000$, $в_{min} = 9,964$; паза вала: $в_{max} = 10,018$, $в_{min} = 9,982$; паза втулки: $в_{max} = 10,000$, $в_{min} = 9,964$.

Допуски на размер шпонки, паза вала и паза втулки одинаковы и равны 0,036 мм.

Предельные зазоры (мм) для:

1) соединения $10\frac{N9}{h9}$: $S_{max} = 10,000 - 9,964 = +0,036$; $S_{min} = 9,964 - 10,000 = -0,036$ (натяг);

2) соединения $10\frac{N9}{h9}$, $S_{max} = 10,018 - - 9,964 = 0,054$; $S_{min} = 9,982 - 10,000 = -0,018$ (натяг).

На рисунке 5.2 представлена схема расположения допусков и сборочный чертеж шпоночного соединения.

Схема расположения полей допусков и сборочный чертеж шпоночного соединения

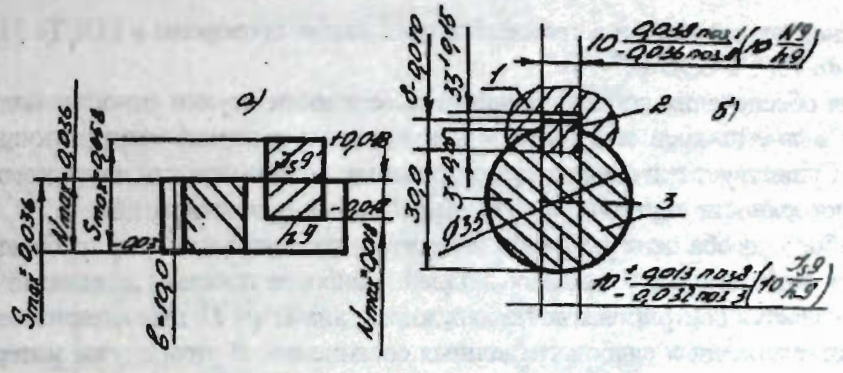


Рисунок 5.2

5.3 Задачи

При заданных условиях (таблица 5.1) найти номинальный размер шпонки, выбрать посадки для шпоночного соединения, найти предельные отклонения, вычислить предельные зазоры и натяги. Начертить схемы полей допусков, эскиз поперечного сечения шпоночного соединения.

Таблица 5.1

Условия задач

d вала, мм	*L* шпонки, мм	Исполнения шпонки	Вид соединения:
16	20	A	свободное
20	30	B	нормальное
22	30	C	плотное
25	25	A	нормальное
30	20	B	плотное
55	50	A	плотное
70	70	A	свободное

6 ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

6.1 Прямобочные шлицевые соединения

Основные размеры и допускаемые отклонения оговорены в ГОСТе 1139-80 (СТ СЭВ 188-75, СТ СЭВ 187-75).

Для обеспечения концентричности поверхности втулки относительно оси вращения вала у шлицев сопрягаемых деталей предусмотрена центрирующая поверхность. Существует три способа центрирования: по поверхности наружного диаметра D; по поверхности внутреннего диаметра d; по поверхности шлицев $в$.

Выбор способа центрирования зависит от эксплуатационных требований и технологии изготовления шлицевых деталей. Наиболее простым и экономичным способом является центрирование по наружному диаметру D, применяется этот способ для неответственных слабонагруженных соединений. В этом случае материал втулки должен допускать обработку чистовой протяжкой. Обеспечивается хорошая соосность сопрягаемых деталей. Центрирование по поверхности внутреннего диаметра применяют, когда требуется повышенная точность центрирования. Центрирование по внутреннему диаметру обеспечивает хорошее совпадение геометрических осей. Центрирование по боковым сторонам шлицев используют реже - когда не требуется высокая точность центрирования сопрягаемых деталей и при знакопеременных нагрузках.

6.2 Пример

Дано шлицевое соединение $d - 20 \times 102\frac{H8}{e8}\ 115 \times 8\frac{D9}{e8}$, ГОСТ 1139–80 [22].

Расшифровать соединение, написать условные обозначения втулки и вала. Дать схемы расположения полей, рассчитать величины предельных зазоров или натягов.

Решение: в задаче условным обозначением представлено прямобочное шлицевое соединение с центрированием по наименьшему внутреннему диаметру, наибольший диаметр $D = 115$ мм, ширина шлица 8 мм, число шлицев $Z = 20$, $d = 102$ мм (рисунок 6.1).

Условное обозначение шлицевой поверхности вала:

$d - 20 \times 102e8 \times 115 \times 8e8$ ГОСТ 1139-80.

Условное обозначение шлицевой поверхности втулки:

$d - 20 \times 102H8 \times 115 \times 8D9$ ГОСТ 1139-80.

На рисунке 6.2 представлены схемы расположения полей всех трех элементов прямобочного шлицевого соединения.

По центрирующему диаметру максимальный зазор S_{max}=54 + 126 = 180 (мкм); минимальный зазор $S_{min} = es$ = (мкм).

По нецентрирующим поверхностям имеем: по боковым поверхностям шлица максимальный зазор S_{max} = 207 + 126 = 333 (мкм); S_{min} = 120 + 72 = 192 (мкм); по

наибольшему диаметру: максимальный зазор S_{max} = 350 + 630 = 980 (мкм); минимальный зазор S_{min} = ES = 410 (мкм).

Прямобочное шлицевое соединение с центрированием но наименьшему внутреннему диаметру

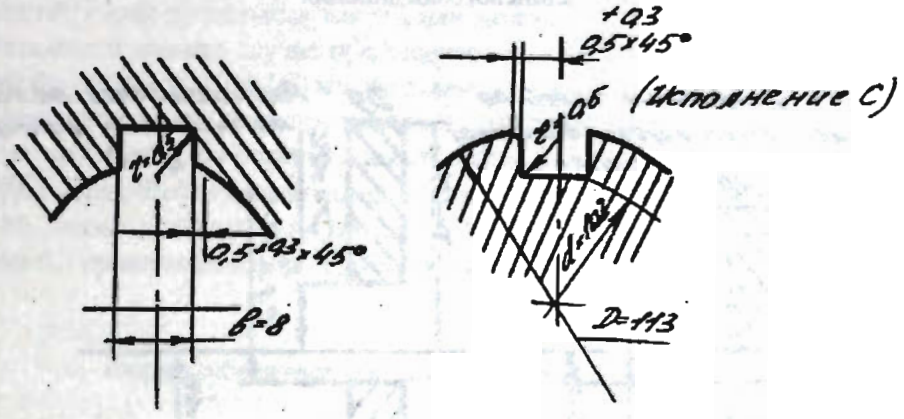


Рисунок 6.I

6.3 Эвольвентные шлицевые соединения

Эвольвентные шлицевые соединения обладают значительно большей несущей способностью и прочностью, так как количество шлицев может быть на одном диаметре увеличено до желаемого числа, а благоприятная форма зуба с постепенным утолщением к основанию и отсутствием концентраторов обеспечивает передачу больших крутящих моментов.

Эти шлицевые соединения значительно более технологичны, хорошо центрируются и самоустанавливаются под нагрузкой. Криволинейная: форма зуба обеспечивает большее число точек контакта по длине.

Изготовление шлицевых поверхностей на валах не вызывает больших затруднений при любых способах центрирования. Однако высоколегированные закаленные стали шлицевых втулок накладывают определенные ограничения на технологию их изготовления. Допускается четыре вида центрирования: по наружному и внутреннему диаметрам, по боковым поверхностям шлицев и по вспомогательной цилиндрической поверхности. Наибольшее распространение получило центрирование по боковым сторонам шлицев, как наиболее экономичное. Для достижения требуемого характера соединения наружную и боковые поверхности шлицев вала шлифуют, или обрабатывают скоростным фрезерованием. Что касается шлицевого отверстия, то во избежание сильных короблений нагрев и закаливание ведутся в специальных закалочных штампах с использованием шлицевых пробок. Если материал позволяет, то может проводиться чистовое протягивание. Если к соединению предъявляются

значительные требования к соосности элементов, то возможно центрирование по наружному диаметру.

Расположения полей допусков элементов прямобочного шлицевого соединения

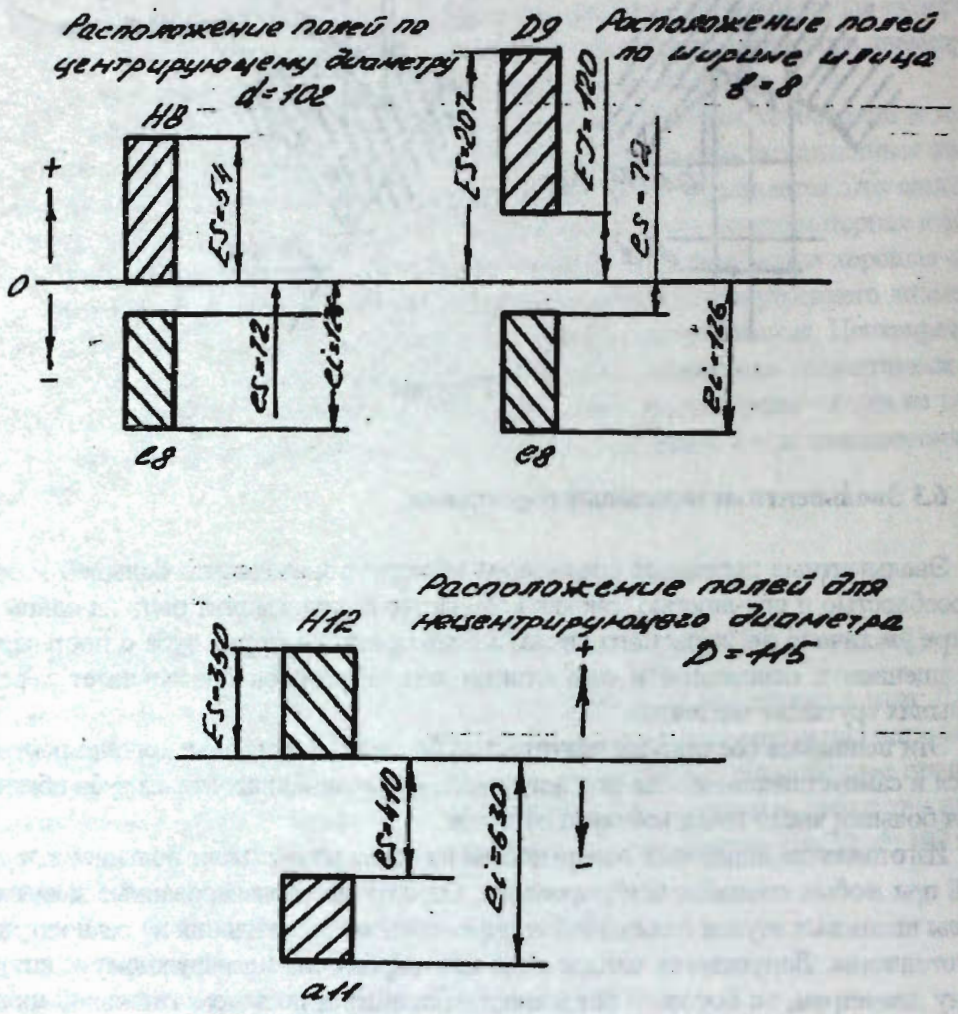


Рисунок 6.2

Угол профиля $\alpha_z = 30°$. Основные размеры и допускаемые отклонения оговорены ГОСТ 6033-80.

6.4 Пример

Дано шлицевое соединение $160 \times 6 \times \frac{7H}{9r}$.

Расшифровать соединение. Написать условные обозначения втулки и вала. Дать схемы расположения полей для центрирующих и нецентрирующих элементов. Рассчитать величины предельных зазоров или натягов.

Решение: в данном случае представлено эвольвентное шлицевое соединение с наружным диаметром $D = 160$ мм, модулем $m = 6$ мм.

Соединение не из числа предпочтительных рядов; число зубьев $Z = 25$. Центрирование происходит по боковым поверхностям зубьев, т.к. номера степеней точности стоят перед обозначением основного отклонения, угол профиля $\alpha_g = 30°$, ГОСТ 6033-80. Форма дна впадин не оговорена, поэтому принимаем плоскую форму. На рисунке 6.3 представлена форма зубьев вала и втулки с центрированием по бокам.

Форма зубьев вала и втулки с центрированием по бокам

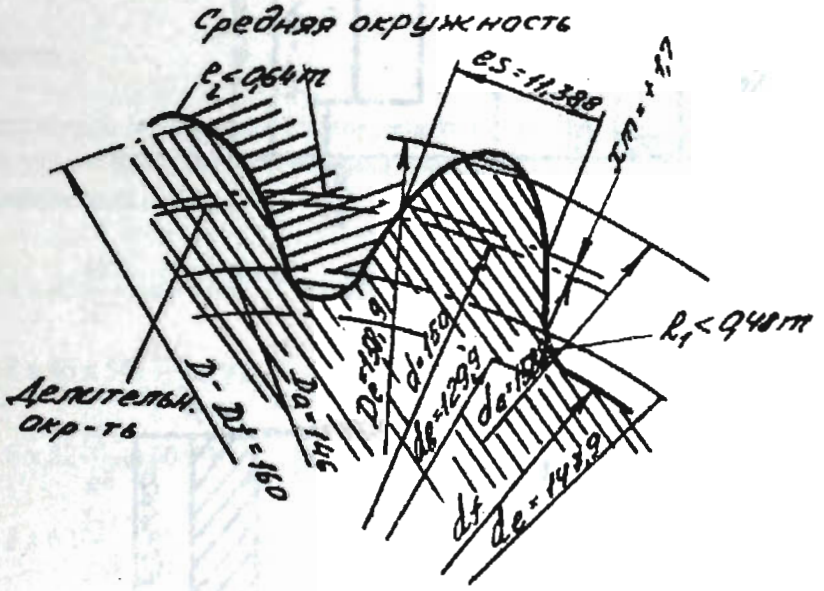


Рисунок 6.3

На рисунке 6.3 также представлены другие размеры соединения: диаметр делительной окружности $d = 150$ мм; основной окружности $d_в = 129{,}9$ мм; окружности вершин зубьев втулки $D_a = 146$ мм; окружности вершин зубьев вала $d_a = 158{,}8$ мм; окружности впадин вала $d_f = 146{,}8$ мм (не более); окружности граничных точек зуба вала $d_l = 147{,}9$ мм (не более). Окружности впадин втулки $D_f = 160$ мм (при плоской форме впадины), при закругленной форме впадины $D_f =$

160 + 0,44m = 160 + 2,64 = 162,64 мм (не менее); окружности граничных точек зуба втулки D_l = 158,9 мм (не менее).

Смещение исходного контура X_m = +1,7 мм, номинальная толщина зуба (впадины) по делительной окружности $l = S$ = 11,388 мм. Указанные данные взяты из ГОСТ 6033-80.

Обозначение втулки: 160 х 6 х 7Н ГОСТ 6033-80; вала 160 х 6 х 9т ГОСТ 6033-80.

На рисунке 6.4 даны схемы расположения полей для центрирующих элементов.

Схемы расположения полей для центрирующих элементов

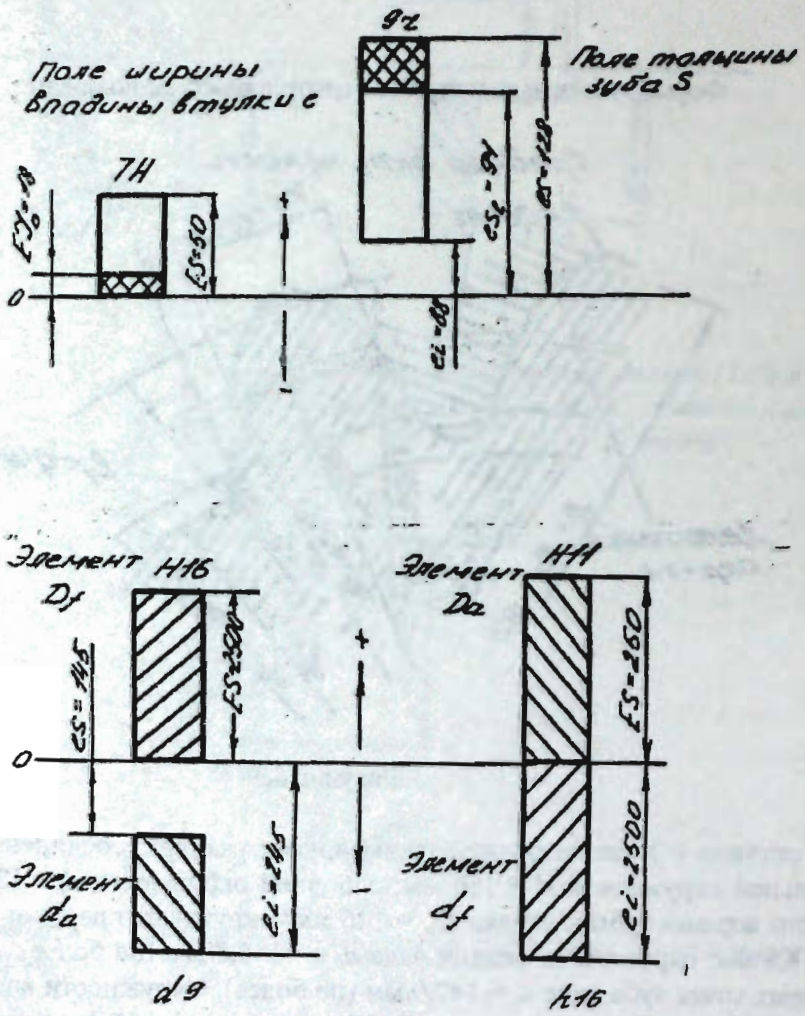


Рисунок 6.4

При отсутствии погрешностей формы и искажения в положении поверхностей

$$S_{max} = ES - ei = 50 - 28 = 22 \text{ (мкм)};$$
$$N_{max} = es = 128 \text{ (мкм)}.$$

Для нецентрирующих элементов аналогично подсчитываем предельные зазоры. Точность по нецентрирующим элементам устанавливаем согласно рекомендации ГОСТ 6033-80, (см. таблицу 4.81, с. 271 [23]).

Для наружного диаметра $Df / da - \frac{H16}{d9}$; для внутреннего диаметра – Da / df $\frac{H11}{h16}$.

По наружному диаметру: $S_{max} = ES + ei = 2500 + 245 = 2745$ (мкм); $S_{min} = es = 245$ (мкм).

По внутреннему диаметру: $S_{max} = ES + ei = 250 + 2500 = 2750$ (мкм).

Радиальное биение поверхности впадин вала $F_2 = 50$ мкм, окружности вершин зубьев втулки $F_2 = 100$ мкм.

6.5 Задачи

Дано шлицевое соединение. Расшифровать соединение, написать условные обозначения втулки и вала. Дать схемы расположения полей. Рассчитать величины предельных зазоров или натягов.

$d - 8 \times 42\frac{H7}{f7} \times 48 \times 8 \times \frac{H8}{f7}$ ГОСТ 1139–80 (СТ СЭВ 187– 75) [21]

$в - 8 \times 46 \times 54\frac{H12}{a11} \times 9 \times \frac{H8}{js7}$ [21]

$d - 8 \times 52\frac{H7}{g6} \times 60 \times 10\frac{H8}{h8}$ [21]

$d - 8 \times 62\frac{H7}{js6} \times 72 \times 12\frac{D9}{h9}$ [21]

$D - 10 \times 42 \times 52\frac{H7}{f7} \times 6\frac{P8}{f7}$ [21]

$в - 10 \times 46 \times 56\frac{H12}{a11} \times 7\frac{D9}{f8}$ [21]

$D - 16 \times 62 \times 72\frac{H7}{js6} \times 6\frac{F8}{f8}$ [21]

$65 \times 3 \times \frac{7H}{7f}$ ГОСТ 6033–80 [22]

$65 \times 5 \times \frac{9H}{7h}$ [22]

$75 \times 2 \times \frac{9H}{8p}$ [22]

$80 \times 3 \times \frac{8H}{6g}$ [22]

$100 \times 3 \times \frac{11H}{8f}$ [22]

$100 \times 5 \times \frac{H7}{js6}$ [22]

$240 \times 8 \times \frac{H7}{h6}$ [22]

7 ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

7.1 Зубчатые передачи

В настоящее время видов зубчатых передач много и каждый вид оговорен соответствующим стандартом. Большинство стандартов соответствует СТ СЭВ.

Погрешности изготовления и сборки зубчатых передач являются источниками появления динамических нагрузок, вибрации, нагрева, а несогласованность углов поворота приводит к ошибкам относительного положения звеньев и к ошибкам мертвого хода. Зубчатые передачи являются очень сложными соединениями в изготовлении и сборке.

Для зубчатых колес и передач по СТ СЭВ 641-77 установлены четыре нормы точности: нормы кинематической точности, нормы плавности работы, нормы контакта зубьев и нормы бокового зазора. Для первых трех норм установлено двенадцать степеней точности, от 1-й наиболее точной до 12-й наиболее грубой.

При этом для первых трех степеней числовые значения допусков пока не установлены ввиду отсутствия технологических способов обработки. Для передач с $m \geq 1$ установлено шесть видов сопряжений: с нулевым зазором *H*, весьма малым зазором *E*, малым зазором *D*, уменьшенным зазором *C*, нормальным зазором *B* и увеличенным зазором *A* (рисунок 7.1) [23].

Стандартами для зубчатых цилиндрических и червячных передач при $m \geq 1$ установлено восемь видов допусков на боковой зазор T_{jn} : *h, d, C, aZ, y, x* . При отсутствии специальных требований виду сопряжений соответствует аналогичный вид допуска. В необходимых случаях это соответствие можно нарушать, используя все установленные для данной передачи виды допусков сообразно степеням точности по нормам плавности.

Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния; *H* и *E* – II класс, *D, G, B* и *A* соответственно классы III, IV, V и VI. При выборе сопряжений следует руководствоваться таблицей 7.1

Таблица 7.1

Виды сопряжений и классы отклонений межосевых расстояний

Вид сопряжений	Вид допуска на боковой зазор	Класс отклонений межосевых расстояний	Диапазон степеней по нормам напряженности
A	*a (Z, y, x)*	VI	3 – 12
B	*b*	V	3 – 11
C	*c*	IV	3 – 9
D	*d*	III	3 – 8
E,H	*h*	II	3 – 7

Не следует забывать, что соответствие видов сопряжений и видов допусков на боковой зазор, а также соответствие видов сопряжений и классов отклонений межосевых расстояний допустимо нарушать. Используются также виды допусков *Z*, *y* и *x*.

Положение полей допусков для различных видов зубчатых соединений

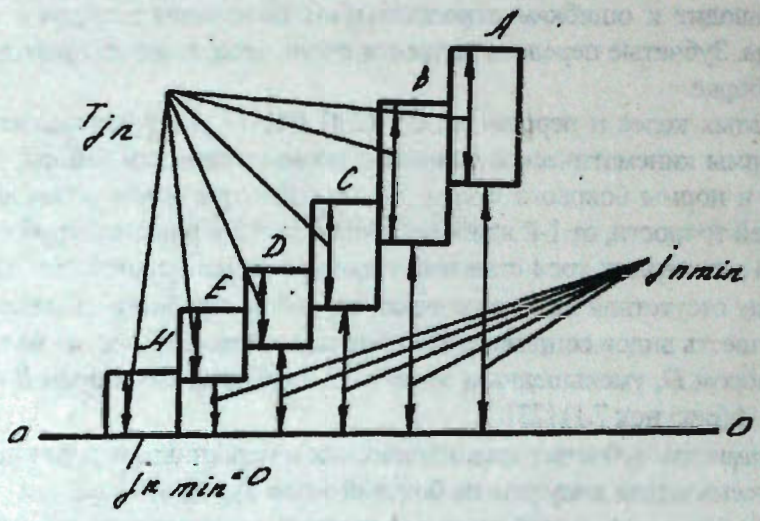


Рисунок 7.1

При выборе степеней точности передач следует помнить, что нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее норм по кинематике или только на одну норму грубее. Точность по нормам контакта может быть любой более точной, чем точность по нормам плавности, но допускается и на одну степень грубее.

Пример условного обозначения: 10-8-7 с /IV–135 ГОСТ 1643-81 (СТ СЭВ 641-77, СТ СЭВ 643-77, СТ СЭВ 644-77).

Обозначена цилиндрическая передача со степенью точности 10 по кинематике, 8-по плавности, 7-по нормам контакта с видом сопряжения *D* и допуском на боковой зазор *C*, классом отклонений межосевого расстояния IV (при межосевом расстоянии $a_w = 500$ и минимальным боковым зазором $j_{min} = 135$).

Так как виду сопряжения *D* должен соответствовать III класс отклонения межосевого расстояния, то измененный гарантированный боковой зазор определяется [24]

$$j'_{n\,min} = j_{n\,min} - 0{,}68 \cdot (|f'_a| - |f_a|),$$
$$j_{n\,min} = 155,\ f'_a = \pm 80\ (IV\ кл),\ f_a = \pm 50\ (III\ кл), \qquad (13)$$
$$j'_{n\,min} = 155 - 0{,}68 \cdot (80 - 50) = 135\ (мкм).$$

7.2 Задачи по допускам зубчатых передач

7.2.1 Задача 1

Расшифровать условное обозначение точности цилиндрических зубчатых колес и передач.

1) 10 – В СТ СЭВ 641– 77

Здесь все нормы назначены по одной степени точности – 10 (нормы кинематической точности, плавности и контакта зубьев); вид сопряжения пары *B* с допуском на боковой зазор *в*.

2) 11– 9– 7– *Dh* СТ СЭВ 641-77

В данном случае по нормам кинематической точности передача имеет одиннадцатую степень, по нормам контакта зубьев - седьмую степень точности. Вид сопряжения – *D* , а вид допуска на боковой зазор не соответствует виду сопряжения: он более жесткий – *h*.

7.2.2 Задача 2

После обкатки на стенде зубчатого колеса m = 10, $в$ = 150 с использованием краски получены следующие результаты: h_m = 7 мм, a = 130 мм, суммарная длина разрывов C = 60 мм. Определить степень точности по нормам контакта (рисунок 7.2).

Контактные размеры зубчатого колеса после обкатки

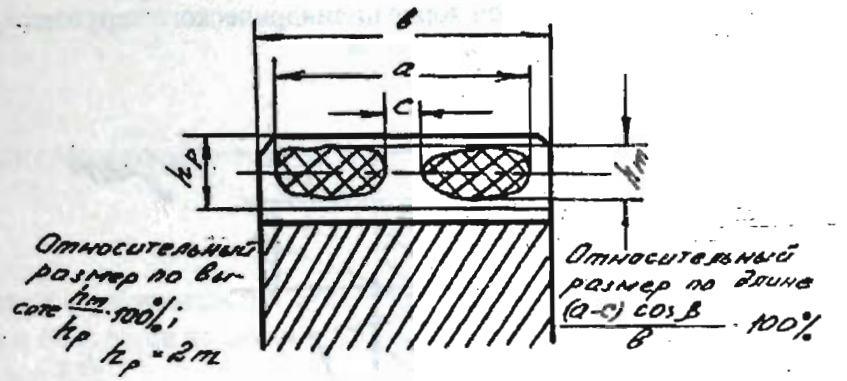


Рисунок 7.2

Решение: рассчитываем относительную длину прилегания. Так как C >10, то

$$\frac{a-c}{b}\cdot 100\% = \frac{130-60}{150}\cdot 100\% = 46{,}6\%$$

Рассчитываем относительную высоту прилегания

$$\frac{7}{20} \cdot 100\% = 35\%$$

По первому показателю, как и по второму, колесо соответствует 9 степени точности (см. таблицу 7.2).

Таблица 7.2

Нормы контакта зубьев в передаче. Суммарное пятно контакта

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

7.2.3 Задача 3

Определить толщину зуба $\bar{S}c$ по постоянной хорде цилиндрического наружного колеса, наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} и допуск на толщину зуба T_c для измерения штангензубомером (рисунки 7.3 – 7.5).

Толщина зуба $\bar{S}c$ по постоянной хорде цилиндрического наружного колеса

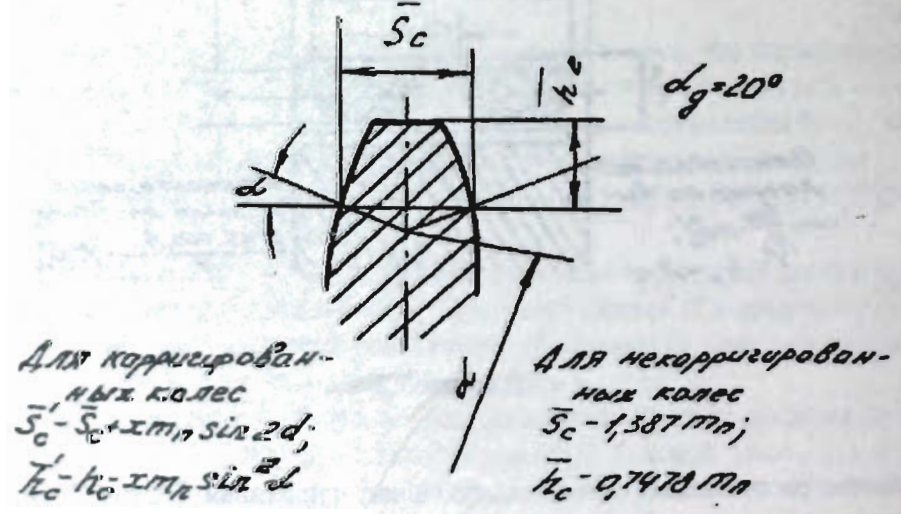


Рисунок 7.3

Пример решения: зубчатое колесо с $m = 6$ и $Z = 50$ изготовляется без смещения исходного контура. Степень точности, вид сопряжения и вид допуска на боковой зазор 8–7–7–D_c. Определить наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} и допуск на толщину зуба T_c.

Определение наименьшего отклонения толщины зуба E_{cs}

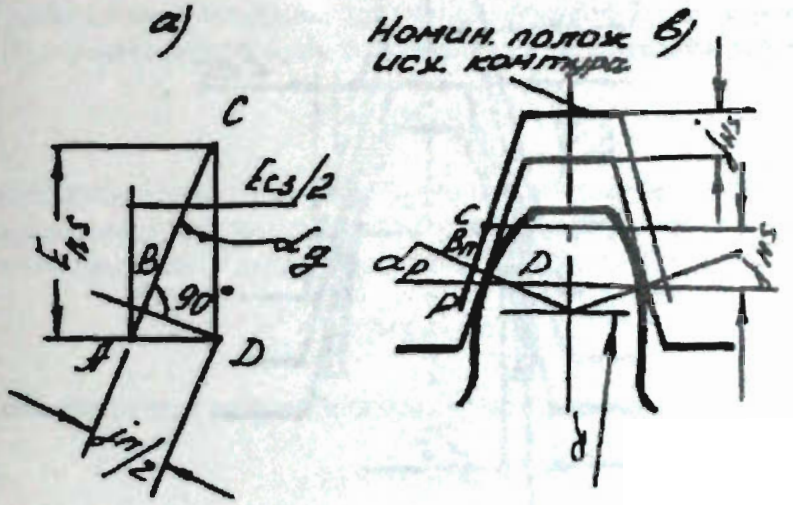


Рисунок 7.4

Решение: рассчитываем диаметр делительной окружности:

$$d_q = m \cdot Z = 6 \cdot 50 = 300(мм). \quad (14)$$

Устанавливаем наименьшее отклонение толщины зуба в зависимости от вида сопряжения D, степени точности по нормам плавности 7 и делительного диаметра [24] (рисунок 7.5):

$$E_{cs} = 60 \text{ мкм}.$$

Устанавливаем допуск на радиальное биение в зависимости от кинематической точности 8 , модуля и делительного диаметра [24]:

$$F_r = 71 \text{ мкм}.$$

Устанавливаем допуск на толщину зуба, в зависимости от радиального биения венца и вида допуска на боковой зазор c [24]:

T_c = 140 мкм.

Наименьшее отклонение толщины зуба E_c и допуск на толщину зуба T_c

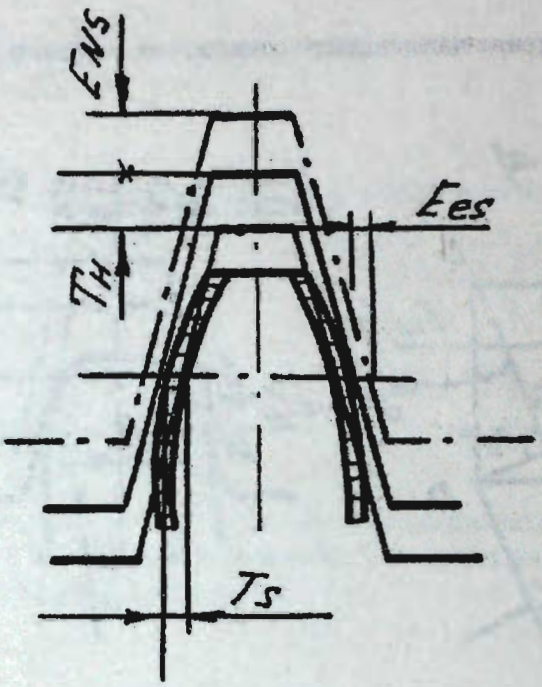


Рисунок 7.5

7.2.4 Задача 4

Определить величину наибольшего и наименьшего смещения исходного контура (по показателям E_{HS} и T_H) для создания необходимого бокового зазора между зубьями сопряженных колес, (рисунок 7.5).

Пример расчета: Известно, что m = 20 мкм, Z = 42, а точность пары должна удовлетворять 11-Ва; $\alpha_g = 20°$.

Решение: определим диаметр делительной окружности:

$$f_g = 20 \cdot 42 = 840 \text{ (мкм)}.$$

Вычисляем толщину зуба по постоянной хорде:

$$S_c = m_n \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \cos^2\alpha = 1{,}382 m_n, \text{ если } \alpha_g = 20° \qquad (15)$$

По формуле (15) получаем $S_c = 1{,}387 \cdot 20 = 27{,}740$ (мм).

Для заданной степени точности II по нормам плавности и вида сопряжения *B* устанавливаем наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{HS} (наименьшее смещение исходного контура от его номинального положения в тело зубчатого колеса, для обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора). Для колес внутреннего зацепления берется со знаком плюс, $+E_{HS}$ (рисунок 7.4) [25].

$$E_{HS} = +550 \text{ мкм}.$$

Устанавливаем наименьшее отклонение толщины зуба (наименьшее предписанное уменьшение постоянной хорды) (см. рисунок 7.5) в зависимости от точности по нормам плавности, вида сопряжения и делительного диаметра [25]

$$E_{CS} = 400 \text{ мкм}.$$

На следующем этапе устанавливаем допуск на смещение исходного контура T_H. Сначала определяем допуск на раздельное биение в зависимости от степени точности по нормам кинематики и делительного диаметра [25]:

$$F_r = 315 \text{ мкм}.$$

В зависимости от вида допуска (в нашем случае *a*) находим:

$$T_H = 900 \text{ мкм}.$$

Допуск на толщину зуба (направлен в тело зуба) [25]:

$$T_C = 700 \text{ мкм}.$$

Наибольшее отклонение толщины зуба:

$$-(|E_{CS}| + T_C) = -(400 + 700) = -1100 \text{ (мкм)}.$$

Толщина зуба по постоянной хорде:

$$\bar{S}c = 27{,}740^{-0{,}40}_{-1{,}10}.$$

Величина наибольшего дополнительного смещения исходного контура определяется:

$$-(|E_{HS}| + T_H) = -(550 + 900) = -1450 \text{ (мкм)}.$$

7.2.5 Задача 5

Прямозубое колесо изготовлено со смещением исходного контура. $X = 0{,}150$, $m = 12$, $Z = 30$. Степень точности 10–В ГОСТ 1643-81. Установить годность цилиндрического прямозубого колеса по средней длине общей нормали.

Решение: по таблице 6.3 определяем $W_T = 10{,}753$; число зубьев, охватываемых отрезком общей нормали $Z_n = 4$. Дополнительная длина общей нормали:

$$W_X = 0{,}684 \cdot 0{,}150 = 0{,}1026$$

Длина общей нормали:

$$W = (W_T + W_X) \cdot m = (10{,}753 + 0{,}1026) \cdot 12 = 10{,}885 \cdot 12 = 130{,}260 \text{ (мм)}.$$

Определяем допуск на радиальное биение зубчатого венца [19]:

$$F_r = 180 \text{ мкм}.$$

Устанавливаем допуск на среднюю длину общей нормали [19]:

$$T_{wm} = 250 \text{ мкм}.$$

Определяем наименьшее отклонение средней длины общей нормали. Для колес наружного зацепления:

$$-E_{wms} = -\left(\overset{(1)}{E_{wms}} + \overset{(2)}{E_{wms}}\right).$$

Первое слагаемое: $\overset{(1)}{E_{wms}} = 250$ мкм [23].

Второе слагаемое $\overset{(2)}{E_{wms}} = 45$ мкм [23, 24]

$$-E_{wms} = -(250 + 45) = -295 \text{ мкм}.$$

Строим схему расположения поля допуска (рисунок 7.6).

Таблица 7.3

Значение части длины общей нормали в долях модуля для колес $W_T = 20°$

Число зубьев	Коэффициент смещения, x	Часть длины общей нормали, W_T		Число охватываемых зубьев, Z_n	
1	2	3	4	5	6
20	– 0,05 до 0,55	7,660		3	
	св. 0,55 до 1,00		10,616		4
21	– 0,15 до 0,45	7,674		3	
	св. 0,45 до 1,00		10,626		4
22	– 0,25 до 0,35	7,688		3	
	св. 0,35 до 1,00		10,640		4

Окончание таблицы 7.3

1	2	3	4	5	6
28	– 0,50 до – 0,05	7,773		3	
	св. – 0,05 до 0,60		10,725		4
	св. 0,60 до 1,00	13,677		5	
30	– 0,20 до 0,45	10,753		4	
	св. 0,45 до 1,00		13,705		5

Схема расположения поля допуска

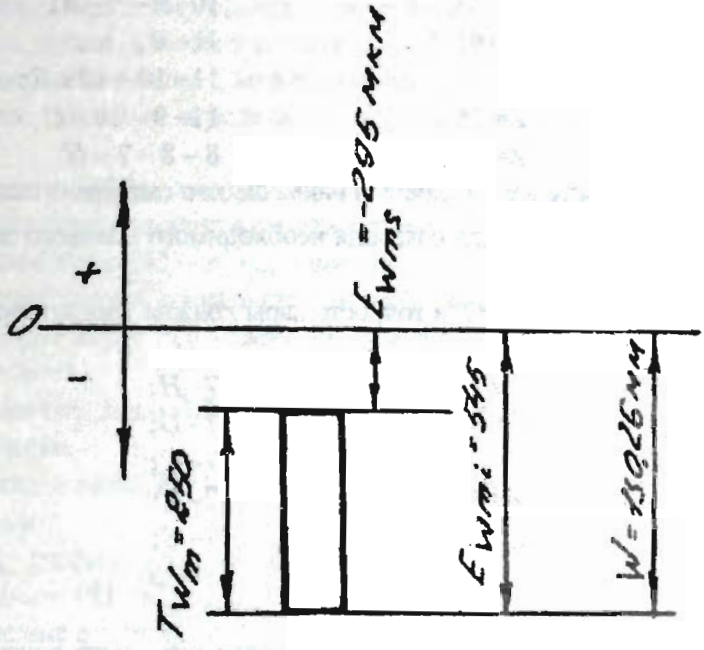


Рисунок 7.6

7.2.6 Задачи

1. Расшифровать условное обозначение точности цилиндрических зубчатых колес и передач:

6 – 6– 7 – *E* СТ СЭВ 641-77

7 – 6 – 7 – *D* СТ СЭВ 641-77

9 – 7 – 7 – *E* СТ СЭВ 641-77

9 – 8 – 8 – D_c СТ СЭВ 641-77

11 – 9 – 10 – D_h СТ СЭВ 641-77

8 – *D* СТ СЭВ 641-77

6Н СТ СЭВ 641-77

2. Определить степень точности зубчатого колеса, если при измерении суммарного пятна контакта получены следующие результаты:

$m = 5$,	$в = 50$,	$h_m = 7$,	$a = 48$,	$c = 3$;
$m = 8$,	$в = 100$,	$h_m = 9$,	$a = 80$,	$c = 10$;
$m = 10$,	$в = 150$,	$h_m = 8$,	$a = 85$,	$c = 13$;
$m = 14$,	$в = 140$,	$h_m = 8$,	$a = 120$,	$c = 65$;
$m = 25$,	$в = 450$,	$h_m = 28$,	$a = 410$,	$c = 80$.

3. Определить толщину зуба $\bar{S}c$ по постоянной хорде цилиндрического наружного колеса, наименьшее отклонение толщины зуба E_{CS} и допуск на толщину зуба T_C для измерения штангензубомером при следующих данных:

$m = 5$,	$Z = 34$,	$7 - E_d$;
$m = 10$,	$Z = 65$,	$10 - 9 - 9 - A$;
$m = 8$,	$Z = 92$,	$11 - B$;
$m = 10$,	$Z = 33$,	$11 - 10 - 10 - B$;
$m = 14$,	$Z = 55$,	$11 - 9 - 10 - C$;
$m = 5$,	$Z = 103$,	$8 - 8 - 7 - H$

4. Определить величину наибольшего и наименьшего смещения исходного контура (по показателю E_{HS} и T_n) для создания необходимого бокового зазора между зубьями сопряженных колес.

Известно, что $m = 10$, $Z = 37$, а точность пары должна удовлетворять $8 - G$; $\alpha_x = 20°$.

$m = 12$,	$Z = 42$,	$7 - H$;
$m = 8$,	$Z = 24$,	$7 - D$;
$m = 10$,	$Z = 35$,	$7 - C$;
$m = 14$,	$Z = 62$,	$7 - B$;
$m = 5$,	$Z = 100$,	$7 - E$;
$m = 16$,	$Z = 24$,	$11 - B$;
$m = 12$,	$Z = 30$,	$9 - H$

5. Прямозубое колесо изготовлено со смещением исходного контура. Установить годность зубчатого колеса по средней длине общей нормали.

$m = 5$,	$Z = 21$,	$X = 0{,}350$,	$11 - B$,	$\alpha = 20°$;
$m = 8$,	$Z = 30$,	$X = 0{,}515$,	$11 - B$,	$\alpha = 20°$;
$m = 16$,	$Z = 20$,	$X = 0{,}560$,	$9 - C$,	$\alpha = 20°$;
$m = 14$,	$Z = 20$,	$X = 0{,}310$,	$9 - C$,	$\alpha = 20°$.

8 РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

8.1 Основные теоретические положения

Все детали в машинах находятся в определенной взаимосвязи. Каждый размер по своей величине и допуску в той или иной степени зависит от смежных с ним размеров. Эта взаимосвязь обусловлена конструкцией, возникает при изготовлении и сохраняется в процессе эксплуатации. Она в значительной степени определяет качество и надежность машины в эксплуатации.

При простановке допусков на размеры деталей конструктор обычно руководствуется опытом изготовления аналогичных изделий и расчетами размерных цепей. Очень важно при этом соблюдать соответствие допусков размеров и технологии обработки детали. От этого в значительной степени зависит не только экономичность изготовления машин, но и её качество.

Рассмотрим основные определения, используемые в теории размерных цепей [25].

Размерная цепь (РЦ) – совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

Замыкающее звено РЦ – звено, полученное в РЦ последним в результате решения поставленной задачи, в том числе при изготовлении измерения.

Составляющее звено РЦ – звено РЦ, изменение которого вызывает изменение замыкающего звена.

Увеличивающее звено РЦ – звено РЦ, с увеличением которого увеличивается замыкающее звено.

Уменьшающее звено РЦ – звено РЦ, с увеличением которого уменьшается замыкающее звено.

Схема РЦ – графическое изображение РЦ.

Метод расчета РЦ на максимум-минимум – метод расчета РЦ, учитывающий только предельные отклонения составляющих звеньев.

Вероятностный метод расчета РЦ – метод расчета РЦ, учитывающий явление рассеивания и вероятность различных сочетаний составляющих звеньев. ГОСТ 16320-80 [26] устанавливает различные методы достижения точности замыкающего звена. В частности: метод полной взаимозаменяемости, метод неполной взаимозаменяемости, метод групповой взаимозаменяемости, метод пригонки и метод регулирования. Метод полной взаимозаменяемости – метод взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена РЦ достигается при включении в неё или замене в ней любого звена без выбора, подбора или изменения его величины. Метод неполной взаимозаменяемости – метод взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается не у всех объектов, а у заранее обусловленной их части, при включении в неё или замене в ней любого звена без выбора, подбора или изменения его величины. Метод групповой взаимозаменяемости – метод взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена РЦ достигается путем включения в неё составляющих звеньев, принад-

лежащих к одной из групп, на которые они предварительно рассортированы. Метод прогонки – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена РЦ достигается изменением компенсирующего звена путем снятия слоя материала. Метод регулирования – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена РЦ достигается изменением компенсирующего звена без снятия слоя материала.

При расчете РЦ могут решаться прямая и обратная задачи.

При решении прямой задачи, исходя из установленных требований к замыкающему звену, определяют номинальные размеры A_j, допуски J_TA_j, координаты середин полей допусков A_0A_j и предельные отклонения всех составляющих размерную цепь звеньев ESA_j, EJA_j.

При решении обратной задачи, исходя из значений номинальных размеров A_j, допусков J_TA_j, координат их середин A_0A_j, предельных отклонений составляющих звеньев ESA_j, EJA_j, определяют те же характеристики замыкающего звена.

Решением обратной задачи проверяется правильность решения прямой задачи.

8.2 Последовательность решения прямой задачи

1. Формулируется задача и устанавливается замыкающее звено.

2. Устанавливается, исходя из поставленной задачи, номинальная величина замыкающего звена A_Δ, величина поля допуска замыкающего звена JTA_Δ, координата середины поля допуска A_0A_Δ

3. Строится схема РЦ.

4. Проверяется правильность составления РЦ:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \cdot A_j \qquad (16)$$

Если условие (16) выполняется, то РЦ составлена правильно. Если нет, то необходимо скорректировать значение номинальных размеров составляющих звеньев.

5. Устанавливаются составляющие звенья с регламентированными, т.е. известными допускаемыми отклонениями. К таким составляющим звеньям относятся подшипники качения, стопорные кольца и другие покупные и стандартные элементы, допуски на параметры, которые установлены Государственными стандартами.

Решением обратной задачи проверяют правильность решения прямой задачи.

При решении прямой задачи используют два способа: равных полей допусков и квалитета одной степени точности.

8.2.2 Пример

Заданную размерную цепь (рисунок 8.1) рассчитать по методу максимума – минимума двумя способами: равных полей допусков и одной нормы точности. Каждый расчет проверить решением обратной задачи.

Линейная размерная цепь

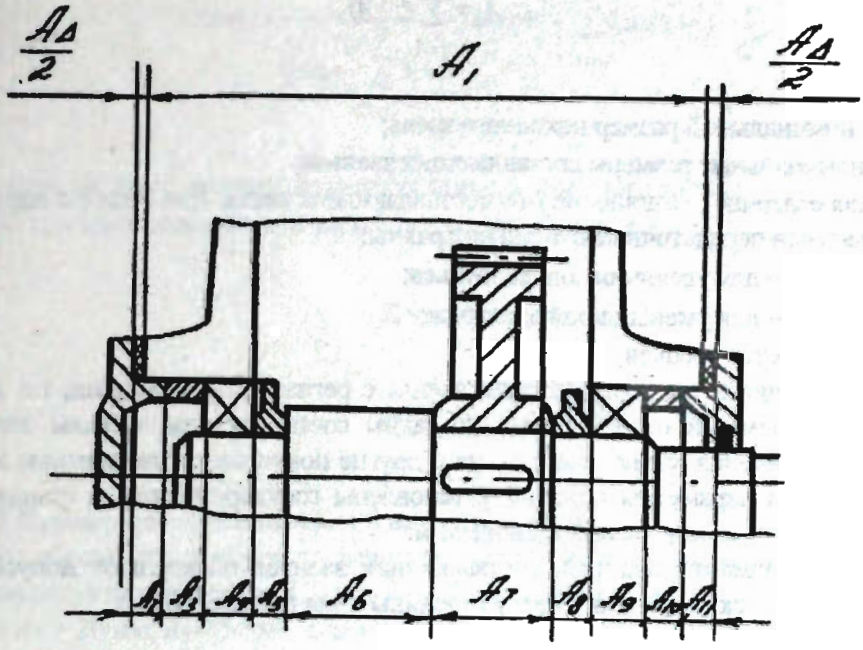


Рисунок 8.1

8.3 Способ равных полей допусков

Способ равных полей допусков может быть применен в том случае, когда размеры составляющих звеньев незначительно отличаются друг от друга (находятся в одном интервале размеров).

В том случае, если размеры составляющих не входят в один интервал, можно применить способ равных допусков, используя зависимость между допуском на размер и собственно размером.

Для этого поле допуска замыкающего звена разделяется пропорционально доле, вкладываемой каждым из размеров в общей совокупности, т.е. допуски на составляющие размеры будут зависеть от величины размера.

8.3.1 Последовательность расчета

1. Формулируется задача и устанавливается исходное звено (A_Δ).

2. Устанавливается, исходя из поставленной задачи (на основе аналитических расчетов, экспериментальных исследований, опыта и т.д.), номинальная величина (A_Δ), координата середины поля допуска B_0A_Δ и величина допуска TA_Δ исходного звена.

3. Строится размерная цепь.

4. Проверяется правильность составления размерной цепи.

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \cdot A_j, \qquad (17)$$

где A_{Δ} – номинальный размер исходного звена;

A_j – номинальные размеры составляющих звеньев;

ξ – передаточное отношение j-го составляющего звена. Для цепей с параллельными звеньями передаточные отношения равны:

$\xi_j = +1$ – для увеличивающих звеньев;

$\xi_j = -1$ – для уменьшающих звеньев;

m – количество звеньев.

5. Устанавливаются составляющие звенья с регламентированными, т.е. известными, допускаемыми отклонениями. К таким составляющим звеньям относятся подшипники качения, стопорные кольца и другие покупные и стандартные элементы, допуски на параметры которых установлены государственными стандартами, отраслевыми или ведомственными нормами.

6. Для регламентированных составляющих звеньев определяют допускаемые отклонения, допуск (TA_n), координату середины поля допуска (B_0A_n).

Таблица 8.1

Значение единицы допуска

Интервалы размеров, мм	До 3	3 – 6	6 – 10	10 – 18	18 – 30	30 – 50	50 – 80	80 – 120	120 – 180	180 – 250	250 – 315	315 – 400	400 – 500
I	0,54	0,73	0,90	1,08	1,3	1,56	1,85	2,17	2,53	2,89	3,23	3,54	3,89

7. Рассчитывают поле допуска j-го составляющего звена:

$$TA_j = ij \cdot \frac{TA_{\Delta} - \sum_{n=1}^{P} TAn}{\sum_{j=1}^{m-1-p} ij}, \qquad (18)$$

где ij – единица допуска для j-го звена (см. таблицу 8.1);

P – количество регламентированных звеньев.

8. Определим координату середины поля допуска j-го составляющего звена:

$$\Delta_0 Aj = \frac{TAj}{TA\Delta - \sum_{u=1}^{P} TAu} \cdot (\Delta_0 A_0 - \sum_{u=1}^{P} \xi u \Delta_0 \Delta u) \cdot \frac{1}{\xi_j}, \qquad (19)$$

где ξ_u – передаточное отношение u-го регламентированного звена.

9. Определим предельные отклонения составляющих звеньев:

$$ES(es)A_j = \Delta_0 A_j + \frac{TA_j}{2}, \qquad (20)$$

$$EI(ei)A_j = \Delta_0 A_j - \frac{TA_j}{2}. \qquad (21)$$

8.3.2 Пример расчета способом равных допусков

Дано: обеспечить требуемую величину зазора между упорными крышками и корпусом редуктора (рисунок 8.2) при следующих данных: $A_1 = 155$ мм; $A_2 = A_3 = 10$ мм; $A_4 = A_6 = 20$ мм; $A_5 = 50$ мм; подш.= 310, кл.точн. = 0.

Редуктор в сборе

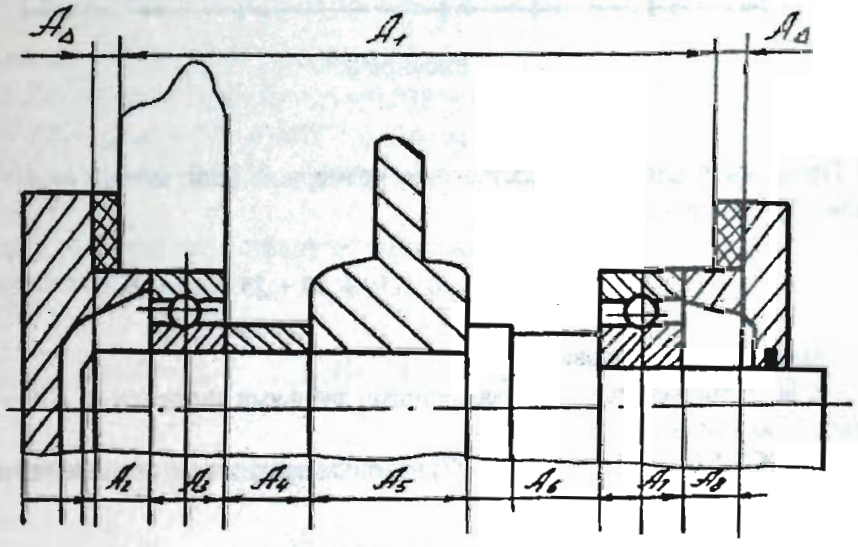


Рисунок 8.2

Решение:

1. Исходным звеном является размер A_Δ (с обеих сторон корпуса).

2. Служебное назначение требует, чтобы номинальный зазор между крышкой и корпусом редуктора A_Δ = 2,5 мм, а максимальный и минимальный соответственно 2,7 и 2,4 мм. Тогда $TA_\Delta = 2,7 - 2,4 = 0,3$ мм.

Для простоты расчета объединим зазоры в один. Тогда A_Δ = 5 мм; $A_{\Delta\,max}$ = =5,4 мм; $A_{\Delta\,min}$ = 4,8 мм; TA_Δ = 0,6 мм; ESA_Δ = +0,4 мм; E/A_Δ = – 0,2 мм.

Координата середины поля допуска исходного звена равна

$$\Delta_0 A_\Delta = ES\,A_\Delta - \frac{TA_\Delta}{2} = 0,4 - \frac{0,6}{2} = 0,1 \text{ мм}.$$

3. По ГОСТ 8338-75 [17] находим размер ширины подшипника (размеры A_3 и A_7) и строим размерную цепь (рисунок 8.3)

$$A_3 = A_7 = 25 \text{ мм}.$$

Линейная размерная цепь

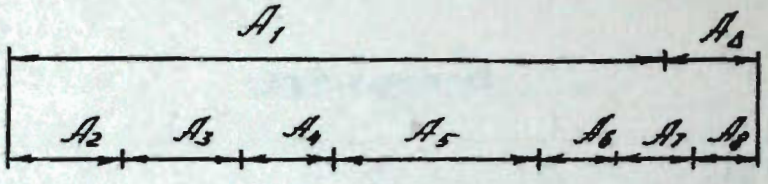


Рисунок 8.3

4. Проверка правильности составления размерной цепи: звена $A_2 \div A_8$ – увеличивающие, A_1 – уменьшающее. Тогда

$$-155 + 10 + 25 + 20 + 50 + 20 + 25 + 10 = 5,$$

т.е. цепочка составлена правильно.

5. Регламентированными составляющими звеньями являются A_3 и A_7 – размеры по ширине подшипников.

6. По ГОСТ 520-71 (СТ СЭВ774-77) находим предельные отклонения на ширину подшипника:

$es = 0$; $ei = -120$ мм;

$TA_4 = TA_3 = TA_7 = esA_3 - eiA_3 = 0 - (-120) = 120$ мкм $= 0,120$ мм;

$$A_3 = \Delta_0 A_7 = es\,A_3 - \frac{TA_3}{2} = 0 - \frac{0,120}{2} = 0,060 \text{ мм}.$$

7. Поля допусков составляющих звеньев рассчитываем в следующей последовательности:

– определяем сумму единиц допусков составляющих звеньев, кроме регламентированных:

$$\sum_{j=1}^{m-1-P} ij = i_1 + i_2 + i_4 + i_5 + i_6 + i_8 = 2,53 + 0,90 + 1,30 + 1,56 + 0,90 = 8,49;$$

– определяем поле допуска исходного звена без полей допусков регламентированных звеньев:

$$A_4 = \sum_{u=1}^{P} TA_4 = A_\Delta - (A_3 + A_7) = 0,6 - (0,120 + 0,120) = 0,360 \text{ мм};$$

– определяем постоянную величину:

$$a' = \frac{TA_\Delta - \sum_{u=1}^{P} TAu}{\sum_{j=1}^{m-1-P} ij} = \frac{0,360}{8,46} = 0,0425$$

– определяем поля допусков составляющих звеньев:

$TA_1 = i_1 \cdot a' = 2,53 \cdot 0,0425 = 0,1 = 0,8$ мм;
$TA_8 = TA_2 = i_2 \cdot a' = 0,90 \cdot 0,0425 = 0,038$ мм;
$TA_4 = TA_6 = i_4 \cdot a' = 1,3 \cdot 0,0425 = 0,056$ мм;
$TA_5 = i_5 \cdot a' = 1,56 \cdot 0,0425 = 0,064$ мм.

8. Определяем координату середины поля допуска исходного звена с учетом регламентированных звеньев:

$$\Delta_0 A_\Delta - \sum_{u=1}^{P} \xi_u \Delta_0 A_4 = \Delta_0 A_4 - (1 \cdot \Delta_0 A_3 + 1 \cdot \Delta_0 A_7) = 0,1 - (-0,060 - 0,060) = 0,220 \text{ мм};$$

Определим постоянную величину:

$$в = \frac{\Delta_0 A - \sum_{u=1}^{P} \xi_u \Delta_0 A_u}{TA_\Delta - \sum_{u=1}^{P} TA_u} = \frac{0,22}{0,36} = 0,61;$$

Определяем координату середины полей допусков составляющих звеньев:

$$\Delta_0 A_1 = \frac{1}{\xi_1} \cdot TA_1 \cdot в = (-1) \cdot 0{,}108 \cdot 0{,}61 = -0{,}66 \text{ мм};$$

$$\Delta_0 A_2 = \Delta_0 A_8 = \frac{1}{\xi_2} \cdot TA_2 \cdot в = 1 \cdot 0{,}038 \cdot 0{,}61 = +0{,}023 \text{ мм};$$

$$\Delta_0 A_4 = \Delta_0 A_6 = \frac{1}{\xi_4} \cdot TA_4 \cdot в = 1 \cdot 0{,}056 \cdot 0{,}61 = +0{,}034 \text{ мм}.$$

9. Предельные отклонения составляющих звеньев:

$esA_1 = \Delta_0 A_1 + 0{,}5 \cdot TA_1 = -0{,}066 + 0{,}5 \cdot 0{,}108 = -0{,}012$ мм;
$eiA_1 = \Delta_0 A_1 - 0{,}5 \cdot TA_1 = -0{,}066 + 0{,}5 \cdot 0{,}107 = -0{,}120$ мм;
$ESA_2 = ESA_8 = \Delta_0 A_2 + 0{,}5 \cdot TA_2 = 0{,}023 + 0{,}5 \cdot 0{,}038 = 0{,}042$ мм;
$EIA_2 = EIA_8 = \Delta_0 A_4 - 0{,}5 \cdot TA_2 = 0{,}023 - 0{,}5 \cdot 0{,}038 = 0{,}604$ мм;
$ESA_4 = ESA_6 = \Delta_0 A_4 + 0{,}5 \cdot TA_4 = 0{,}034 + 0{,}5 \cdot 0{,}056 = 0{,}062$ мм;
$EIA_4 = EIA_6 = \Delta_0 A_4 - 0{,}5 \cdot TA_4 = 0{,}034 - 0{,}5 \cdot 0{,}056 = 0{,}806$ мм;
$ESA_5 = \Delta_0 A_5 + 0{,}5 \cdot TA_5 = 0{,}040 + 0{,}5 \cdot 0{,}064 = 0{,}072$ мм;
$EIA_5 = \Delta_0 A_5 - 0{,}5 \cdot TA_5 = 0{,}040 + 0{,}5 \cdot 0{,}064 = 0{,}008$ мм;

8.4 Способ одной степени точности

В основе этого способа расчета принимается предположение, что все составляющие звенья размерной цепи могут быть выполнены с одинаковой степенью точности (по одному квалитету точности), т.е. допуски составляющих звеньев будут зависеть от номинальных значений звеньев.

Способ одной степени точности применяется в том случае, когда размеры составляющих звеньев значительно отличаются друг от друга.

8.4.1 Последовательность расчета

Пункты 1÷6 выполняются аналогично первому способу расчета.

7. Определяют количество единиц допусков, содержащихся в размерной цепи (коэффициент точности размерной цепи):

$$a = \frac{TA_\Delta - \sum_{u=1}^{P} TAu}{\sum_{j=1}^{m-1-P} ij}. \qquad (22)$$

8. По найденному значению a определяют квалитет точности, принимаем ближайшее меньшее значение a по ЕСДП СЭВ (таблица 8.2).

Таблица 8.2

Количество единиц допусков по квалитетам

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	600

9. По таблицам допусков назначают предельные отклонения на все составляющие звенья, кроме одного, следующим образом: для охватываемых звеньев как для основного вала h; для охватывающих звеньев как для основного отверстия H; для расстояний между осями – симметричное расположение поля допуска относительно номинала.

10. Определяют поле допуска – оставшегося звена из условия

$$TA_0 = \sum_{j=1}^{p} TA_j . \qquad (23)$$

11. Определяют координату середины поля допуска оставшегося звена из условия

$$\Delta_0 A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \, \Delta_0 A_j . \qquad (24)$$

12. Определяют предельные отклонения оставшегося звена (формулы 18, 19, 20).

8.4.2 Пример расчета способа одной степени точности

Задача та же, что и в предыдущем примере.

Пункты 1÷6 остаются теми же.

7. Количество единиц допуска в размерной цепи (коэффициент точности размерной цепи).

$$a = \frac{TA_\Delta - \sum_{u=1}^{p} TAu}{\sum_{j=1}^{m-1-p} ij} = \frac{0{,}360 \cdot 10^3}{8{,}49} = 42{,}5 .$$

8. По таблице 8.2 ближайшее меньшее число $a = 40$ (9-й квалитет).

9. Определяем предельные отклонения составляющих звеньев, кроме первого как наибольшего (в этом случае расширяют поле допуска наибольшего звена, так как точность размерной цепи завышается):

$a_{расш} = 42{,}5$; $a_{табл} = 40$;

звенья A_2; A_8 – охватывающие;

A_4; A_5; A_6 – охватываемые;

$A_2 = A_8 = 10^{+0{,}036} = 10H9$ $A_2 = \Delta_0 A_8 = 0{,}018$;

$A_4 = A_6 = 10_{-0,052} = 20h9$ $\quad A_4 = \Delta_0 A_6 = -0,026;$

$A_5 = 50_{-0,062} = 50h9$ $\quad A_5 = -0,031;$

10. Поле допуска первого звена:

$0,360 = TA_1 + 0,036 + 0,052 + 0,062 + 0,052 + 0,036;$

$TA_1 = 0,122$ мм.

Если сравнить поле допуска первого звена по 9-му квалитету, то для размера $A1$ (155 мм) допуск равен 0,1 мм, т.е. для наибольшего размера допуск увеличился на 0,022 мм, что является благоприятным с точки зрения выполнения точности размера A_1.

11. Координата середины поля допуска первого звена:

$$\Delta_0 A = -\Delta_0 A_1 + \Delta_0 A_2 + \Delta_0 A_3 + \Delta_0 A_4 + \Delta_0 A_5 + \Delta_0 A_6 + \Delta_0 A_7 + \Delta_0 A_8,$$

$0,1 = -\Delta_0 A_1 + 0,018 + (-0,060) + (-0,026) + (-0,031) + (0,026) + (0,060) + 0,018;$

$\Delta_0 A_1 = -0,267$ мм.

12. Предельные отклонения первого звена:

$$esA_1 = \Delta_0 A_1 + \frac{TA}{2} = -0,267 + 0,5 \cdot 0,122 = -0,206 \text{ мм};$$

$$eiA_1 = \Delta_0 A_1 - \frac{TA}{2} = -0,267 - 0,5 \cdot 0,122 = -0,328 \text{ мм}.$$

8.5 Обратная задача

Обратная задача при расчете размерных цепей самостоятельного значения не имеет и используется в производстве для проверки сборочных и подетальных цепей.

Обратная задача используется обычно при решении прямых задач для проверки правильности расчетов.

8.5.1 Последовательность расчета

1. Определяют номинальный размер исходного звена

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \cdot A_j \qquad (25)$$

2. Рассчитывают координату середины поля исходного звена:

$$\Delta_0 A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \Delta_0 A_j. \qquad (26)$$

3. Устанавливают величину поля допуска исходного звена:

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j . \qquad (27)$$

4. Определяют предельные отклонения исходного звена:

$$ESA_{\Delta} = \Delta_0 + \frac{TA_{\Delta}}{2}. \qquad (28)$$

$$ESA_{\Delta} = \Delta_0 - \frac{TA_{\Delta}}{2}. \qquad (29)$$

Сделаем проверку правильности расчетов при решении прямой задачи.

8.5.2 Способ равных полей допусков

1. Координаты середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_0 A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \Delta_0 A_j = -(0{,}066) + 0{,}023 + (-0{,}060) + 0{,}034 + 0{,}040 + 0{,}034 + 0{,}040 + 0{,}034 + (-0{,}060) + 0{,}023;$$

$\Delta_0 A_{\Delta} = +0{,}1$ мм.

2. Величина поля допуска замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = 0{,}108 + 0{,}038 + 0{,}120 + 0{,}056 + 0{,}067 + 0{,}056 + 0{,}120 + 0{,}038 = 0{,}6 \text{ мм}$$

Расчеты в первой задаче выполнены правильно.

8.5.3 Способ одной степени точности

1. Координата середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_0 A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j \Delta_0 A_j = -(0{,}267) + 0{,}018 + (-0{,}660) + 0{,}034 + 0{,}040 + 0{,}034 + 0{,}040 + 0{,}034 + (-0{,}060) + 0{,}023;$$

$\Delta_0 A_{\Delta} = +0{,}1$ мм.

2. Величина поля допуска замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = 0{,}108 + 0{,}038 + 0{,}120 + 0{,}056 + 0{,}064 + 0{,}056 + 0{,}120 + 0{,}038 = 0{,}6 \text{ мм}$$

Расчеты в первой задаче выполнены правильно.

8.6 Задачи

Рассчитать размерную цепь двумя методами и тремя способами по рисунку 8.4.

Линейная размерная цепь

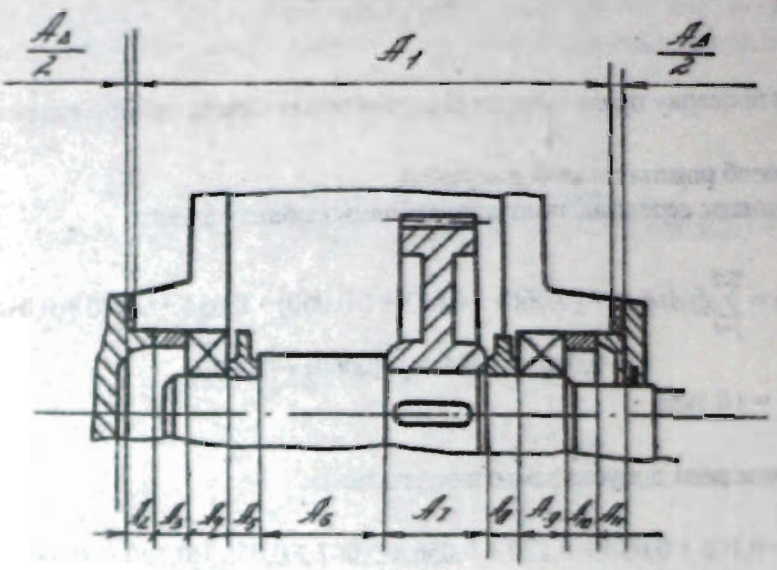


Рисунок 8.4

СПИСОК ОСНОВНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

2. Якушев А.И., Воронцов Л.Н, Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1987. – 351 с.

3. ГОСТ 6636-69. Номинальные линейные размеры.

4. ГОСТ 8032-84. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел.

5. ГОСТ 2.307-68 ЕСВД. Нанесение размеров и предельных отклонений.

6. ГОСТ 25346-82 ЕСДП. Общие, положения, ряды допусков и основных отклонений.

7. ГОСТ 25347-82 ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки.

8. ГОСТ 25348-82 ЕСДП. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм.

9. ГОСТ 25349-82 ЕСДП. Поля допусков деталей из пластмассы.

10. ГОСТ 25670-83. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов.

11. ГОСТ 8908-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов.

12. ГОСТ 25548-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Конусы и конические соединения. Термины и определения.

13. ГОСТ 25307-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Система допусков и посадок для конических соединений.

14. СТ СЭВ 157-75 (ГОСТ 24853-81). Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.

15. СТ СЭВ 774-77 (ГОСТ 520-89). Подшипники качения. Общие технические условия.

16. СТ СЭВ 773-77 (ГОСТ 3325-85). Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.

17. ГОСТ 8338-75. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.

18. ГОСТ 8724-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.

19. ГОСТ 4608-81. Резьба метрическая. Посадки с натягом.

20. СТ СЭВ 189-79 (ГОСТ 23360-78). Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

21. ГОСТ 1139-80. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры, допуски и измеряемые величины.

22. ГОСТ 6033-80. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°, Размеры, допуски и измеряемые величины.

23. Мягков В.Д., Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник. 6-е изд., ч.II. – Л.: Машиностроение, 1983.

24. ГОСТ 1643-81 (СТ СЭВ 641-77). Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.

25. ГОСТ 16319-80. Основные определения, используемые в теории размерных цепей.

26. ГОСТ 16320-80. Методы расчета размерных цепей.

Учебное издание

Жунусова Айман Шарапатовна
Жетесова Гульнара Сантаевна

Основы взаимозаменяемости

Редактор: С. Асылбекова

Подписано в печать 28.03.05. Формат 60x90/16. Усл. печ. л. 4,0.
Тираж 100 экз. Заказ 3090. Цена договорная.

Издательство КарГТУ. 100027, Караганда, Б. Мира, 56