МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯРОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

(ДГТУ)

Факультет «Энергетика и нефтегазопромышленность»

Кафедра «Машины и оборудование нефтегазового комплекса»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОСНОВАМ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

по дисциплине «Основы взаимозаменяемости»

По направлению 15.04.02 Технологические машины и оборудование

Программа Совершенствование элементов конструкций машин и оборудования нефтегазовых промыслов

Ростов-на-Дону

2022

Составители: доцент Лебедев А.Р

Содержит материалы по расчету и выбору допусков и посадок типовых соединений, расчету размерных цепей.

Приводится обоснование выбора средств измерений. Даны примеры схем измерения отклонений формы и расположения поверхностей деталей.

Предназначено для использования студентами технических специальностей 15.04.02 Технологические машины и оборудование при выполнении контрольных заданий.

ВВЕДЕНИЕ

Качество выпускаемых изделий зависит от точности их изготовления при надлежащей постановке контроля с помощью технических измерений.

Точность и ее контроль служат предпосылкой важнейшего свойства изделий — их взаимозаменяемости.

Взаимозаменяемостью изделий, их частей или других видов продукции (сырья, материалов, полуфабрикатов и т. д.) называют их свойство равноценно заменять при использовании любой из множества экземпляров изделий, их частей или иной продукции другим однотипным экземпляром.

Для обеспечения взаимозаменяемости изделий широко применяется их стандартизация. Стандартизация — это плановая деятельность по установлению обязательных правил, норм и условий, выполнение которых обеспечивает экономически оптимальное качество продукции, эффективность использования материальных ценностей при соблюдении требований безопасности.

Комплекс знаний и определенных навыков в вопросах взаимозаменяемости, стандартизации и метрологии является необходимой составной частью профессиональной подготовки специалистов — машиностроителей.

Пособие поможет молодым специалистам закрепить теоретические знания и практические навыки.

Таблица 1.1

Значения коэффициентов *k* и *m* с учетом длины *l* и диаметра *d*

l/d	*k*	*m*	*l/d*	*k*	*m*
0,4	0,409	0,641	1,0	0,895	0,963
0,5	0,533	0,729	1,1	0,932	0,942
0,6	0,638	0,893	1,2	0,972	0,972
0,7	0,723	0,948	1,3	0,990	0,990
0,8	0,729	0,972	1,4	1,012	1,012
0,9	0,849	0,976	1,5	1,050	1,050

Таблица 1.3

Допуск размеров до 500 мм , мкм

(Выдержка из ГОСТ 25346-89)

Квалитет		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Для интер-валов разме-ров, мм	До 3	2	3	4	6	10	14	25	40	60	120	140	250	400	600	1000
	Св. 3 ”6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	140	180	300	480	750	1200
	”6 ” 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
	”10 ”18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
	”18 ”30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
	”30 ”50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
	”50 ”80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
	”80 ”120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
	”120 ”180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
	”180 ”250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
	”250 ”315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
	”315 ”400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
	”400 ”500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	360	970	1550	2500	4000	6300

Таблица 1.4

Ряд значений основных отклонений отверстий, мкм (Выдержка из ГОСТ 25346-89)

Интервалы размеров, мм	Нижнее отклонение EI								Верхнее отклонение ES											Δ для квалитетов					
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	J_S	*K*	*K*	*M*	*M*	*N*	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*U*						
	Все квалитеты								До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	Свыше 7					3	4	5	6	7	8
До 3	+270	+140	+60	+20	+14	+6	+2	Предельные отклонения ±*IT*/2	0	0	–2	–2	–4	–4	–6	–10	–14	–	–18	0	0	0	0	0	0
Св. 3 до 6	+270	+140	+170	+30	+20	+10	+4		–1+Δ	–	–4+Δ	–4	–8+Δ	0	–12	–15	–19	–	–23	1	1,5	1	3	4	6
Св.6 до 10	+280	+150	+80	+40	+25	+13	+5		–1+Δ	–	–6+Δ	–6	–10+Δ	0	–15	–19	–23	–	–28	1	1,5	2	3	6	7
Св. 10 до 14	+290	+150	+95	+50	+32	+16	+6		–1+Δ	–	–7+Δ	–7	–12+Δ	0	–18	–23	–28	–	–33	1	2	3	3	7	9
Св. 14 до 18																									
Св. 18 до 24	+300	+160	+110	+65	+40	+20	+7		–2+Δ	–	–8+Δ	–8	–15+Δ	0	–22	–28	–35	–	–41	1,5	2	3	4	8	12
Св. 24 до 30																		–41	–48						
Св. 30 до 40	+310	+170	+120	+80	+50	+25	+9		–2+Δ	–	–9+Δ	–9	–17+Δ	0	–26	–34	–43	–48	–60	1,5	3	4	5	9	14
Св. 40 до 50	+320	+180	+130															–54	–70						
Св. 50 до 65	+340	+190	+140	+100	+60	+30	+10		–2+Δ	–	–11+Δ	–11	–20+Δ	0	–32	–41	–53	–66	–87	2	3	5	6	11	16
Св. 65 до 80	+360	+200	+150													–43	–59	–75	–102						
Св. 80 до 100	+380	+220	+170	+120	+72	+36	+12		–3+Δ	–	–13+Δ	–13	–23+Δ	0	–37	–51	–71	–91	–124	2	4	5	7	13	19
Св. 100 до 120	+410	+240	+180													–54	–79	–104	–144						
Св. 120 до 140	+460	+260	+200	+145	+85	+43	+14		–3+Δ	–	–15+Δ	–15	–27+Δ	0	–43	–63	–92	–122	–170	3	4	6	7	15	23
Св. 140 до 160	+520	+280	+210													–65	–100	–134	–190						
Св. 160 до 180	+580	+310	+230													–68	–108	–146	–210						
Св. 180 до 200	+660	+340	+240	+170	+100	+50	+15		–4+Δ	–	–17+Δ	–17	–31+Δ	0	–50	–77	–122	–166	–236	3	4	6	9	17	26
Св. 200 до 225	+740	+380	+260													–80	–130	–180	–258						
Св. 225 до 250	+820	+420	+280													–84	–140	–196	–284						
Св. 250 до 280	+920	+480	+300	+190	+110	+56	+17		–4+Δ	–	–20+Δ	–20	–34+Δ	0	–56	–94	–158	–218	–315	4	4	7	9	20	29
Св. 280 до 315	+1050	+540	+330													–98	–170	–240	–350						
Св. 315 до 355	+1200	+600	+360	+210	+125	+62	+18		–4+Δ	–	–21+Δ	–21	–37+Δ	0	–62	–108	–190	–268	–390	4	5	7	11	21	32
Св. 355 до 400	+1350	+680	+400													–114	–208	–294	–435						
Св. 400 до 450	+1500	+760	+440	+230	+135	+68	+20		–5+Δ	–	–23+Δ	–23	–40+Δ	0	–68	–126	–232	–330	–490	5	5	7	13	23	24
Св. 450 до 500	+1650	+840	+480													–132	–252	–360	–540						

Отклонения от *P* до *U* до 7 квалитета, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ

Таблица 1.5

Ряд значений основных отклонений валов, мкм

(Выдержка из ГОСТ 25346-89)

Интервалы размеров, мм	Нижнее отклонение es									Верхнее отклонение ei										
	a	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*		*k*	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*t*	*u*	*x*	*z*
	Все квалитеты									от 4 до 7	от 3 св. 7	Все квалитеты								
До 3	–270	–140	–60	–20	–14	–6	–2	0	Предельные отклонения ±*IT*/2	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	–	+18	+20	+26
Св. 3 до 6	–270	–140	–70	–30	–20	–10	–4	0		+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	–	+23	+28	+35
" 6 " 10	–280	–150	–80	–40	–25	–13	–5	0		+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	–	+28	+34	+42
" 10 " 14	–290	–150	–95	–50	–32	–16	–6	0		+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	–	+33	+40	+50
" 14 " 18																			+45	+60
" 18 " 24	–300	–160	–110	–65	–40	–20	–7	0		+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	–	+41	+54	+73
" 24 " 30																	+41	+48	+64	+88
" 30 " 40	–310	–170	–120	–80	–50	–25	–9	0		+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+80	+112
" 40 " 50	–320	–180	–130														+54	+70	+97	+136
" 50 " 65	–340	–190	–140	–100	–60	–30	–10	0		+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+122	+172
" 65 " 80	–360	–200	–150												+43	+59	+75	+102	+146	+210
" 80 " 100	–380	–220	–170	–120	–72	–36	–12	0		+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+178	+258
" 100 " 120	–410	–240	–180												+54	+79	+104	+144	+210	+310
" 120 " 140	–460	–260	–200	–145	–85	–43	–14	0		+3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+248	+365
" 140 " 160	–520	–280	–210												+65	+100	+134	+199	+280	+415
" 160 " 180	–580	–310	–230												+68	+108	+146	+210	+310	+465
" 180 " 200	–660	–340	–240	–170	–100	–50	–15	0		+4	0	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+350	+520
" 200 " 225	–740	–380	–260												+80	+130	+180	+258	+385	+575
" 225 " 250	–820	–420	–280												+84	+140	+196	+284	+425	+640
" 250 " 280	–920	–480	–300	–190	–110	–56	–17	0		+4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+475	+710
" 280 " 315	–1050	–540	–330												+98	+170	+240	+350	+525	+790
" 315 " 355	–1200	–600	–360	–210	–125	–62	–18	0		+4	0	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+590	+900
" 355 " 400	–1350	–680	–400												+114	+208	+294	+435	+660	+1000
" 400 " 450	–1500	–760	–440	–230	–135	–68	–20	0		+5	0	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+740	+1100
" 450 " 500	–1650	–840	–480												+132	+252	+360	+540	+820	+1250

1. Расчет и выбор посадок с натягом

Посадки с натягом рассчитываются для обеспечения прочности соединения. Определяется минимальный допустимый натяг [N_{min}], необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок и максимальный допустимый натяг [N_{max}], при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации [2].

При расчетах используются выводы задачи Ляме (определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах).

При расчетах посадок с натягом можно придерживаться следующей последовательности.

1.3.1. По известным значениям внешних нагрузок ($R_{ос}$, $M_{кр}$) и размерам соединения (d и l) определяется требуемое минимальное удельное давление на контактных поверхностях соединения [p_{min}] (см. рис. 1.4):

$$[p_{min}] = \frac{2M_{кр}}{\pi d^2 l f}; \qquad (1.12)$$

— при действии $R_{ос}$

$$[p_{min}] = \frac{R_{ос}}{\pi d^2 l f}, \qquad (1.13)$$

где $R_{ос}$ — продольная осевая сила; $M_{кр}$ — крутящий момент; l — длина контакта сопрягаемых поверхностей; f — коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания.

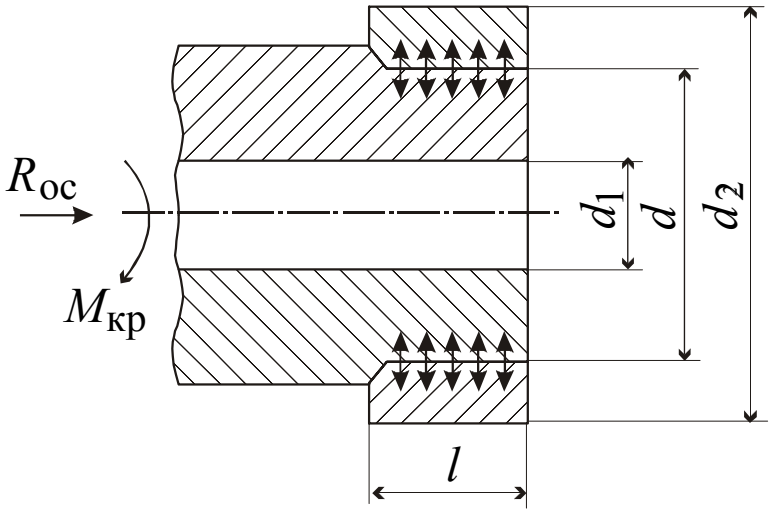

Рис. 1.4. Эскиз к расчету посадок с натягом

В расчетах для деталей из стали и чугуна приближенно можно принять $f \approx 0{,}085$ (при запрессовке) и $f \approx 0{,}14$ (при сборке с нагревом охватывающей детали или охлаждением охватываемой) [1].

1.3.2. По полученным значениям $[p_{\min}]$ определяется необходимая величина наименьшего расчетного натяга $N'_{\min}$:

$$N'_{\min} = [p_{\min}]d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right), \qquad (1.14)$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материалов соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (втулки) деталей; C_1 и C_2 — коэффициенты Ляме, определяемые по формулам:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \qquad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \qquad (1.15)$$

где d, d_1, d_2 — см. рис.1.4; 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 стальных деталей $E = (1{,}96 \ldots 2)\cdot 10^{11}$ Па и $\mu = 0{,}3$; для чугунных деталей $E = (0{,}74 \ldots 1{,}05)\cdot 10^{11}$ Па и $\mu = 0{,}25$.

1.3.3. В процессе сборки соединений неровности на контактных поверхностях деталей сминаются, в соединении уменьшается натяг и соответственно прочность соединения. Согласно рекомендациям [1] поправка ***u*** на смятие неровностей определяется по следующим формулам:

— для материалов с различными механическими свойствами

$$u = 2(k_1 Rz_1 + k_2 Rz_2); \qquad (1.16)$$

— для материалов с одинаковыми механическими свойствами

$$u = 2k(Rz_1 + Rz_2), \qquad (1.17)$$

где k, k_1, k_2 — коэффициенты, учитывающие смятие неровностей на сопрягаемых поверхностях отверстия втулки и вала; Rz_1 и Rz_2 — высота неровностей на контактных поверхностях отверстия втулки и вала.

При малых Rz следует выбирать меньшие значения k, k_1, k_2.

При механической запрессовке с нормальной температурой без смазки $k = 0{,}25 \ldots 0{,}5$; со смазкой $k = 0{,}25 \ldots 0{,}35$.

При сборке с нагревом охватывающей детали $k = 0{,}4...0{,}5$, с охлаждением вала $k = 0{,}6...0{,}7$.

Размеры деталей соединения с натягом, как правило, имеют допуски 6-го — 8-го квалитетов.

При механической запрессовке наибольшая прочность соединения достигается при шероховатости Rz 3,2...12,5 мкм, а при сборке с охлаждением вала или нагревом — Rz 6,3...20 мкм.

1.3.4. Определяется минимальный допустимый натяг $[N_{min}]$ с учетом поправки u к N'_{min}:

$$[N_{min}] = N'_{min} + u. \qquad (1.18)$$

1.3.5. На основе теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допускаемое удельное давление $[p_{max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве $[p_{max}]$ берется наименьшее из двух значений:

$$p_1 = 0{,}58\sigma_{T_1}\left[1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]; \qquad (1.19)$$

$$p_2 = 0{,}58\sigma_{T_2}\left[1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right], \qquad (1.20)$$

где σ_{T_1} и σ_{T_2} — предел текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей.

1.3.6. Рассчитывается наибольший расчетный натяг:

$$N'_{max} = [p_{max}]d\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right). \qquad (1.21)$$

1.3.7. Определяется максимальный допустимый натяг с учетом поправки u:

$$[N_{max}] = N'_{max} + u. \qquad (1.22)$$

1.3.8. По ГОСТ 25347-82 или табл. 1.6 выбирается предпочтительная посадка в системе отверстия, исходя из условия:

$N_{max} \le [N_{max}]$; (1.23) $N_{min} > [N_{min}]$. (1.24)

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 1.2.

Таблица 1.7

Исходные данные для выбора посадок с натягом

№ варианта	Геометрические размеры сопряжения, мм			Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м	Материал деталей (Марка стали)
	d	l	d_2		
01	50	40	90	250	Сталь 35
02	80	35	160	280	–"– 45
03	120	40	240	600	–"– 45
04	100	40	240	270	–"– 45
05	50	28	80	350	–"– 45
06	120	25	240	600	–"– 40Г
07	100	28	240	270	–"– 45
08	80	45	160	280	–"– 50
09	150	55	250	1000	–"– 35
10	200	65	280	1200	–"– 30
11	62	85	1000	900	–"– 40
12	72	90	1000	1600	–"– 45
13	80	120	1000	2000	–"– 40
14	85	120	1000	2000	–"– 30
15	90	120	1000	4000	–"– 45
16	100	140	1000	9000	–"– 35
17	110	150	1000	40000	–"– 30
18	150	180	1000	9000	–"– 40
19	175	250	1000	40000	–"– 45
20	200	320	1000	18000	–"– 35
21	62	20	1000	300	–"– 30
22	72	25	1000	300	–"– 20
23	90	35	1000	1200	–"– 15
24	110	40	1000	1600	–"– 45
25	120	45	1000	1700	–"– 40Г

Продолжение табл. 1.7

№ варианта	Геометрические размеры сопряжения, мм			Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м	Материал деталей (Марка стали)
	d	l	d_2		
26	100	40	1000	1500	Сталь 35
27	150	50	1000	2000	–"– 45
28	120	28	1000	1000	–"– 35
29	80	22	1000	700	–"– 30
30	170	55	1000	2100	–"– 20
31	150	100	1000	1800	–"– 35
32	180	200	1000	4000	–"– 35
33	150	140	1000	3600	–"– 30
34	240	180	1000	6000	–"– 45
35	60	45	1000	250	–"– 45
36	180	120	1000	3000	–"– 45
37	300	300	1000	25000	–"– 45
38	160	120	1000	3000	–"– 35
39	80	55	1000	280	–"– 45
40	200	40	1000	2600	–"– 35
41	60	50	90	200	–"– 45
42	120	200	250	6000	–"– 40
43	150	200	250	6000	–"– 45
44	130	200	240	6000	–"– 35
45	50	15	80	100	–"– 40
46	80	35	160	280	–"– 45
47	180	170	720	3000	–"– 45
48	100	25	120	200	–"– 35
49	105	100	210	3000	–"– 45
50	125	135	170	3000	–"– 45
51	100	25	120	300	–"– 45

Продолжение табл. 1.7

№ варианта	Геометрические размеры сопряжения, мм			Крутящий момент $M_{кр}$, Нм	Материал деталей
	d	l	d_2		
52	80	125	120	1000	Сталь 45
53	150	30	200	900	–"– 15Г
54	120	30	240	600	–"– 20Г
55	200	100	250	5000	–"– 35
56	200	70	300	3500	–"– 35
57	180	80	270	3000	–"– 30Г
58	190	80	250	2500	–"– 40Г
59	190	40	250	1400	–"– 35
60	220	45	300	2500	–"– 35
61	100	100	240	3000	–"– 45
62	50	45	80	300	–"– 45
63	80	195	160	2500	–"– 45
64	110	120	220	3000	–"– 45
65	90	100	180	1800	–"– 40
66	120	100	210	2500	–"– 45
67	140	140	280	1800	–"– 35
68	105	100	210	2000	–"– 45
69	120	140	240	1600	–"– 45
70	100	120	240	2500	–"– 40Г
71	50	55	150	350	–"– 45
72	80	85	320	1000	–"– 45
73	150	130	600	6000	–"– 40
74	100	100	400	1800	–"– 35
75	175	135	700	3000	–"– 45
76	180	170	720	10000	–"– 45
77	100	100	400	2000	–"– 30

Окончание табл. 1.7

№ варианта	Геометрические размеры сопряжения, мм			Крутящий момент $M_{кр}$, Нм	Материал деталей
	d	l	d_2		
78	150	130	600	3000	Сталь 40
79	120	125	480	3000	–"– 45
80	120	90	480	6000	–"– 45
81	100	100	1000	2700	–"– 15
82	50	45	1000	250	–"– 35
83	120	180	1000	6000	–"– 35
84	210	190	1000	10000	–"– 20
85	200	180	1000	15000	–"– 35
86	120	100	1000	4500	–"– 30
87	150	140	1000	6000	–"– 35
88	210	200	1000	15000	–"– 35
89	200	200	1000	10000	–"– 40
90	80	55	1000	500	–"– 45
91	60	50	90	200	–"– 40
92	120	180	240	4000	–"– 45
93	150	200	250	6000	–"– 40
94	175	200	245	2000	–"– 45
95	180	200	270	3000	–"– 45
96	120	200	240	4000	–"– 35
97	100	100	200	2000	–"– 30
98	190	150	250	2000	–"– 45
99	80	50	160	300	–"– 35
00	120	150	240	3000	–"– 40Г

Задание 1

Выберите из табл.1.7 в соответствии с двумя последними цифрами зачетной книжки номер варианта, а по нему геометрические размеры сопряжения, значение крутящего момента в месте сопряжения, материал сопрягаемых деталей. По предложенной (или иной) методике рассчитайте и выберите посадку с натягом; определите предельные отклонения и допуски размеров сопрягаемых деталей, а также наибольший и наименьший натяги и допуск натяга в соединении; постройте схему расположения полей допусков выбранной посадки (см. рис. 1.5) и проставьте предельные отклонения в мкм; определите средний $N_{ср}$, вероятностные максимальный $N^{в}_{max}$ и минимальный $N^{в}_{min}$ натяги соединения. Вычертите эскиз соединения с натягом и проставьте на нем обозначения посадки (см. рис. 1.6).

Примечания:

1. Сборка сопрягаемых деталей соединения выполняется под прессом; коэффициент трения принять равным $f = 0{,}085$;

2. $d_1 = 0$ (вал сплошной).

Пример расчета и выбора посадки с натягом

Задание

Выбрать стандартную посадку с натягом для соединения с геометрическими размерами ($d = 150$ мм; $d_2 = 250$ мм; $d_1 = 0$ мм; $l = 180$ мм), воспринимающего крутящий момент 9000 Н·м. Детали соединения выполнены из стали 45 ($E_D = E_d = 2\cdot10^{11}$ Па; $\mu_D = \mu_d = 0{,}3$; $\sigma_{TD} = \sigma_{Td} = \sigma_T = 35\cdot10^7$ Па). Детали соединяются прессованием ($f = 0{,}085$).

Решение

Определяем:

— предельное минимальное удельное давление $[p_{min}]$

$$[p_{min}] = \frac{2M_{кр}}{\pi d^2 l f} = \frac{2\cdot 9000}{3{,}14\cdot 0{,}15^2\cdot 0{,}18\cdot 0{,}085} = 1{,}67\cdot 10^7 \text{ Па};$$

— коэффициенты Ляме C_D и C_d

$$C_D = \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D = \frac{1+\left(\frac{150}{250}\right)^2}{1-\left(\frac{150}{250}\right)^2} + 0{,}3 = 2{,}43\ ;$$

$$C_d = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_d = 1 - 0{,}3 = 0{,}7\,;$$

— наименьший расчетный натяг

$$N'_{\min} = [p_{\min}]d\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right) = 1{,}67\cdot 10^7 \cdot 0{,}15\left(\frac{2{,}43}{2\cdot 10^{11}} + \frac{0{,}7}{2\cdot 10^{11}}\right) =$$

$= 3{,}92\cdot 10^{-5}$ м; $N'_{\min} = 39{,}2$ мкм.

Рассчитываем поправку, учитывающую смятие микронеровностей на поверхности контактных поверхностей деталей при образовании соединения [1,2], используя формулу (1.17):

$$u = 2k(Rz_D + Rz_d) = 2\cdot 0{,}4\cdot(8 + 8) = 12{,}8 \text{ мкм.}$$

где k — коэффициент, учитывающий величину смятия неровностей отверстия втулки и вала (при механической запрессовке $k = 0{,}4$).

Rz_D, Rz_d — соответственно шероховатость поверхности отверстия и вала. Согласно рекомендациям [1] $Rz_D = Rz_d = 8$ мкм.

Вычисляем минимальный допустимый натяг по формуле (1.18):

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + u = 39{,}2 + 12{,}8 = 52 \text{ мкм.}$$

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

$$[p_1] = 0{,}58\sigma_{T_1}\left(1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right); \qquad [p_2] = 0{,}58\sigma_{T_2}\left(1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right).$$

Подставляя известные значения, получаем:

$[p_1] = 0{,}58\cdot 35\cdot 10^7 = 1{,}93\cdot 10^8$ Па;

$$[p_2] = 0{,}58\cdot 35\cdot 10^7\left(1-\left(\frac{150}{250}\right)^2\right) = 1{,}3\cdot 10^8 \text{ Па,}$$

следовательно, $[p_{\max}] = 1{,}3\cdot 10^8$ Па.

Определяем наибольший расчетный натяг $N'_{\max}$:

$$N'_{\max} = [p_{\max}]d\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right) = 1{,}3 \cdot 10^8 \cdot 0{,}15\left(\frac{2{,}43}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0{,}7}{2 \cdot 10^{11}}\right) =$$

$= 3{,}05 \cdot 10^{-4}$ м; $N'_{\max} = 305$ мкм.

Рассчитываем максимальный допустимый натяг $[N_{\max}]$ с учетом поправки u на смятие неровностей контактных поверхностей вала и втулки [1]:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} + u = 305 + 12{,}8 = 317{,}8 \text{ мкм.}$$

Выбираем по ГОСТ 25347-82 или из табл. 1.6 предпочтительную или рекомендуемую посадку в системе отверстия, для которой должны выполняться условия

$N_{\max} \le [N_{max}]$ и $N_{\min} > [N_{\min}]$

Предпочтительная посадка $\varnothing 150\ \dfrac{H7}{s6}\left(\dfrac{+0{,}040}{+0{,}125}{+0{,}100}\right)$

Характеристики этой посадки:

— максимальный натяг: $N_{\max} = es - EI = 0{,}125 - 0 = 0{,}125$ мм;

— минимальный натяг: $N_{\min} = ei - ES = 0{,}100 - 0{,}040 = 0{,}060$ мм.

Проверяем посадку на выполнение условий:

$N_{\max} = 0{,}125$ мм; $[N_{\max}] = 0{,}3178$ мм; $N_{\max} < [N_{\max}]$.

$N_{\min} = 0{,}060$ мм; $[N_{\min}] = 0{,}052$ мм; $N_{\min} < [N_{\min}]$.

Условия выполнены. Окончательно принимаем посадку $\varnothing 150\ \dfrac{H7}{s6}$.

Определяем предельные отклонения и допуски сопрягаемых деталей, а также допуск натяга в соединении:

— отверстие $\varnothing 150H7$:

$ES = +0{,}040$ мм; $EI = 0$ мм; $T_D = ES - EI = 0{,}040 - 0 = 0{,}040$ мм;

— вал $\varnothing 150s6$:

$es = +0{,}125$ мм; $ei = +0{,}100$ мм; $T_d = es - ei = 0{,}125 - 0{,}100 = 0{,}025$ мм;

— допуск натяга соединения $\varnothing 150\ \dfrac{H7}{s6}$:

$N_{\min} = ei - ES = 0{,}100 - 0{,}040 = 0{,}060$ мм;

$N_{\max} = es - EI = 0{,}125 - 0 = 0{,}125$ мм;

$T_N = N_{\max} - N_{\min} = 0{,}125 - 0{,}060 = 0{,}065$ мм.

Определяем средний $N_{ср}$, вероятностный максимальный $N^{в}_{max}$ и вероятностный минимальный $N^{в}_{min}$ натяги [2].

$$N_{ср} = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{0{,}125 + 0{,}060}{2} = 0{,}093 \text{ мм};$$

$$N^{в}_{max} = N_{ср} + 0{,}5\sqrt{T_D^{\,2} + T_d^{\,2}} = 0{,}093 + 0{,}5\sqrt{0{,}040^2 + 0{,}025^2} = 0{,}116 \text{ мм};$$

$$N^{в}_{min} = N_{ср} - 0{,}5\sqrt{T_D^{\,2} + T_d^{\,2}} = 0{,}093 - 0{,}5\sqrt{0{,}040^2 + 0{,}025^2} = 0{,}069 \text{ мм}.$$

Предельные размеры сопрягаемых деталей:

— отверстие ∅150*H*7:

$D_{max} = D + ES = 150 + 0{,}040 = 150{,}040$ мм;

$D_{min} = D + EI = 150 + 0 = 150$ мм;

— вал ∅150*s*6:

$d_{max} = d + es = 150 + 0{,}125 = 150{,}125$ мм;

$d_{min} = d + ei = 150 + 0{,}100 = 150{,}100$ мм.

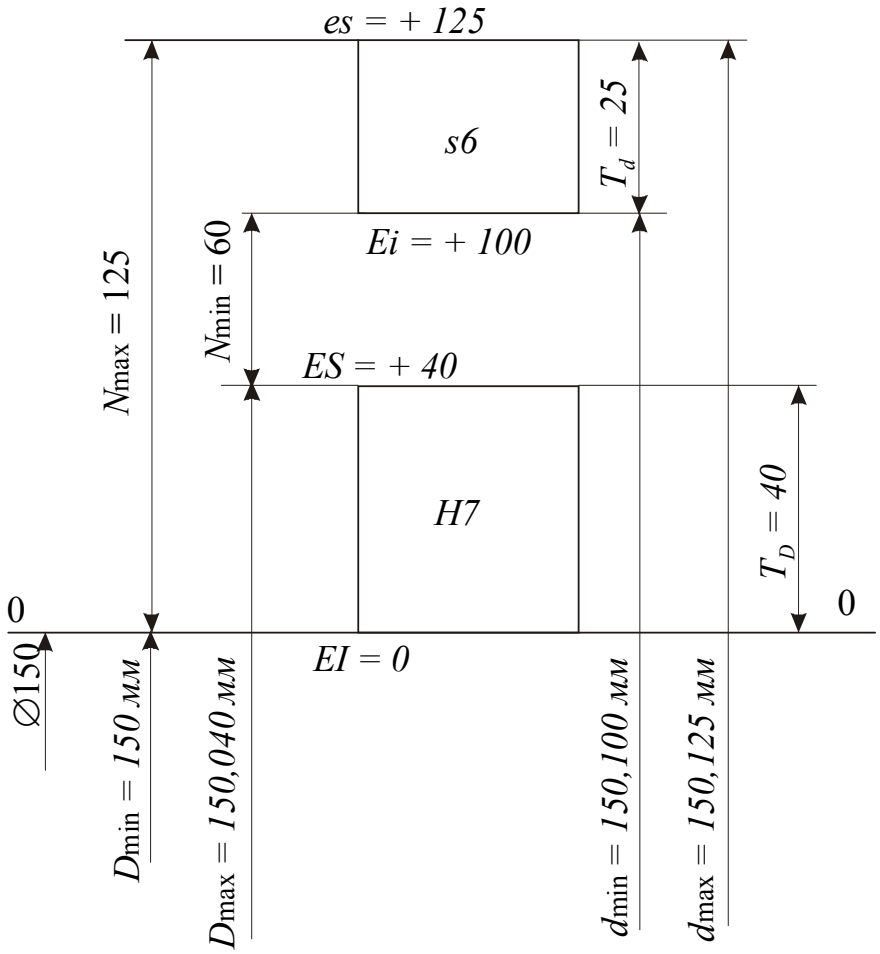

Рис. 1.5. Схема расположения полей допусков и предельных размеров посадки $\varnothing 150 \dfrac{H7}{s6}$

1.2. Расчет исполнительных размеров гладких калибров

Годность деталей с допуском от IT6 до IT17 часто проверяют предельными калибрами. Этими калибрами контролируются размеры гладких цилиндрических, конусных, резьбовых и шлицевых деталей, глубин и высот выступов, а также расположение поверхностей и другие параметры. С помощью предельных калибров определяют не числовое значение контролируемых параметров, а годность детали, то есть выясняют находится ли действительный размер детали между заданными предельными размерами. Рабочие калибры (пробки и скобы) состоят из проходных ***Р-ПР*** и непроходных ***Р-НЕ*** калибров. Для установки регулируемых калибров-скоб применяют контрольные калибры ***К-И***, ***К-РП***, ***К-НЕ***.

Согласно ГОСТ 24853-81 для гладких калибров установлены следующие допуски на изготовление:

H — рабочие калибры-пробки для отверстий (H_S — те же калибры, но со сферическими измерительными поверхностями);

H_1 — калибры-скобы для валов;

H_p — контрольные калибры для скоб (рис. 1.8).

Для проходных калибров, которые в процессе контроля изнашиваются, кроме допуска на изготовление, предусматривается допуск на износ. Для размеров до 500 мм износ калибров ***Р-ПР*** с допуском до $IT8$ включительно может выходить за границу поля допуска детали на величину y для пробок и y_1 для скоб; для калибров ***Р-ПР*** с допусками от $IT9$ до $IT17$ износ ограничивается проходным пределом, то есть $y = y_1 = 0$.

Для всех проходных калибров поля допусков $H(H_S)$ и H_1 сдвинуты внутрь поля допуска изделия на величину z для калибров-пробок и z_1 для калибров-скоб.

При номинальных размерах свыше 180 мм поле допуска непроходного калибра сдвигается внутрь поля допуска детали на величину α для пробок и α_1 для скоб.

Данные из ГОСТ 24853-81 приведены в табл.1.10. Исполнительными называют предельные размеры калибра, по которым изготавливают новый калибр. На чертеже скобы проставляют наименьший предельный размер с положительным отклонением равным допуску H_1; для пробки и контрольного калибра — их наибольший предельный размер с отрицательным отклонением.

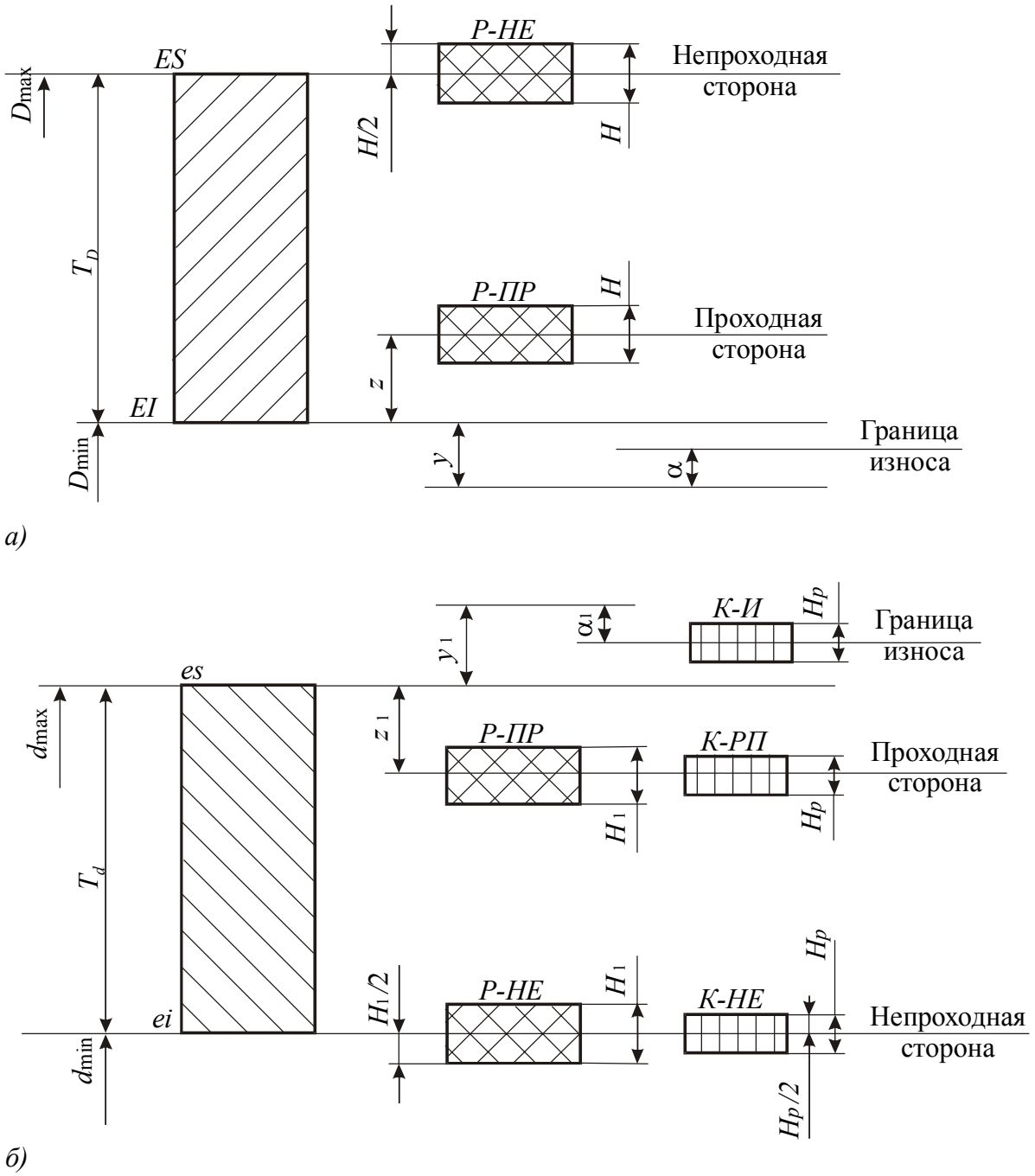

Рис. 1.8. Схема расположения полей допусков калибров:
а — для отверстия; б — для вала

Наибольший размер проходного нового калибра-пробки

$$Р\text{-}ПР_{\max} = D_{\min} + z + H/2; \qquad (1.34)$$

наименьший размер проходного нового калибра-пробки

$$Р\text{-}ПР_{\min} = D_{\min} + z - H/2; \qquad (1.35)$$

наименьший размер изношенного проходного калибра-пробки

$$Р\text{-}ПР_{изн} = D_{\min} - y + \alpha; \qquad (1.36)$$

Таблица 1.10

Допуски и отклоненния гладких калибров, мкм

(Выдержка из ГОСТ 24853-81)

Квалитеты допусков изделий	Обозначения	Интервалы размеров, мм					
		Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315
6	z	2,5	2,5	3	4	5	6
	y	2	2	3	3	4	5
	α, α_1	0	0	0	0	2	3
	z_1	3,5	4	5	6	7	8
	y_1	3	3	4	4	5	6
	H, Hs	2,5	3	4	5	7	8
	H_1	4	5	6	8	10	12
	Hp	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6
7	z, z_1	3,5	4	5	6	7	8
	y, y_1	3	3	4	4	6	7
	α, α_1	0	0	0	0	0	3
	H,H_1	4	5	6	8	10	12
	Hs	2,5	3	4	5	7	8
	Hp	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6
8	z, z_1	6	7	8	9	12	14
	y, y_1	5	5	6	6	7	9
	α, α_1	0	0	0	0	4	6
	H	4	5	6	8	10	12
	H_1	7	8	10	12	14	16
	$HsHp$	2,5	3	4	5	7	8
9	z, z_1	11	13	15	18	21	24
	y, y_1	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	4	6
	$H,$	4	5	6	8	10	12
	H_1	7	8	10	12	14	16
	$HsHp$	2,5	3	4	5	7	8

наибольший размер непроходного нового калибра-пробки

$$Р\text{-}НЕ_{max} = D_{max} + H/2 - \alpha; \quad (1.37)$$

наименьший размер непроходного калибра-пробки

$$Р\text{-}НЕ_{min} = D_{max} - H/2 - \alpha; \quad (1.38)$$

наибольший размер проходного нового калибра-скобы

$$Р\text{-}ПР_{max} = d_{max} - z_1 + H_1/2; \quad (1.39)$$

наибольший размер изношенного проходного калибра-скобы

$$Р\text{-}ПР_{изн.} = d_{max} + y_1 - \alpha_1; \quad (1.40)$$

наименьший размер проходного нового калибра-скобы

$$Р\text{-}ПР_{min} = d_{max} - z_1 - H_1/2; \quad (1.41)$$

наибольший размер непроходного калибра-скобы

$$Р\text{-}НЕ_{max} = d_{min} + H_1/2 + \alpha_1; \quad (1.42)$$

наименьший размер непроходного калибра-скобы

$$Р\text{-}НЕ_{min} = d_{min} - H_1/2 + \alpha_1. \quad (1.43)$$

Размеры контрольных калибров:

$$К\text{-}РП_{max} = d_{max} - z_1 + H_p/2; \quad (1.44)$$

$$К\text{-}РП_{min} = d_{max} - z_1 - H_p/2; \quad (1.45)$$

$$К\text{-}НЕ_{max} = d_{min} + H_p/2 + \alpha_1; \quad (1.46)$$

$$К\text{-}НЕ_{min} = d_{min} - H_p/2 + \alpha_1; \quad (1.47)$$

$$К\text{-}И_{max} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 + H_p/2; \quad (1.48)$$

$$К\text{-}И_{min} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 - H_p/2. \quad (1.49)$$

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 1.4.

Задание 1.2

Рассчитайте размеры калибров (пробок и скоб) для контроля деталей соединения с зазором по заданию 1.1 или соединение с натягом по заданию 1.2. Постройте схемы расположения полей допусков контролируемых деталей, рабочих и контрольных калибров (см. рис. 1.9). Определите размеры калибров, проставляемые на чертежах.

Пример расчета исполнительных размеров гладких калибров

Задание

Определить предельные размеры и размеры, проставляемые на чертежах, калибров для контроля деталей соединения с зазором ∅120*H*7/*f*7 и контрольных калибров к рабочим калибрам-скобам. Построить схему расположения полей допусков контролируемых деталей, рабочих и контрольных калибров.

Решение

Предельные размеры, предельные отклонения деталей берем из примера задания 1.

Отверстие ∅120*H*7: $ES = +0{,}035$ мм; $EI = 0$; $D_{max} = 120{,}035$ мм; $D_{min} = 120$ мм.

Вал ∅120*f*7: $es = -0{,}036$ мм; $ei = -0{,}71$ мм; $d_{max} = 119{,}964$ мм; $d_{min} = 119{,}929$ мм.

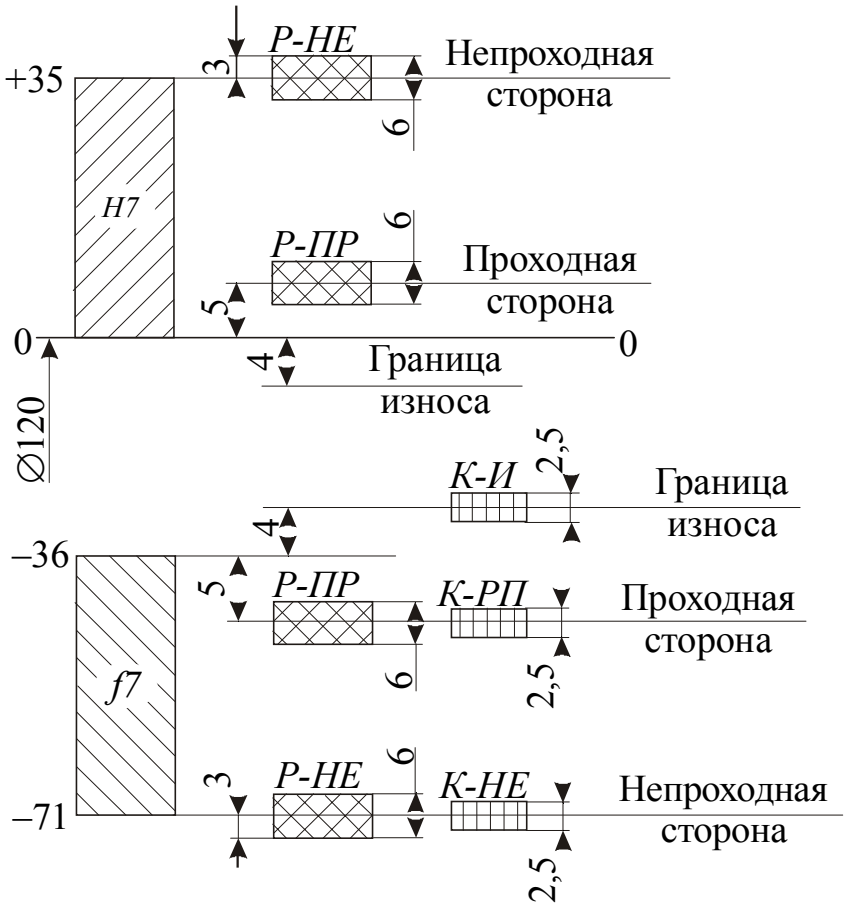

Рис. 1.9. Схема расположения полей допусков рабочих и контрольных калибров

По ГОСТ 24853-81 или табл.1.10 выбираем, допуски и предельные отклонения калибров.

Калибры для отверстия ∅120*H*7: $z = 5$ мкм; $H = 6$ мкм; $y = 4$ мкм; $\alpha = 0$.

Калибры для вала ∅120*f*7 и контрольные калибры: $z_1 = 5$ мкм; $H_1 = 6$ мкм; $y_1 = 4$ мкм; $H_p = 2{,}5$ мкм; $\alpha_1 = 0$.

Определяем предельные размеры калибров и контрольных калибров.

Калибры для отверстия:

$P\text{-}ПР_{max} = D_{min} + z + H/2 = 120 + 0{,}005 + 0{,}003 = 120{,}008$ мм;

$P\text{-}ПР_{min} = D_{min} + z - H/2 = 120 + 0{,}005 - 0{,}003 = 120{,}002$ мм;

$P\text{-}ПР_{изн} = D_{min} - y + \alpha = 120 - 0{,}004 + 0 = 119{,}996$ мм.

Размер калибра *Р-ПР*, проставляемый на чертеже, $120{,}008_{-0{,}006}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 120,008 мм; наименьший 120,002 мм.

$P\text{-}НЕ_{max} = D_{max} + H/2 - \alpha = 120{,}035 + 0{,}003 - 0 = 120{,}038$ мм;

$P\text{-}НЕ_{min} = D_{max} - H/2 - \alpha = 120{,}035 - 0{,}003 - 0 = 120{,}032$ мм.

Размер калибра *Р-НЕ*, проставляемый на чертеже, $120{,}038_{-0{,}006}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 120,038 мм; наименьший 120,032 мм.

Калибры для вала:

$P\text{-}ПР_{max} = d_{max} - z_1 + H_1/2 = 119{,}964 - 0{,}005 + 0{,}003 = 119{,}962$ мм;

$P\text{-}ПР_{min} = d_{max} - z_1 - H_1/2 = 119{,}964 - 0{,}005 - 0{,}003 = 119{,}956$ мм;

$P\text{-}ПР_{изн} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 = 119{,}964 + 0{,}004 - 0 = 119{,}968$ мм.

Размер калибра *Р-ПР*, проставляемый на чертеже, $119{,}956^{+0{,}006}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 119,962 мм; наименьший 119,956 мм.

$P\text{-}НЕ_{max} = d_{min} + \alpha_1 + H_1/2 = 119{,}929 + 0 + 0{,}003 = 119{,}932$ мм;

$P\text{-}НЕ_{min} = d_{min} + \alpha_1 - H_1/2 = 119{,}929 + 0 - 0{,}003 = 119{,}926$ мм.

Размер калибра *Р-НЕ*, проставляемый на чертеже, $119{,}926^{+0{,}006}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 119,932 мм; наименьший 119,926 мм.

Контрольные калибры к скобам:

$К\text{-}РП_{max} = d_{max} - z_1 + H_p/2 = 119{,}964 - 0{,}005 + 0{,}00125 = 119{,}96025$ мм;

$К\text{-}РП_{min} = d_{max} - z_1 - H_p/2 = 119{,}964 - 0{,}005 - 0{,}00125 = 119{,}95775$ мм;

$К\text{-}НЕ_{max} = d_{min} + \alpha_1 + H_p/2 = 119{,}929 + 0 + 0{,}00125 = 119{,}93025$ мм;

$К\text{-}НЕ_{min} = d_{min} + \alpha_1 - H_p/2 = 119{,}929 + 0 - 0{,}00125 = 119{,}92775$ мм;

$К\text{-}И_{max} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 + H_p/2 = 119{,}964 + 0{,}004 - 0 + 0{,}00125 = 119{,}96925$ мм;

$К\text{-}И_{min} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 - H_p/2 = 119{,}964 + 0{,}004 - 0 - 0{,}00125 = 119{,}96675$ мм.

Размеры калибров, проставляемые на чертежах:

$К\text{-}НЕ = 119{,}930_{-0{,}0025}$; $К\text{-}РП = 119{,}960_{-0{,}0025}$; $К\text{-}И = 119{,}969_{-0{,}0025}$.

1.3. Расчет вероятности появления зазоров и натягов для переходной посадки

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей. При выборе переходных посадок необходимо учитывать, что для них характерна возможность получения как натягов, так и зазоров. Натяги в переходных посадках имеют относительно малую величину и обычно не требуют проверки деталей на прочность.

Зазоры в переходных посадках также относительно малы, что предотвращает значительное смещение (эксцентриситет) соединяемых деталей.

Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, так же как и характер этих посадок, во многом определяется вероятностью получения в них натягов и зазоров.

При расчете вероятности натягов и зазоров обычно исходят из нормального закона распределения размеров деталей при их изготовлении и из того, что допуск размера деталей равен полю рассеяния, то есть $T = 6\sigma$. Распределение натягов и зазоров в этом случае также подчиняется нормальному закону, а вероятности их получения определяются интегральной функцией вероятности $\Phi(z)$ (см. табл.1.8).

Таблица 1.8

Значение функции $\Phi(z)=\frac{1}{\sqrt{2\delta}}\int_0^z \exp-\frac{z^2}{2}dz$

z	Φ(z)	z	Φ(z)	z	Φ(z)
0,50	0,1915	0,92	0,3212	1,85	0,4678
0,52	0,1985	0,94	0,3264	1,90	0,4713
0,54	0,2054	0,96	0,3315	1,95	0,4744
0,56	0,2123	0,98	0,3365	2,0	0,4772
0,58	0,2190	1,00	0,3413	2,10	0,4821
0,60	0,2257	1,05	0,3531	2,20	0,4861
0,62	0,2324	1,10	0,3643	2,30	0,4893
0,64	0,2389	1,15	0,3749	2,40	0,4918
0,66	0,2454	1,20	0,3849	2,50	0,4938
0,68	0,2517	1,25	0,3944	2,60	0,4953
0,70	0,2580	1,30	0,4032	2,70	0,4965
0,72	0,2642	1,35	0,4115	2,80	0,4974
0,74	0,2703	1,40	0,4192	2,90	0,4981
0,76	0,2764	1,45	0,4265	3,00	0,49865
0,78	0,2823	1,50	0,4332	3,20	0,49931
0,80	0,2881	1,55	0,4394	3,40	0,49966
0,82	0,2939	1,60	0,4452	3,60	0,49984
0,84	0,2995	1,65	0,4505	3,80	0,499928
0,86	0,3051	1,70	0,4554	4,00	0,499968
0,88	0,3106	1,75	0,4599	4,50	0,499997
0,90	0,3159	1,80	0,4641	5,00	0,4999997

Последовательность расчета:

— определяется наибольший N_{max}, наименьший N_{min}, средний $N_{ср}$ натяги заданной посадки, допуски размера отверстия T_D и вала T_d;

— определяется среднее квадратичное отклонение натяга (зазора)

$$\sigma_N=\frac{1}{6}\sqrt{T_D^2+T_d^2}\ ; \qquad (1.25)$$

— определяется предел интегрирования, равный

$$z=\frac{N_{ср}}{\sigma_N}\ ; \qquad (1.26)$$

— по найденному значению z определяется функция $\Phi(z)$;

— рассчитывается вероятность (или процент) натягов и вероятность (или процент) зазоров:

вероятность натяга P'_N

$$P'_N = 0{,}5 + \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (1.27)$$

$$P'_N = 0{,}5 - \Phi(z), \text{ если } z < 0; \quad (1.28)$$

процент натягов(процент соединений с натягом)

$$P_N = 100 \cdot P'_N \quad (1.29)$$

вероятность зазора

$$P'_S = 0{,}5 - \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (1.30)$$

$$P'_S = 0{,}5 + \Phi(z), \text{ если } z < 0; \quad (1.31)$$

процент зазоров (процент соединений с зазором)

$$P_S = 100 \cdot P'_S \quad (1.32)$$

или

$$P_S = 100 - P_N. \quad (1.33)$$

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 1.3.

Задание 1.3

Выберите из табл. 1.9 номинальный размер соединения и переходную посадку в соответствии с двумя последними цифрами номера зачетной книжки. По табл. 1.3, 1.4-1.5 (*вклейка*) определите предельные отклонения и допуски сопрягаемых деталей; постройте схему расположения полей допусков (см. рис. 1.7) заданного соединения; определите средний натяг $N_{ср}$; вероятность получения натяга P'_N и зазора P'_S, а также определите процент соединений с зазором.

Пример расчета вероятности получения зазоров и натягов для переходной посадки.

Задание

Задано соединение $\varnothing 25 \dfrac{J_s 9}{h9}$. Рассчитать ожидаемую при сборке долю соединений с натягом (вероятность натяга) и долю соединений с зазором (вероятность зазора).

Таблица 1.9

Исходные данные для расчета переходной посадки

Последн. цифра номера зачетн. книжки	Номинальный размер соединения, мм; обозначение посадки									
1	$15\frac{H6}{m5}$	$20\frac{H5}{js4}$	$35\frac{H5}{k4}$	$60\frac{H5}{m4}$	$90\frac{H6}{js5}$	$130\frac{H6}{k5}$	$190\frac{H6}{m5}$	$260\frac{H6}{n5}$	$320\frac{H7}{js6}$	$410\frac{H7}{k6}$
2	$12\frac{Js5}{h4}$	$25\frac{K5}{h4}$	$40\frac{M5}{h4}$	$55\frac{N5}{h4}$	$75\frac{Js6}{h5}$	$125\frac{K6}{h5}$	$170\frac{M6}{h5}$	$200\frac{N6}{h5}$	$220\frac{Js7}{h6}$	$270\frac{K7}{h6}$
3	$8\frac{H7}{js6}$	$16\frac{H7}{k6}$	$22\frac{H7}{m6}$	$32\frac{H7}{n6}$	$45\frac{H8}{js7}$	$60\frac{H8}{k7}$	$95\frac{H8}{m7}$	$122\frac{H8}{n7}$	$170\frac{H7}{js6}$	$210\frac{H7}{m6}$
4	$320\frac{Js6}{h5}$	$270\frac{K6}{h5}$	$220\frac{M6}{h5}$	$190\frac{N6}{h5}$	$100\frac{Js7}{h6}$	$85\frac{K7}{h6}$	$65\frac{M7}{h6}$	$52\frac{N7}{h6}$	$42\frac{Js8}{h7}$	$20\frac{K8}{h7}$
5	$100\frac{H7}{js6}$	$40\frac{H7}{k6}$	$75\frac{H7}{m6}$	$25\frac{H7}{n6}$	$35\frac{H8}{js7}$	$90\frac{H8}{k7}$	$60\frac{H8}{m7}$	$130\frac{H8}{n7}$	$170\frac{H6}{js5}$	$200\frac{H6}{k5}$
6	$15\frac{Js5}{h4}$	$20\frac{K5}{h4}$	$60\frac{M5}{h4}$	$35\frac{N5}{h4}$	$45\frac{Js6}{h5}$	$70\frac{K6}{h5}$	$90\frac{M6}{h5}$	$110\frac{N6}{h5}$	$150\frac{Js7}{h6}$	$190\frac{K7}{h6}$
7	$15\frac{H7}{js6}$	$30\frac{H7}{k6}$	$40\frac{H7}{m6}$	$50\frac{H7}{n6}$	$60\frac{H8}{js7}$	$70\frac{H8}{k7}$	$80\frac{H8}{m7}$	$90\frac{H8}{n7}$	$100\frac{H6}{js5}$	$110\frac{H6}{k5}$
8	$210\frac{J_s6}{h5}$	$170\frac{K6}{h5}$	$122\frac{M6}{h5}$	$95\frac{N6}{h5}$	$45\frac{Js7}{h6}$	$32\frac{K7}{h6}$	$22\frac{M7}{h6}$	$16\frac{N7}{h6}$	$8\frac{Js8}{h7}$	$5\frac{K8}{h7}$
9	$410\frac{H8}{js7}$	$320\frac{H8}{k7}$	$260\frac{H8}{m7}$	$190\frac{H8}{n7}$	$130\frac{H7}{js6}$	$90\frac{H7}{k6}$	$60\frac{H7}{m6}$	$35\frac{H7}{n6}$	$20\frac{H6}{js5}$	$15\frac{H6}{k5}$
0	$270\frac{Js8}{h7}$	$220\frac{K8}{h7}$	$200\frac{M8}{h7}$	$170\frac{N8}{h7}$	$125\frac{N7}{h6}$	$75\frac{M8}{h6}$	$55\frac{K7}{h6}$	$40\frac{Js7}{h6}$	$25\frac{N6}{h5}$	$12\frac{M6}{h5}$
Пред-послед. цифра номера зачетн. книжки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0

Решение

По ГОСТ 25346-89 или табл. 1.3, 1.4-1.5 (*вклейка*) определяем предельные отклонения для посадки $\varnothing 25\frac{Js9}{h9}$.

Отверстие $\varnothing 25 J_S 9$: верхнее отклонение $ES = +0{,}026$ мм; нижнее отклонение $EI = -0{,}026$ мм.

Вал $\varnothing 25h9$: верхнее отклонение $es = 0$; нижнее отклонение $ei = -0{,}052$ мм.

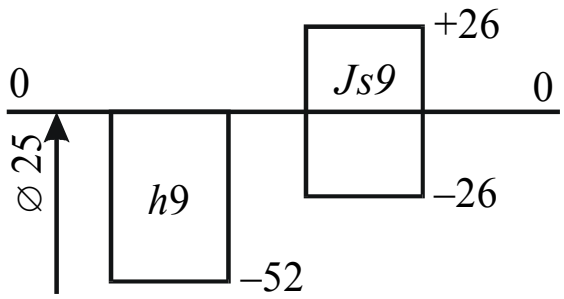

Рис. 1.7. Схема расположения полей допусков соединения $\varnothing 25 \dfrac{J_S 9}{h9}$

Определяем наибольший и наименьший натяги N_{max} и N_{min}, средний натяг посадки $N_{ср}$, допуски размеров отверстия T_D и вала T_d:

$N_{max} = es - EI = 0 - (-26) = 26$ мкм;

$N_{min} = ei - ES = -52 - 26 = -78$ мкм;

$N_{ср} = (N_{max} + N_{min})/2 = [26 + (-78)]/2 = -26$ мкм;

$T_D = ES - EI = 26 - (-26) = 52$ мкм;

$T_d = es - ei = 0 - (-52) = 52$ мкм.

Вычисляем среднее квадратичное отклонение натяга

$$\sigma_N = \frac{1}{6}\sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{\sqrt{52^2 + 52^2}}{6} = 12{,}3 \text{ мкм.}$$

Определяем предел интегрирования при $N = 0$

$$z = N_{ср} / \sigma_N = -26/12{,}3 = -2{,}11.$$

По найденному значению z определяем функцию $\Phi(z)$ (см. табл. 1.8)

$$\Phi(2{,}11) = 0{,}4825.$$

Вычисляем:

— вероятность натяга P'_N при $z < 0$:

$$P'_N = 0{,}5 - \Phi(z) = 0{,}5 - 0{,}4825 = 0{,}0175;$$

— процент соединений с натягом:

$$P_N = 100\, P'_N = 100 \cdot 0{,}0175 = 1{,}75\%;$$

— вероятность зазора P'_S при $z < 0$:

$$P'_S = 0{,}5 + \Phi(z) = 0{,}5 + 0{,}4825 = 0{,}9825;$$

— процент соединений с зазором:

$$P_S = 100\, P'_S = 100 \cdot 0{,}9825 = 98{,}25\%.$$

Таким образом, при сборке 98,25% всех соединений будут с зазором и 1,75% — с натягом.

1.4. Допуски и посадки метрической резьбы

Резьбы по эксплуатационному признаку подразделяются на резьбы общего назначения (крепежные, кинематические, трубные и арматурные) и специальные.

По профилю витков (форме контура осевого сечения) резьбы подразделяются на треугольные, трапецеидальные, упорные, прямоугольные, круглые.

По принятой единице измерения линейных размеров — на метрические и дюймовые. По расположению на наружные (болт) и внутренние (гайка).

Номинальный профиль метрической резьбы и ее элементов регламентированы ГОСТ 9150-81. Номинальные размеры элементов резьбы являются одинаковыми для наружной и внутренней резьбы. Диаметры, относящиеся к наружным резьбам обозначаются строчными буквами латинского алфавита d, d_1, d_2, а диаметры относящиеся к внутренним резьбам, — прописными буквами латинского алфавита — D, D_1, D_2.

Основными параметрами резьбы являются:

d, D — наружный диаметр;

d_2, D_2 — средний диаметр;

d_1, D_1 — внутренний диаметр;

P — шаг резьбы;

α — угол профиля;

l — длина свинчивания;

H — высота исходного профиля ($H = 0{,}866025P$);

H_1 — рабочая высота профиля ($H_1 = 0{,}541266P$). В

зависимости от соотношения между шагом и диаметром мет рическая резьба подразделяется на резьбу с крупным и мелким шагом. Для каждого наружного диаметра резьбы с мелким шагом предусмотрено несколько различных шагов. Диаметры и шаги резьб, в свою очередь, делятся на три ряда (см. табл.1.13).

Резьбовые соединения могут быть с зазорами, с переходными посадками и натягами по среднему диаметру.

Размеры среднего и внутреннего диаметров метрической резьбы определены стандартом (ГОСТ 9150-81) (см. табл. 1.14).

Таблица 1.13

Резьба метрическая с крупным шагом.
Диаметры и шаги, мм
(Выдержка из ГОСТ 8724-81)

Наружный диаметр резьбы *d* (*D*) для ряда			Шаг резьбы *P*
1	2	3	
5	–	–	0,8
6	–	7	1
8	–	(9)	1,25
10	–	(11)	1,5
12	–	–	1,75
16	14	–	2
20	18; 22	–	2,5
24	27	–	3
30	33	–	3,5
36	39	–	4

Таблица 1.14

Размеры среднего и внутреннего диаметров
метрических резьб, мм
(Выдержка из ГОСТ 9150-81)

Шаг резьбы *P*	Диаметры резьбы (болт и гайка)	
	Средний диаметр d_2, D_2	Внутренний диаметр d_1, D_1
0,5	d – 1 + 0,675	d – 1 + 0,459
0,75	d – 1 + 0,513	d – 1 + 0,188
1	d – 1 + 0,350	d – 2 + 0,917
1,25	d – 1 + 0,188	d – 2 + 0,647
1,5	d – 1 + 0,026	d – 2 + 0,376
1,75	d – 2 + 0,863	d – 2 + 0,106
2	d – 2 + 0,701	d – 3 + 0,835
2,5	d – 2 + 0,376	d – 3 + 0,294
3	d – 2 + 0,051	d – 4 + 0,752
3,5	d – 3 + 0,727	d – 4 + 0,211
4	d – 3 + 0,402	d – 5 + 0,670

Допуски и посадки резьб с зазором стандартизованы (ГОСТ 16093-81). Допусками нормируются: средние диаметры внутренней T_{D_2} и наружной T_{d_2} резьбы; наружный диаметр наружной резьбы T_d и внутренний диаметр внутренней резьбы T_{D_1}. На шаг P и угол профиля α допуски не установлены, но они учитываются при назначении суммарного допуска на средний диаметр наружной и внутренней резьб $T_{d_2}(T_{D_2})$. Верхнее отклонение наружного диаметра внутренней резьбы и нижнее отклонение внутреннего диаметра наружной резьбы стандартом не регламентируются.

Установлены ряды основных отклонений диаметров и их обозначения (верхние *es* для болтов и нижние *EI* для гаек), для диаметров резьбы: наружной — *h*, *g*, *f*, *e*, *d*; внутренней — *H*, *G*, *F*, *E*.

От номинального профиля резьбы в направлении, перпендикулярном оси резьбы, отсчитываются отклонения диаметров и располагаются поля допусков, определяющие наименьший предельный контур внутренней резьбы.

Стандартом установлено 7 степеней точности (с 4-й по 10-ю), определяющих значения допусков наружной и внутренней резьб.

Прочность резьбового соединения зависит от длины свинчивания. Для резьбы установлены три вида длин свинчивания: *S* — короткая; *N* — нормальная; *L* — длинная. Допуск резьбы в основном относится к нормальной длине свинчивания.

В соответствии со сложившейся практикой для сравнительной оценки точности резьбовых деталей поля допусков резьб сгруппированы в три класса точности: точный, средний и грубый. Точный класс рекомендуется для “ответственных” резьб, средний класс рекомендуется для общего применения, грубый класс — при нарезании резьбы на горячекатаных заготовках и в глубоких отверстиях.

Поля допусков диаметров метрической резьбы с зазорами в зависимости от длин свинчивания и классов точности приведены в табл. 1.15.

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 1.7.

Таблица 1.15

Поля допусков для метрической резьбы с зазорами

(Выдержка из ГОСТ 16093-81)

Класс точности	Длина свинчивания		
	S (короткая)	*N* (нормальная)	*L* (длинная)
Наружная резьба			
Точный	*3h4h*	*4h,4g*	*5h4h*
Средний	*5h6h,5g6g*	*6h,6g,6f,6e,6d*	*7h6h,7g6g,7e6e*
Грубый	–	*8h,8g*	*9g8g*
Внутренняя резьба			
Точный	*4H*	*4H5H,5H*	*5H4H*
Средний	*5H,5G*	*6H,6G*	*7H,7G*
Грубый	–	*7H,7G*	*8H,8G*

Задание 1.4

Выберите из табл.1.17 исходные данные; рассчитайте по данным табл.1.14 значения среднего и внутреннего диаметров выбранной резьбы; выберите поля допусков по табл.1.15 в зависимости от класса точности резьбы при нормальной длине свинчивания, проставьте размеры и условные обозначения полей допусков и посадок; определите по табл.1.16 значения предельных отклонений диаметров резьбы и постройте схему расположения предельных контуров (см. рис. 1.17).

Пример расчета резьбового соединения

Задание

Рассчитать значение диаметров резьбы М14, шаг $P = 2$ мм, класс точности – средний; выбрать поля допусков, вычертить эскизы резьбовых деталей и их соединение с условными обозначениями (см. рис. 1.16); построить схему расположения предельных контуров резьбы.

Решение

Определяем номинальные размеры резьбы при $P = 2$ мм: наружный диаметр $d(D) = 14$ мм; средний диаметр $d_2(D_2) = 12{,}701$ мм, внутренний диаметр $d_1(D_1) = 11{,}835$ мм.

Таблица 1.16

Предельные отклонения метрических резьб

(Выдержка из ГОСТ 16093-81)

Номинальный диаметр резьбы *d*, мм	Шаг резьбы *P*, мм	Поле допуска наружной резьбы с основным отклонением					
		4h		*6h*		*8h*	
		Отклонение, мкм					
		ei		*ei*		*ei*	
		d_2	*d*	d_2	*d*	d_2	*d*
Св. 5,6 до 11,2	0,5	–53	–67	–85	–106	–132	–106
	0,75	–63	–90	–100	–140	–160	–140
	1	–71	–112	–112	–180	–180	–280
	1,25	–75	–132	–118	–212	–190	–335
	1,5	–85	–150	–132	–236	–212	–375
Св. 11,2 до 22,4	0,5	–56	–67	–90	–106	–140	–106
	0,75	–67	–90	–106	–140	–170	–140
	1	–75	–112	–118	–180	–190	–280
	1,25	–85	–132	–132	–212	–212	–335
	1,5	–90	–150	–140	–236	–224	–375
	1,75	–95	–170	–150	–265	–236	–425
	2	–100	–180	–160	–280	–250	–450
	2,5	–106	–212	–170	–335	–265	–530
Св. 22,4 до 45	0,75	–71	–90	–112	–140	–180	–140
	1	–80	–112	–125	–180	–200	–280
	1,5	–95	–150	–150	–236	–236	–375
	2	–106	–180	–170	–280	–265	–450
	3	–125	–236	–200	–375	–315	–600
	3,5	–132	–265	–212	–425	–335	–670
	4	–140	–300	–224	–475	–355	–750

Номинальный диаметр резьбы *d*, мм	Шаг резьбы *P*, мм	Поле допуска наружной резьбы с основным отклонением					
		4g			*6g*		
		Отклонения, мкм					
		es	*ei*		*es*	*ei*	
		d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d
Св. 5,6 до 11,2	0,5	–20	–73	–87	–20	–105	–126
	0,75	–22	–85	–112	–22	–122	–162
	1	–26	–97	–138	–26	–138	–206
	1,25	–28	–103	–160	–28	–146	–240
	1,5	–32	–117	–182	–32	–164	–268
Св. 11,2 до 22,4	0,5	–20	–76	–87	–20	–110	–126
	0,75	–22	–89	–112	–22	–128	–162
	1	–26	–101	–138	–26	–144	–206
	1,25	–28	–113	–160	–28	–160	–240
	1,5	–32	–122	–182	–32	–172	–268
	1,75	–34	–129	–204	–34	–184	–299
	2	–38	–138	–218	–38	–198	–318
	2,5	–42	–148	–254	–42	–212	–377
Св. 22,4 до 45	0,5	–20	–80	–87	–20	–115	–126
	0,75	–22	–93	–112	–22	–134	–162
	1	–26	–106	–138	–26	–151	–206
	1,5	–32	–127	–182	–32	–182	–268
	2	–38	–144	–218	–38	–208	–318
	3	–48	–173	–284	–48	–248	–423
	3,5	–53	–185	–318	–53	–265	–478
	4	–60	–200	–360	–60	–284	–535

Продолжение табл. 1.16

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поле допуска наружной резьбы с основным отклонением		
		8g		
		Отклонения, мкм		
		es	*ei*	
		d, d_2, d_1	d_2	d
Св. 5,6 до 11,2	1	–26	–206	–306
	1,25	–28	–218	–363
	1,5	–32	–244	–407
Св. 11,2 до 22,4	1	–26	–216	–306
	1,25	–28	–240	–363
	1,5	–32	–256	–407
	1,75	–34	–270	–459
	2	–38	–288	–488
	2,5	–42	–307	–872
Св. 22,4 до 45	1	–26	–226	–306
	1,5	–32	–268	–407
	2	–38	–303	–488
	3	–48	–363	–648
	3,5	–53	–388	–723
	4	–60	–415	–810

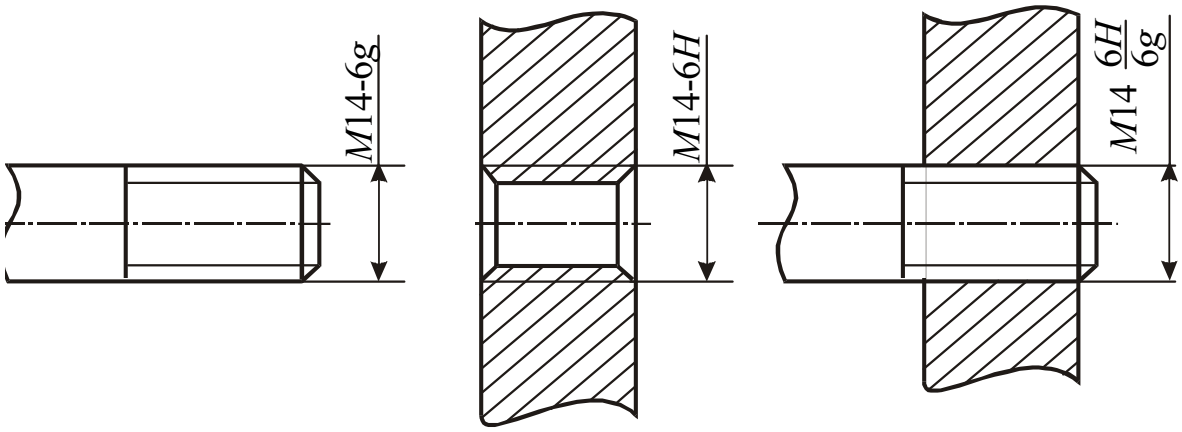

Рис. 1.16. Эскизы резьбы болта, гайки и резьбового соединения

Окончание табл. 1.16

Номинальный диаметр резьбы *D*, мм	Шаг резьбы *P*, мм	Поле допуска внутренней резьбы с основным отклонением													
		4H5H		*5H*		*6H*		*7H*		*6G*			*7G*		
		Отклонения, мкм													
		ES		*ES*		*ES*		*ES*		*EI*	*ES*		*EI*	*ES*	
		диаметры резьбы													
		D_2	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D,D_2,D_1	D_2	D_1	D,D_2,D_1	D_2	D_1
Св. 5,6 до 11,2	0,5	71	112	90	112	112	140	140	180	20	132	160	20	160	200
	0,75	85	150	106	150	132	190	170	236	22	154	212	22	192	258
	1	95	190	118	190	150	236	190	300	26	176	262	26	216	326
	1,25	100	212	125	212	160	265	200	335	28	188	293	28	228	363
	1,5	112	236	140	236	180	300	224	375	32	212	332	32	256	407
Св. 11,2 до 22,4	0,5	75	112	95	112	118	140	150	180	20	138	160	20	170	200
	0,75	90	150	112	150	140	190	180	236	22	162	212	22	202	258
	1	100	190	125	190	160	236	200	300	26	186	262	26	226	326
	1,25	112	212	140	212	180	265	224	335	28	208	293	28	252	363
	1,5	118	236	150	236	190	300	236	375	32	222	332	32	268	407
	1,75	125	265	160	265	200	335	250	425	34	234	369	34	284	459
	2	132	300	170	300	212	375	265	475	38	250	413	38	303	513
	2,5	140	355	180	355	224	450	280	560	42	266	492	42	322	602
Св. 22,4 до 45	0,75	95	150	118	150	150	190	190	236	22	172	212	22	212	258
	1	106	190	132	190	170	236	212	300	26	196	262	26	238	326
	1,5	125	236	160	236	200	300	250	375	32	232	332	32	282	407
	2	140	300	180	300	224	375	280	475	38	262	413	38	318	513
	3	170	400	212	400	265	500	335	630	48	313	548	48	383	678
	3,5	180	450	224	450	280	560	355	710	53	333	613	53	408	763
	4	190	475	236	475	300	600	375	750	60	360	660	60	435	810

Таблица 1.17

Исходные данные для выбора параметров резьбы

Последняя цифра номера зачетки	Шаг, мм.										Наружный диаметр, мм
	Класс точности метрической резьбы										
1	1,25	1,0	0,75	0,5	1,25	1,0	0,75	0,5	1,25	1,0	8
	Г	С	Т	Т	С	Т	С	С	Т	Г	
2	1,5	1,25	1,0	0,75	0,5	1,5	1,25	1,0	0,75	0,5	10
	Г	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	
3	1,75	1,5	1,25	1,0	0,75	0,5	1,75	1,5	1,25	1,0	12
	Г	С	С	С	Т	С	С	Т	Т	Т	
4	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	16
	Г	Г	С	С	С	С	С	Г	Г	Т	
5	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	2,5	1,5	1,0	0,75	18
	Г	Г	С	Т	С	Т	С	Г	С	Т	
6	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	2,5	2,0	1,5	1,0	0,5	20
	С	С	С	С	С	Г	Г	Г	Т	Т	
7	2,5	2,0	1,5	1,0	0,5	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	22
	Г	С	Г	С	Т	С	Г	С	Т	С	
8	3,0	2,0	1,5	1,0	0,75	3,0	2,0	1,5	1,0	0,75	24
	Г	Г	Г	С	С	С	С	С	Т	Т	
9	3,5	2,0	1,5	1,0	0,75	3,5	2,0	1,5	1,0	0,75	30
	Г	С	С	С	С	С	Т	Т	Т	Т	
0	4,0	3,0	2,0	1,5	1,0	4,0	3,0	2,0	1,5	1,0	36
	Г	Г	С	С	С	С	С	Т	Т	Т	
Предпоследняя цифра номера зачетки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	

Примечание: буквы Т, С, Г обозначают соответственно *точный, средний* и *грубый* классы точности резьбы.

Согласно табл.1.15 подбираем поле допуска для класса точности резьбы — средний при нормальной длине свинчивания: поле допуска наружной резьбы 6*g*, внутренней — 6*H*.

Определяем предельные отклонения диаметров резьбы болта М14-6*g*:

верхнее отклонение диаметров d, d_1, d_2: $es = -38$ мкм;

нижнее отклонение среднего диаметра d_2: $ei = -198$ мкм;

нижнее отклонение наружного диаметра d: $ei = -318$ мкм;

допуск наружного диаметра $T_d = es - ei = -38 - (-318) = 280$ мкм;

допуск среднего диаметра $T_{d_2} = es - ei = -38 - (-198) = 160$ мкм.

Определяем предельные отклонения диаметров резьбы гайки М14-6*H*:

верхнее отклонение среднего диаметра D_2: $ES = +212$ мкм;

верхнее отклонение внутреннего диаметра D_1: $ES = +375$ мкм;

нижнее отклонение диаметров D, D_1, D_2: $EI = 0$;

допуск среднего диаметра $T_{D_2} = ES - EI = 212 - 0 = 212$ мкм;

допуск внутреннего диаметра $T_{D_1} = 375 - 0 = 375$ мкм.

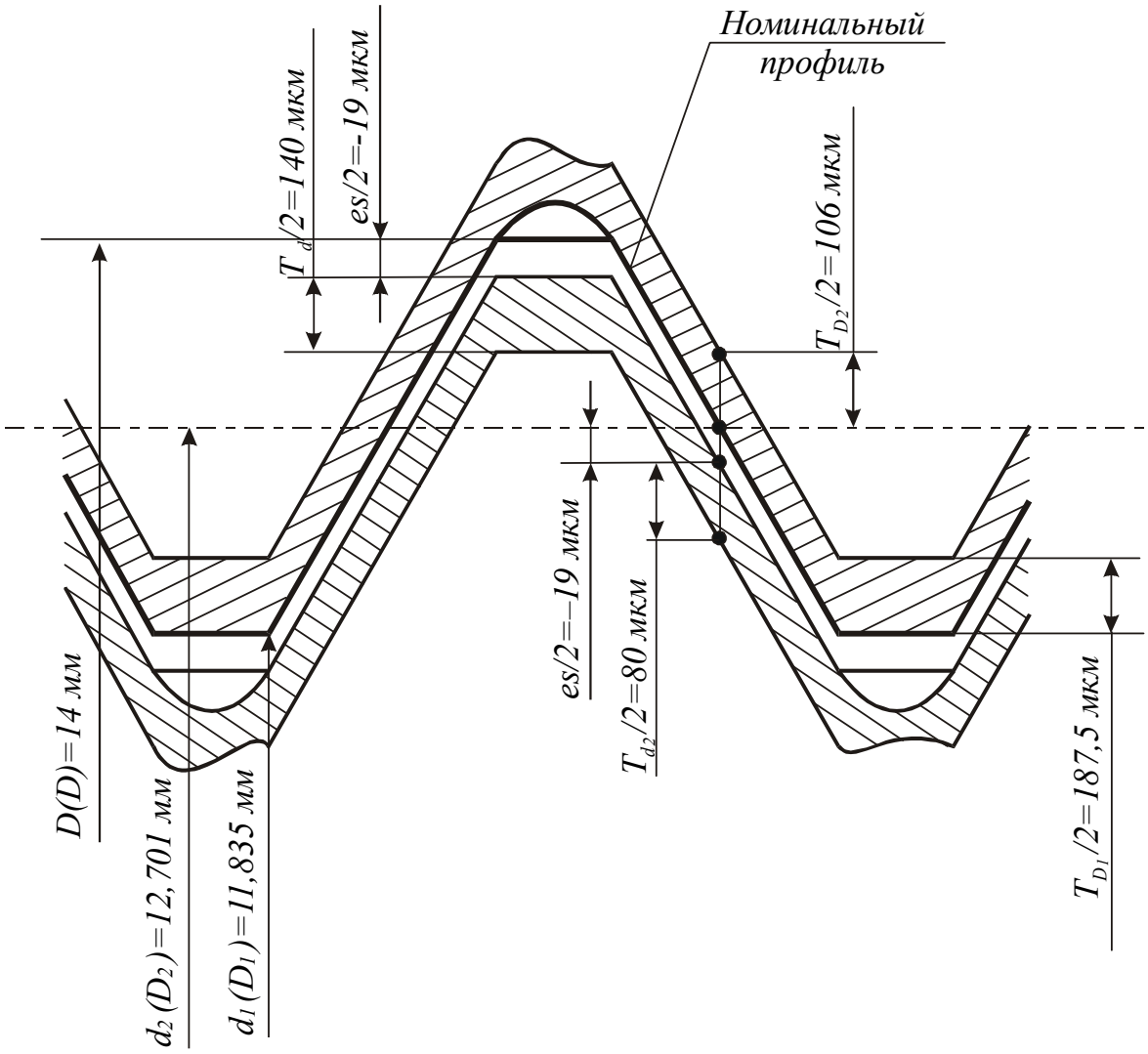

Рис. 1.17. Предельные контуры резьбового соединения М14-6*H*/6*g*

1.5. Стандартизация шпоночных соединений

Шпоночные соединения предназначены для соединения валов между собой при помощи муфт, а также для соединения с валами различных тел вращения (зубчатых колес, шкивов, маховиков и т.п.). Шпоночные соединения с призматическими, сегментными, тангенциальными и клиновыми шпонками стандартизованы. Наибольшее применение получили соединения с призматическими шпонками. Основные размеры шпонок и шпоночных пазов выбираются в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 23360-78 или табл. 1.18. Поля допусков по ширине *b* шпоночных соединений выбирают в зависимости от типа соединения (свободное, нормальное или плотное) по ГОСТ 26360-78 или табл. 1.19. Поля допусков на размеры несопрягаемых поверхностей также установлены стандартом ГОСТ 23360-78 и приведены в табл. 1.20. Основные размеры шпоночного соединения с призматическими шпонками представлены на рис. 1.18.

Таблица 1.18

Основные размеры соединений с призматическими шпонками, мм

(Выдержка из ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки $b \times h$	Номинальные размеры паза	
		t_1	t_2
Св. 12 до17	5 × 5	3	2,3
–"– 17 –"– 22	6 × 6	3,5	2,8
–"– 22 –"– 30	8 × 7	4	3,3
–"– 30 –"– 38	10 × 8	5	3,3
–"– 38 –"– 44	12 × 8	5	3,3
–"– 44 –"– 50	14 × 9	5,5	3,8
–"– 50 –"– 58	16 × 10	6	4,3
–"– 58 –"– 65	18 × 11	7	4,4
–"– 65 –"– 75	20 × 12	7,5	4,9
–"– 75 –"– 85	22 × 14	9	5,4
–"– 85 –"– 95	25 × 14	9	5,4

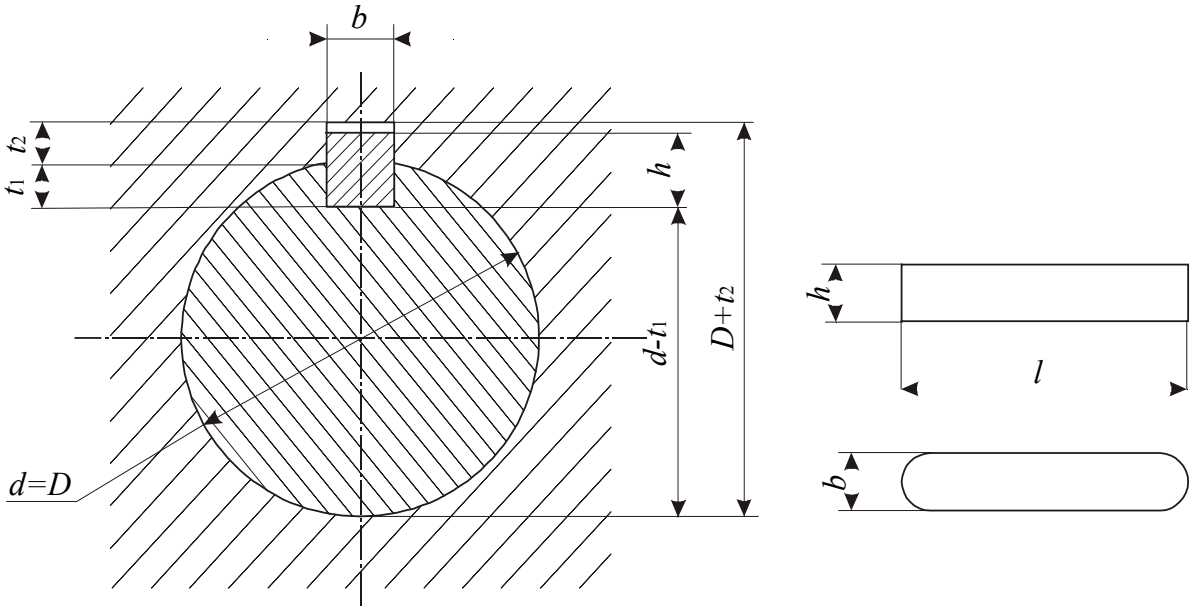

Рис. 1.18. Обозначения размеров шпоночных соединений

Таблица 1.19

Поля допусков по ширине *b* шпоночных соединений с призматическими шпонками

(Выдержка ио ГОСТ 23360-78)

Элемент соединения	Поля допусков размера *b* при соединени						
	любом	свободном		нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	на валу	во втулке	на валу	во втулке
шпонка	*h*9	–	–	–	–	–	–
паз	–	*H*9	*D*10	*N*9	J_s9	*P*9	*P*9

Таблица 1.20

Поля допусков на размеры несопрягаемых поверхностей соединений с призматическими шпонками

(Выдержка из ГОСТ 23360-78)

Элемент соединения	Предельные отклонения размера				
	Высота	Длина	Глубина (или проставляемый на чертеже размер) на валу t_1 (или $d - t_1$)* и на втулке t_2 (или $d + t_2$)		
			при *h*, мм		
			от 2 до 6	св. 6 до 18	св. 18 до 50
шпонка	*h*11, *h*9**	*h*14	–	–	–
паз	–	*H*15	+0,1 0	+ 0,2 0	+ 0,3 0

* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком *минус*.

** При *h* = 2... 6 мм.

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 1.8.

Задание 1.5

Выберите из табл. 1.21 и 1.22 диаметр вала и тип соединения; длину шпонки *l* следует принять равной значению диаметра вала *d*. Определите по ГОСТ 23360-78, ГОСТ 26360-78 или табл. 1.18—1.20 основные размеры шпоночного соединения и поля допусков на них; постройте схему расположения полей допусков (см. рис. 1.19) для сопряжения размера *b* вала, втулки и шпонки; определите наибольшие зазоры (натяги) в сопряжении; выполните эскизы деталей шпоночного соединения (см. рис. 1.20) с простановкой на них размеров ипо
лей допусков, а также шероховатости поверхностей.

Таблица 1.21

Исходные данные для выбора диаметра вала

Последняя цифра номера зачетной книжки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Диаметр вала *d*, мм	15	20	25	35	40	45	55	60	70	80

Таблица 1.22

Исходные данные для выбора типа соединения

Последняя цифра номера зачетной книжки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип соединения	С	Н	П	С	Н	П	С	Н	П	Н
Примечание. Буквы С, Н, П обозначают тип соединения, соответственно *свободное*, *нормальное*, *плотное*										

Пример расчета шпоночного соединения

Задание

Диаметр вала $d = 90$ мм, соединение свободное.

Решение

По ГОСТ 23360-78 или табл. 1.18 выбираем значения размеров: ширина шпонки $b = 25$ мм, высота $h = 14$ мм, длину шпонки *l* принимаем равной диаметру вала, то есть $l = 90$ мм.

Поля допусков размеров шпонки, паза вала и паза втулки по ширине *b* при свободном соединении выбираем по ГОСТ 26360-78 или табл. 1.19 и по ГОСТ 25347-82 или табл. 1.3, 1.4—1.5 (*вклейка*):

ширина шпонки $25h9 = 25_{-0.052}$ мм; ширина паза вала $25H9 = = 25^{+0.052}$ мм; ширина паза втулки $25D10 = 25^{+0,149}_{+0,065}$ мм.

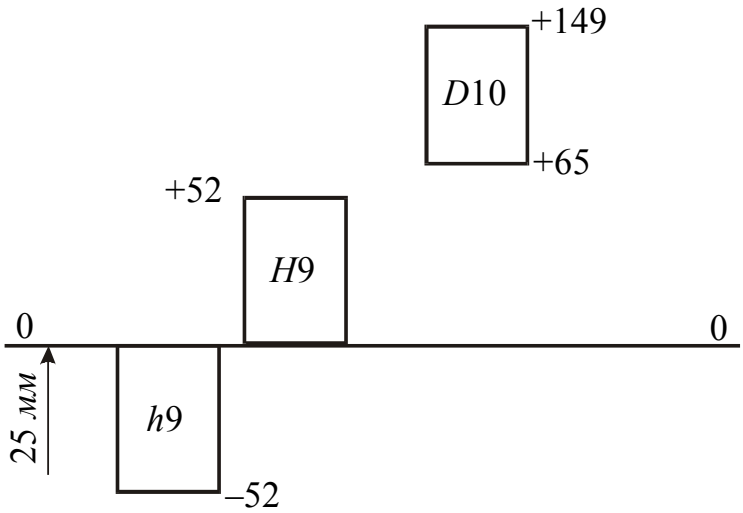

Рис. 1.19. Схема расположения полей допусков шпоночного соединения

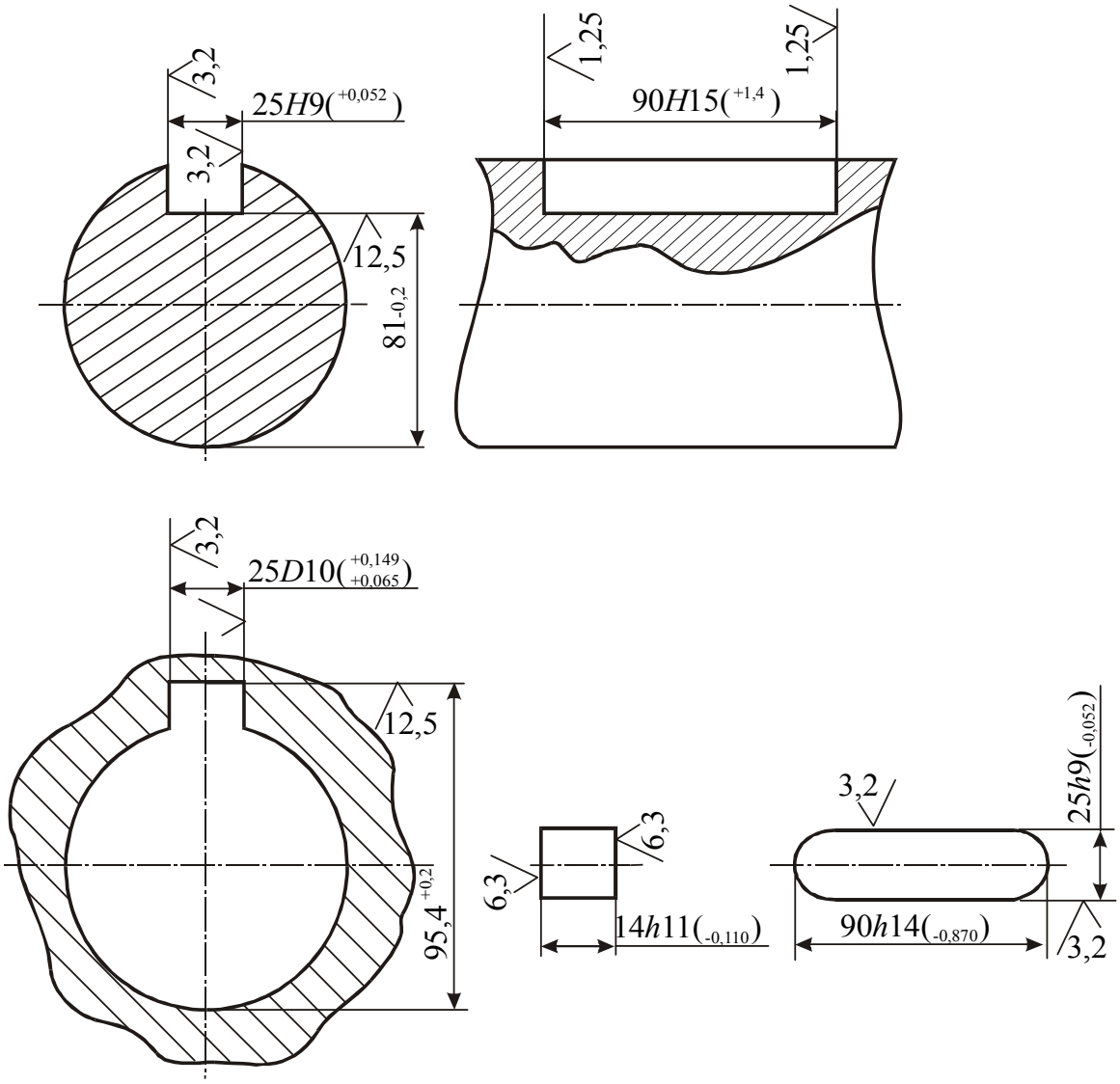

Рис. 1.20. Эскизы деталей шпоночного соединения

Поля допусков остальных размеров шпоночного соединения по ГОСТ 23360-78 или таб. 1.20: глубина паза вала $t_1 = 9^{+0.2}$ мм; глубина паза втулки $t_2 = 5{,}4^{+0.2}$ мм; высота шпонки $h = 14h11 = 14_{-0.110}$ мм; длина шпонки $l = 90h14 = 90_{-0{,}870}$ мм; длина шпоночного паза на валу $l = 90H15 = 90^{+1{,}400}$ мм.

Предельные зазоры в соединениях по размеру b, мм:

— вал-шпонка:

$$S_{\max} = b_{\text{паз max}} - b_{\text{шп.min}} = 25{,}052 - 24{,}948 = 0{,}104;$$

$$S_{\min} = b_{\text{паз min}} - b_{\text{шп.max}} = 25{,}0 - 25{,}0 = 0;$$

— втулка-шпонка:

$$S_{\max} = b_{паз\ \max} - b_{\text{шп.min}} = 25{,}149 - 24{,}948 = 0{,}201;$$

$$S_{\min} = b_{\text{паз min}} - b_{\text{шп.max}} = 25{,}065 - 25{,}000 = 0{,}065.$$

1.6. Стандартизация шлицевых соединений

Шлицевые соединения имеют то же назначение, что и шпоночные, но обычно используются при передаче больших крутящих моментов и при более высоких требованиях к соосности соединяемых деталей. В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения подразделяют на прямобочные, эвольвентные и треугольные.

1.6. Прямобочные шлицевые соединения

Они применяются для подвижных и неподвижных соединений. В зависимости от передаваемого крутящего момента при нормировании размеров шлицевых соединений (ГОСТ 1139-80) выделяют легкие, средние и тяжелые серии (см. табл. 1.23), которые отличаются разными сочетаниями чисел зубьев (шлицев) z, размерами внутреннего d, наружного D диаметров и шириной b зуба
(впадины).

В шлицевых прямобочных соединениях применяют три способа относительного центрирования вала и втулки: по наружному диаметру D, по внутреннему диаметру d и по боковым поверхностям зубьев b. Посадки по этим трем поверхностям должны быть разными по точности, так как невозможно изготовить все сопрягаемые поверхности одинаковой точности и невозможно будет обеспечить

Таблица 1.23

Размеры прямобочных шлицевых соединений, мм

(Выдержка из ГОСТ 1139-80)

$z \times d \times D$	b	d_1	$z \times d \times D$	b	d_1	$z \times d \times D$	b	d_1
Легкая серия			Средняя серия			Тяжелая серия		
6×26×30	6	24,6	6×26×32	6	23,4	10×26×32	4	23
6×28×32	7	26,7	6×28×34	7	25,9	10×28×35	4	24,4
8×32×36	6	30,4	8×32×38	6	29,4	10×32×40	5	28
8×42×46	8	40,4	8×42×48	8	39,5	10×42×52	6	36,9
8×46×50	9	44,6	8×46×54	9	42,7	10×46×56	7	40,9
8×52×58	10	49,7	8×52×60	10	48,7	16×52×60	5	47
8×56×62	10	53,6	8×56×65	10	52,2	16×56×65	5	50,6
8×62×68	12	59,8	8×62×72	12	57,8	16×62×72	6	56,1
10×72×78	12	69,6	10×72×82	12	67,4	16×72×82	7	65,9
10×82×88	12	79,3	10×82×92	12	77,1	20×82×92	6	75,6

Центрирование по D рекомендуется в случаях повышенных требований к точности соосности элеменов соединения, когда твердость втулки не слишком высока (до 40 $HRC_э$) и допускает обработку чистовой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием и окончательным шлифованием по наружному диаметру D. Применяется в неподвижных соединениях, в подвижных, передающих малый крутящий момент, в соединениях с малым износом поверхностей. Этот способ является наиболее простым, экономичным и широко применяется в сельхозмашиностроении.

Центрирование по внутреннему диаметру d целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость (свыше 40$HRC_э$) и точный размер можно получить только для диаметра d применением внутреннего шлифования. Вал обрабатывается на шлицешлифовальном станке, который позволяет получить точный размер внутреннего диаметра. Применяется в подвижных соединениях, когда втулка перемещается относительно вала под нагрузкой. Способ обеспечивает наибольшую точность центрирования.

Центрирование по боковым сторонам зубьев b не обеспечивает точного центрирования втулки и вала, но дает наиболее равномерное распределение сил между зубьями. Этот способ рекомендует-

ся применять при передаче больших крутящих моментов или при знакопеременных нагрузках в реверсивных передачах, когда требуются минимальные зазоры между боковыми поверхностями зубьев и впадин.

Посадки, рекомендуемые ГОСТ 1139-80 для различных способов центрирования, приведены в табл. 1.24—1.27.

Примеры обозначений шлицевых соединений:

$$d\text{-}8\times32\frac{H7}{f7}\times36\frac{H12}{a11}\times6\frac{D9}{h9}\ \text{(центрирование по } d\text{)},$$

где d — центрирующий диаметр; $z = 8$ — число зубьев; 32 — внутренний диаметр d; 36 — наружный диаметр D; 6 — ширина зуба b.

$$D\text{-}8\times32\times36\frac{H7}{f7}\times6\frac{F8}{f8}\ \text{(центрирование по } D\text{)};$$

$$b\text{-}8\times32\times36\frac{H12}{a11}\times6\frac{D9}{h9}\ \text{(центрирование по } b\text{)}.$$

Таблица 1.24

Рекомендуемые посадки при центрировании по *D*

Для размера D $\boxed{\frac{H7}{f7}}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H7}{h7}$; $\boxed{\frac{H7}{j_s6}}$; $\frac{H7}{n6}$; $\frac{H8}{e8}$
Для размера b $\left(\frac{F8}{d9}\right)$; $\frac{F8}{e8}$; $\boxed{\frac{F8}{f7}}$; $\boxed{\frac{F8}{f8}}$; $\frac{F8}{h8}$; $\frac{F8}{h9}$; $\boxed{\frac{F8}{j_s7}}$; $\left(\frac{D9}{d9}\right)$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{f7}$; $\frac{D9}{h8}$; $\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{j_s7}$
Примечание: Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными; посадки, указанные в скобках, по возможности не применять.

Таблица 1.25

Рекомендуемые посадки при центрировании по *d*

Для размера d $\boxed{\frac{H7}{f7}}$; $\boxed{\frac{H7}{g6}}$; $\frac{H7}{h7}$; $\frac{H7}{j_s6}$; $\frac{H7}{j_s7}$; $\frac{H7}{n6}$; $\frac{H8}{e8}$
Для размера b $\frac{F8}{f7}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{h7}$; $\frac{F8}{j_s7}$; $\frac{F8}{k7}$; $\frac{H8}{h7}$; $\frac{H8}{h8}$; $\frac{H8}{j_s7}$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{f8}$; $\frac{D9}{e9}$; $\boxed{\frac{D9}{h9}}$; $\boxed{\frac{D9}{k7}}$; $\frac{F10}{e8}$; $\frac{F10}{f8}$; $\frac{F10}{h7}$; $\frac{F10}{e9}$; $\frac{F10}{h9}$; $\boxed{\frac{F10}{j_s7}}$; $\frac{F10}{k7}$
Примечание: Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными.

Таблица 1.26

Рекомендуемые посадки при центрировании по *b*

Для размера b $\left(\frac{F8}{d9}\right)$; $\frac{F8}{e8}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{e9}$; $\frac{F8}{h9}$; $\boxed{\frac{F8}{j_s7}}$; $\left(\frac{D9}{d9}\right)$; $\boxed{\frac{D9}{e8}}$; $\boxed{\frac{D9}{f8}}$; $\frac{D9}{e9}$; $\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{j_s7}$; $\frac{D9}{k7}$; $\boxed{\frac{F10}{d9}}$; $\frac{F10}{e8}$; $\boxed{\frac{F10}{f8}}$; $\frac{F10}{e9}$; $\frac{F10}{h9}$; $\frac{F10}{k7}$
Примечание: Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными; посадки, указанные в скобках, по возможности не применять.

Таблица 1.27

Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала	втулки
d	По D или b	см. d_1 в табл. 1.23	$H11$
D	По d или b	$a11$	$H12$

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 1.6.

Задание 1.6

По табл. 1.23 и 1.28 выберите основные параметры шлицевого соединения; в соответствии с рекомендациями п. 1.10.1 подберите посадки заданного шлицевого соединения по табл. 1.24—1.27. По ГОСТ 25346-89, ГОСТ 25347-82 или табл. 1.3, 1.4—1.5 (*вклейка*) определите отклонения, допуски и предельные размеры всех элементов соединения; начертите схему расположения полей допусков (см. рис. 1.21) для размеров шлицевых деталей; определите наибольшие и наименьшие зазоры или натяги. Общая конструкция вала должна быть разработана самостоятельно.

Пример расчета шлицевого соединения

Задание Для прямобочного шлицевого соединения легкой серии с номинальными размерами 6×26×30 при твердости втулки свыше 40 $HRC_Э$, перемещающейся без нагрузки, выбрать поверхность центрирования и посадки, определить отклонения, допуски и предельные размеры всех элементов соединения, начертить схемы расположения полей допусков для параметров шлицевого соединения, определить наибольшие и наименьшие зазоры (натяги).

Решение

При твердой втулке и подвижном соединении необходимая точность достигается центрированием по внутреннему диаметру *d*.

По ГОСТ 1139-80 выбираем следующие размеры и посадки: для размера *d* — *H*7/*f*7; для размера *b* — *F*8/*f*7; для размера *D* — *H*12/*a*11.

Обозначение выбранного шлицевого соединения:

$$d-6\times 26\frac{H7}{f7}\times 30\frac{H12}{\text{a}11}\times 6\frac{F8}{f7}$$

По ГОСТ 25347-82 или табл. 1.3,1.4—1.5 (*вклейка*) предельные отклонения размеров, мм:

— отверстия 26*H*7 — $26^{+0,021}$;

— отверстия 30*H*12 — $30^{+0,240}$;

— вала 26*f*7 — $26^{-0,020}_{-0,041}$;

— вала 30*a*11 — $30^{-0,300}_{-0,430}$;

— ширины впадин втулки $6F8$ — $6^{+0,028}_{+0,010}$;

— толщины зубьев вала $6f7$ — $6^{-0,010}_{-0,022}$.

Таблица 1.28

Исходные данные для выбора шлицевого соединения

Последняя цифра номера зачетной книжки	Внутренний диаметр d, мм	Твердость втулки HRC	Реверсивность передачи
1	26	св. 40	Реверсивная
2	28	до 40	Реверсивная
3	32	св. 40	Нереверсивная
4	42	до 40	Нереверсивная
5	46	св. 40	Нереверсивная
6	52	до 40	Реверсивная
7	56	св. 40	Нереверсивная
8	62	до 40	Нереверсивная
9	72	св. 40	Нереверсивная
0	82	до 40	Нереверсивная
Предпоследняя цифра номера зачетной книжки	Нагрузка	Серия соединения	Подвижность втулки
1	Перемещение без нагрузки	легкая	подвижная
2	Большая	средняя	неподвижная
3	Перемещение под нагрузкой	тяжелая	подвижная
4	Умеренная	легкая	неподвижная
5	Перемещение без нагрузки	средняя	подвижная
6	Большая	тяжелая	неподвижная
7	Перемещение под нагрузкой	легкая	подвижная
8	Умеренная	средняя	неподвижная
9	Перемещение без нагрузки	тяжелая	подвижная
0	Большая	легкая	неподвижная

Допуски размеров, мм:

— отверстия $T_d = 0{,}021$;

— отверстия $T_D = 0{,}240$;

— ширины впадин втулки $T_b = 0{,}018$;

— вала $T_d = 0{,}021$;

— вала $T_D = 0{,}130$;

— толщины зубьев вала $T_b = 0{,}012$.

Предельные размеры, мм:

— отверстие $d_{\text{о max}} = 26{,}021$; $d_{\text{о min}} = 26$;

— отверстие $D_{\text{о max}} = 30{,}210$; $D_{\text{о min}} = 30$;

— ширина впадины $b_{\text{о max}} = 6{,}028$; $b_{\text{о min}} = 6{,}010$;

— вал $d_{\text{в max}} = 25{,}980$; $d_{\text{в min}} = 25{,}959$;

— вал $D_{\text{в max}} = 29{,}700$; $D_{\text{в min}} = 29{,}570$;

— толщина зубьев вала $b_{\text{в max}} = 5{,}990$; $b_{\text{в min}} = 5{,}978$.

Наибольшие и наименьшие зазоры в соединении, мм:

по d: $S_{\max} = d_{\text{о max}} - d_{\text{в min}} = 26{,}021 - 25{,}959 = 0{,}062$;

$S_{\min} = d_{\text{о min}} - d_{\text{в max}} = 26{,}000 - 25{,}980 = 0{,}020$;

по D: $S_{\max} = D_{\text{о max}} - D_{\text{в min}} = 30{,}210 - 29{,}570 = 0{,}640$;

$S_{\min} = D_{\text{о min}} - D_{\text{в max}} = 30{,}000 - 29{,}700 = 0{,}300$;

по b: $S_{\max} = b_{\text{о max}} - b_{\text{в min}} = 6{,}028 - 5{,}978 = 0{,}050$;

$S_{\min} = b_{\text{о min}} - b_{\text{в max}} = 6{,}010 - 5{,}990 = 0{,}020$.

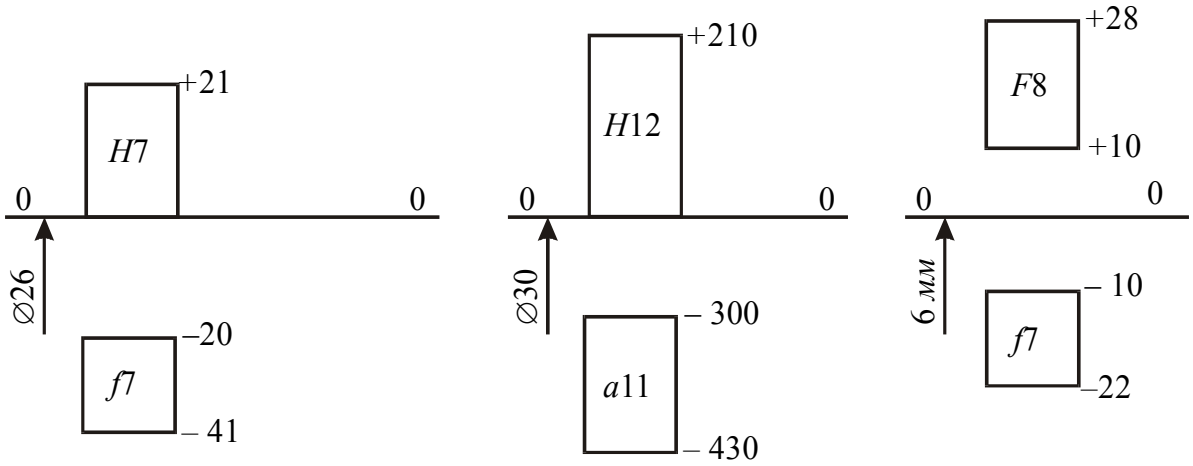

Рис. 1.21. Схема расположения полей допусков элементов шлицевого соединения

1.7. Стандартизация зубчатых передач

Для правильного выбора (назначения) требований к точности зубчатых колес и обеспечения разнообразных эксплутационных требований в нормативных документах по точности колес и передач установлены четыре группы требований, которые названы *нормами точности*.

Нормы точности на зубчатые колеса и передачи представляют собой набор требований к точности геометрических и кинематических параметров зубчатых колес и передач для оценки этой точности в отношении определенного эксплуатационного признака. Это нормы кинематической точности, нормы плавности работы, нормы контакта зубьев, нормы бокового зазора.

В нормах кинематической точности приведены требования к точности таких геометрических и кинематических параметров колеса и передачи, погрешность которых влияет на погрешность передаточного отношения за полный оборот колеса. Это требование особенно важно для зубчатых колес в кинематических цепях станков, в делительных механизмах и т.п.

Нормы плавности работы устанавливают требования к точности таких геометрических и кинематических параметров колес и передач, погрешность которых также влияет на кинематическую точность, но такая погрешность многократно проявляется за один оборот колеса, то есть один или несколько раз на каждом зубе. Эти требования имеют наибольшее значение для передач, работающих на больших скоростях, поскольку такие погрешности являются источником ударов, приводящих к появлению шума и вибраций.

В нормах контакта зубьев нормируются требования к таким геометрическим и кинематическим параметрам колес и передач, погрешность которых влияет на поверхности касания зубьев сопрягаемых колес. Требования к контакту поверхностей имеют важное значение для передач, передающих большие нагрузки.

Нормы бокового зазора обобщают требования к таким параметрам колес и передач, которые влияют на зазор по нерабочим профилям зубьев. Эти нормы важны для передач, работающих в тяжелых температурных условиях, при большой загрязненности, для реверсивных передач.

Для первых трех норм установлено 12 степеней точности. Чем меньше номер степени точности, тем точнее колесо и передача (меньшие допуски на показатели).

Для выбора степеней точности зубчатых передач применяются три метода: расчетный, опытный и табличный. Чаще применяется табличный метод, при котором используются обобщенные рекомендации, сведенные в таблицы, содержащие указания о примерных значениях окружных скоростей колес для каждой степени точности и типовых примерах использования норм точности (см. [5] или табл. 1.37).

При расчете зубчатого колеса из всего набора требований к показателям кинематической точности, плавности работы и показателям, определяющим контакт зубьев, для зубчатых колес и передач предпочтение отдают одну из них. Поэтому при нормировании допускается комбинирование разных степеней точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта, но с некоторыми ограничениями.

Степени точности по нормам плавности не могут быть более чем на две степени точнее или на одну степень грубее, чем по нормам кинематической точности; степени точности по нормам контакта зубьев не могут быть грубее степеней точности по нормам плавности.

Комбинирование позволяет назначать более точные степени для тех норм, которые наиболее важны при эксплуатации передачи, и более грубые степени для остальных норм. Например, для средних и высокоскоростных передач степень точности по нормам

плавности целесообразно назначить более точную, чем по нормам кинематической точности; для делительных передач степени точности по нормам кинематической точности и плавности рекомендуется принимать одинаковыми; для тяжело нагруженных передач, работающих со средними и малыми скоростями, рекомендуется назначать степени точности по нормам контакта зубьев более точными, чем степени точности по нормам кинематической точности и плавности.

Степень точности зубчатого колеса выбирается в следующем порядке.

Определяют окружную скорость зубчатого колеса

$$V = \frac{p\,mzn}{60 \cdot 1000}, \qquad (1.64)$$

где V — окружная скорость зубчатого колеса, м/с; m — модуль, мм; z — число зубьев колеса; n — частота вращения колеса, мин$^{-1}$.

По справочным таблицам [5] или табл. 1.37 определяют степень точности по нормам плавности в зависимости от рассчитанного значения окружной скорости. В зависимости от назначения передачи, используя комбинирование степеней точности по нормам точности, выбирают степень точности по нормам кинематической точности и нормам плавности.

Гарантированный боковой зазор, определяющий вид сопряжения, рассчитывается с учетом температурного режима работы передачи, способа смазывания и окружной скорости зубчатых колес.

Боковой зазор, соответствующий температурной компенсации

$$j_{n1} = a\,[\alpha_{p1}(t_1 - 20°) - \alpha_{p2}(t_2 - 20°)] \cdot 0{,}684, \qquad (1.65)$$

где a — межосевое расстояние передачи, мм; $\alpha_{p1} = 11{,}5 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1} — коэффициент линейного расширения для стальных зубчатых колес; $\alpha_{p2} = 10{,}5 \cdot 10^{-6}$ °C^{-1} — коэффициент линейного расширения для чугунного корпуса; t_1 — температура нагрева зубчатых колес, °C; t_2 — температура нагрева корпуса, °C.

Таблица 1.37

Рекомендации по применению степеней точности для прямозубых зубчатых колес **(Выдержка из ГОСТ 1643-81)**

Степень точности	Условия работы и применение	Окружная скорость, м/с
5 (прецизионные)	Колеса для прецизионных делительных механизмов*; работающие при высоких скоростях, требующие высокой плавности и бесшумности**; зубчатые колеса турбинных редукторов.	Св. 20
6 (высокоточные)	Зубчатые колеса для плавной работы на высоких скоростях, требующие бесшумности**; зубчатые колеса делительных механизмов*; особо ответственные зубчатые колеса авиа- и автостроения, особо точные передачи с отсчетом.	До 15
7 (точные)	Зубчатые колеса, работающие при повышенных скоростях и умеренных мощностях (или наоборот)**: зубчатые колеса подач в металлорежущих станках, где требуется согласованность движений*, колеса скоростных редукторов в авиа- и автостроении, передачи на уст-	До 10

	ройствах с отсчетом.	
8 (средней точности)	Зубчатые колеса общего назначения, не требующие особой точности: колеса передач станков, не входящие в делительные цепи; неответственные зубчатые колеса авиа- и автостроения; колеса грузоподъемных механизмов, ответственные зубчатые колеса сельскохозяйственных машин; зубчатые колеса нормальных редукторов.	До 6
9 (пониженной точности)	Зубчатые колеса, предназначенные для грубой работы, к которым не предъявляются требования нормальной точности; ненагруженные передачи, выполненные по конструктивным соображениям большими, чем следует из расчета.	До 2
* Степень точности по нормам плавности работы может быть на одну степень грубее. ** Степень точности по нормам кинематической точности может быть на одну степень грубее.		

Боковой зазор, необходимый для размещения слоя смазки, мм

$$j_{n2} = (10\ldots30)m, \qquad (1.66)$$

где m — модуль ($10m$ принимают для тихоходных передач, а $30m$ — для особо высокоскоростных передач), мм.

Гарантированный боковой зазор

$$j_{n\,\min} = j_{n1} + j_{n2}. \qquad (1.67)$$

Далее сравнивают рассчитанный боковой зазор с табличным (см. табл. 1.38) и определяют вид сопряжения, соответствующий ближайшему значению $j_{n\,\min}$, принимают вид допуска на боковой зазор и класс точности межосевого расстояния в соответствии с видом сопряжения.

Согласно рекомендациям ГОСТ 1643-81 [5] выбирают показатели или комплексы показателей кинематической точности, плавности работы передачи, определяющие контакт зубьев в передаче и боковой зазор.

По таблицам ГОСТ 1643-81 определяют численные значения выбранных показателей.

Таблица 1.38

Гарантированный боковой зазор $j_{n\,\min}$ **(Выдержка из ГОСТ 1643-81)**

Вид сопряжения	Класс отклоне-ний межосевого расстояния	Межосевое расстояние a, мм							
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 До 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630
		$j_{n\,min}$, мкм							
H	II	0	0	0	0	0	0	0	0
E	II	30	35	40	46	52	57	63	70

D	III	46	54	63	72	81	89	97	110
C	IV	74	87	100	115	130	140	155	175
B	V	120	140	160	185	210	230	250	280
A	VI	190	220	250	290	320	360	400	440

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 1.11.

Задание 1.11

По табл. 1.39 в соответствии с двумя последними цифрами зачетной книжки выберите номер варианта и соответствующие ему исходные данные; определите окружную скорость зубчатого колеса; определите согласно рекомендациям степени точности для трех норм точности; рассчитайте боковой зазор и определите класс отклонений межосевого расстояния; приведите условное обозначение точности зубчатого колеса по ГОСТ 1643-81; выберите показатели кинематической точности, плавности работы передачи, определяющие контакт зубьев и боковой зазор; по таблицам ГОСТ 1643-81 определите численные значения выбранных показателей; выполните рабочий чертеж зубчатого колеса.

Чертежи зубчатых колес (по заданию прямозубые) выполните в соответствии с требованиями ЕСКД. Конструкцию зубчатого колеса разработайте самостоятельно по рассчитанным параметрам зубчатого венца.

Рекомендации:

Таблицу параметров помещают в верхнем правом углу чертежа и сплошными основными линиями разделяют на три части.

В первой (верхней) части приводят основные данные, необходимые для изготовления: модуль, число зубьев, исходный контур и коэффициент его смещения, а также заданную степень точности и вид сопряжения.

Вторая часть предназначена для размещения контрольных показателей. При стандартном исходном контуре во второй части ограничиваются данными для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из вариантов [5].

Третья часть таблицы отводится для справочных данных (размер делительного диаметра, расстояние до постоянной хорды, обозначение чертежа парного зубчатого колеса и т. п.).

Шероховатость поверхностей зубьев назначается по рекомендациям [2], [5]. Величины допусков на радиальное биение наружного цилиндра заготовки F_{da}, торцевое биение базового торца F_r, отклонение диаметра вершин зубьев A_{da} принимаются по рекомендациям [5].

Пример определения показателей точности зубчатой передачи

З а д а н и е

Определить точностные показатели зубчатой передачи при m = 4; z = 40; n = 600 мин$^{-1}$; a = 180 мм; t_1 = 60 °С; t_2 = 40 °С. Условия работы и применение передачи: коробки передач автомобилей, станков. Зубчатые колеса прямозубые, стальные, корпус чугунный.

Таблица 1.39

Исходные данные для выбора зубчатых передач

Последняя цифра номера зачетной книжки	Условия работы и применение передачи — делительные механизмы					
	m, мм	z	n, мин$^{-1}$	a, мм	t_1, °С	t_2, °С
1	2	68	1900	120	50	35
2	2,5	59	1800	135	50	35
3	3	65	1300	180	75	40
4	2	75	1700	105	75	40
5	1,5	60	2500	90	75	40
6	1	90	2000	120	60	35
7	2,5	100	1000	150	60	35
8	1,5	80	2000	75	75	50
9	2	45	2500	90	75	50
0	3	50	1600	150	75	50
Предпоследняя цифра зачетной книжки — 1, 2 или 3						
	Условия применения передачи — коробки передач автомобилей и станков					
1	1,5	60	1900	90	75	50
2	2	80	1000	120	50	35
3	2,5	90	760	150	45	30
4	3	90	600	180	45	25
5	3,5	90	500	210	45	25
6	2	75	1000	105	50	35
7	3	50	1000	150	50	35
8	2,5	54	1200	135	70	40
9	1,5	50	2000	75	75	35
0	3,5	60	800	210	60	40
Предпоследняя цифра зачетной книжки — 4, 5 или 6						
Последняя цифра номера зачетной книжки	Условия работы и применение передачи — делительные механизмы					
	m, мм	z	n, мин$^{-1}$	a, мм	t_1, °С	t_2, °С
1	2	80	2700	240	75	50
2	2,5	120	1500	300	75	50
3	3	90	1600	270	85	60
4	3,5	110	1200	360	85	60
5	4	105	1200	420	85	60
6	5	120	1000	480	90	65
7	4	125	900	480	90	65
8	3,5	120	1100	420	75	40
9	3	125	1300	360	80	45
0	2,5	120	1700	300	90	55

Предпоследняя цифра зачетной книжки — 7 или 8						
Последняя цифра номера зачетной книжки	Условия работы и применения — тяжелонагруженные передачи, колеса грузоподъемных механизмов					
	m, мм	z	n, мин$^{-1}$	a, мм	t_1, °С	t_2, °С
1	5	70	270	300	50	35
2	5,5	60	250	315	50	35
3	6	90	150	360	75	50
4	7	100	120	420	75	50
5	8	60	180	480	60	40
6	9	75	130	600	60	40
7	10	80	100	600	50	35
8	7	90	140	420	60	35
9	6	80	160	360	60	35
0	5,5	60	260	300	60	35
Предпоследняя цифра зачетной книжки — 9 или 0						

Р е ш е н и е

Определяем окружную скорость зубчатого колеса:

$$V = \frac{p\,mzn}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}1415 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 600}{60 \cdot 1000} = 5{,}03 \text{ м/с.}$$

Согласно табл. 1.37 по нормам плавности назначаем 7-ю степень точности. По нормам кинематической точности назначаем 8-ю степень точности. По нормам контакта выбираем 6-ю степень точности, то есть на одну степень точнее нормы плавности.

Рассчитываем гарантированный боковой зазор по формулам (1.65)—(1.67):

$$j_{n\,\min} = j_{n1} + j_{n2}\,;$$

$$j_{n1} = a[\alpha_{p1}(t_1 - 20°) - \alpha_{p2}(t_2 - 20°)] \cdot 0{,}684,$$

$j_{n1} = 180 \cdot [11{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot (60° - 20°) - 10{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot (40° - 20°)] \cdot 0{,}684 = = 0{,}031$ мм = 31 мкм;

$j_{n2} = 10 \cdot m = 10 \cdot 4 = 40$ мкм.

$$j_{n\,\min} = 31 + 40 = 71 \text{ мкм.}$$

Сравнивая рассчитанный боковой зазор с ближайшим большим табличным (см. табл. 1.38), принимаем $j_{n\,\min}$ = 100 мкм, что соответствует виду сопряжения *С*. Вид допуска на боковой зазор — *с*, класс отклонений межосевого расстояния — IV. Записываем условное обозначениестепень точности рассматриваемого зубчатого колеса:

8 — 7 — 6 — С ГОСТ 1643-81

Комплекс контролируемых показателей зубчатого колеса выбираем по рекомендациям ГОСТ 1643-81 или [4]. Для данного примера нормы и показатели кинематической точности — радиальное биение зубчатого венца F_{rr}, допуск F_r = 71 мкм (см. табл.1.40).

Делительный диаметр $d = m\,z = 4 \cdot 40 = 160$ мм.

Колебание длины общей нормали F_{vwr}, допуск F_{vw} = 50 мкм (см. табл. 1.41).

Таблица 1.40

Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r

(Выдержка из ГОСТ 1643-81)

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм		
		До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800
		Допуски F_r, мкм		
5	От 1 до 3,5	16	22	28
	Св. 3,5 до 6,3	18	25	32
	Св. 6,3 до 10	20	28	36
6	От 1 до 3,5	25	36	45
	Св. 3,5 до 6,3	28	40	50
	Св. 6,3 до 10	32	45	56
7	От 1 до 3,5	36	50	63
	Св. 3,5 до 6,3	40	56	71
	Св. 6,3 до 10	45	63	80
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 до 6,3	50	71	90
	Св. 6,3 до 10	56	80	100
9	От 1 до 3,5	71	80	100
	Св. 3,5 до 6,3	80	100	112
	Св. 6,3 до 10	90	112	125
10	От 1 до 3,5	100	112	125
	Св. 3,5 до 6,3	125	140	140
	Св. 6,3 до 10	140	160	160

Таблица 1.41

Допуски на колебание длины общей нормали F_{vw}

(Выдержка из ГОСТ 1643-81)

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм		
		До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800
		Допуски F_{vw}, мкм		
5	От 1 до 16	10	18	28
6	От 1 до 16	16	28	45
7	От 1 до 25	22	40	60
8	От 1 до 40	28	50	80

Таблица 1.42

Предельные отклонения шага f_{pt}, шага зацепления f_{pb}

(Выдержка из ГОСТ 1643-81)

Степень точности	Обозначение	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм		
			До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800
5	f_{pt}	От 1 до 3,5	±6	±7	±8
		Св. 3,5 до 6,3	±8	±9	±9
		Св. 6,3 до 10	±9	±10	±11
	f_{pb}	От 1 до 3,5	±5,6	±6,7	±7,5
		Св. 3,5 до 6,3	±7,5	±8,5	±7,5
		Св. 6,3 до 10	±8,5	±9,5	±10
6	f_{pt}	От 1 до 3,5	±10	±11	±13
		Св. 3,5 до 6,3	±13	±14	±14
		Св. 6,3 до 10	±14	±16	±18

	f_{pb}	От 1 до 3,5	±9,5	±10	±12
		Св. 3,5 до 6,3	±12	±13	±13
		Св. 6,3 до 10	±13	±15	±17
7	f_{pt}	От 1 до 3,5	±14	±16	±18
		Св. 3,5 до 6,3	±18	±20	±20
		Св. 6,3 до 10	±20	±22	±25
	f_{pb}	От 1 до 3,5	±13	±15	±17
		Св. 3,5 до 6,3	±17	±19	±19
		Св. 6,3 до 10	±19	±21	±24
8	f_{pt}	От 1 до 3,5	±20	±22	±25
		Св. 3,5 до 6,3	±25	±28	±28
		Св. 6,3 до 10	±28	±32	±36
	f_{pb}	От 1 до 3,5	±19	±21	±24
		Св. 3,5 до 6,3	±24	±26	±26
		Св. 6,3 до 10	±26	±30	±34
9	f_{pt}	От 1 до 3,5	±28	±32	±36
		Св. 3,5 до 6,3	±36	±40	±40
		Св. 6,3 до 10	±40	±45	±50
	f_{pb}	От 1 до 3,5	±26	±30	±34
		Св. 3,5 до 6,3	±34	±38	±38
		Св. 6,3 до 10	±38	±42	±45

Для контроля плавности работы выбираем показатели: отклонение шага f_{ptr}, предельные отклонения шага f_{pt} = ±20 мкм; отклонение шага зацепления f_{pbr}, предельные отклонения шага зацепления f_{pb} = ±19 мкм (см. табл. 1.42).

Нормы контакта: погрешность направления зуба $F_{\beta r}$, допуск F_{β} = = 9 мкм (см. табл. 1.43), ширина зубчатого венца (5...10)·m, для данного примера ширина зубчатого венца 40 мм.

Нормы бокового зазора: отклонение средней длины общей нормали E_{Wmr} , наименьшее отклонение средней длины общей нормали $-E_{Wms}$ = (–70) + (–18) = – 88 мкм (см. табл. 1.45); допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm} = 90 мкм (см. табл.1.44).

Таблица 1.43

Допуски погрешности направления зуба F_{β}, мкм **(Выдержка из ГОСТ 1643-81)**

Степень точности	Модуль	Ширина зубчатого венца, мм		
		До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160
4	От 1 до 10	5,5	8	10
5	От 1 до 16	7	10	12
6	От 1 до 16	9	12	16
7	От 1 до 25	11	16	20
8	От 1 до 40	18	25	32
9	От 1 до 55	28	40	50

Таблица 1.44

Допуски на среднюю длину общей нормали T_{Wm}, мкм **(Выдержка из ГОСТ 1643-81)**

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуски на радиальное биение F_r, мм										
		Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160
H, E	*h*	20	20	20	22	25	25	28	30	40	55	70
C	*c*	35	40	45	45	50	60	70	90	110	120	140
B	*b*	40	45	50	55	60	70	100	100	120	140	200
A	*a*	55	60	60	80	90	100	110	140	150	180	240
—	*z*	70	70	80	100	110	120	140	180	200	250	300
—	*y*	90	100	110	120	160	180	220	240	300	350	400
—	*x*	110	120	140	160	180	220	250	300	350	400	550

Таблица 1.45

Наименьшие отклонения средней длины общей нормали $-E_{Wms}$ **(Выдержка из ГОСТ 1643-81)**

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр *d*, мм								
		До 80	Св.80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800
		Отклонение E_{Wms} (слагаемое 1), мкм								
H	3-6	8	10	11	12	14	16	18	20	22
	7	10	10	12	14	16	18	20	22	25
E	3-6	20	24	28	30	35	40	45	50	55
	7	25	30	30	35	40	45	50	55	60
D	3-6	30	35	40	50	55	60	70	70	90
	7	35	40	50	55	60	70	70	80	100
	8	40	50	50	60	70	70	80	90	110
C	3-6	50	60	70	80	90	100	110	120	140
	7	55	70	70	80	100	110	120	140	140
	8	60	80	80	100	110	120	140	140	160
	9	70	80	100	110	120	140	140	160	200
B	3-6	80	100	110	120	140	160	180	200	220
	7	100	110	120	140	180	180	200	200	250
	8	100	110	140	140	180	200	200	250	280
	9	110	120	140	160	200	200	250	280	300
A	3-6	120	140	180	200	220	250	280	300	350
	7	140	180	200	200	250	280	300	350	350
	8	160	200	200	250	280	300	350	350	400
	9	180	200	250	280	280	350	350	400	500
Слагаемое 2 для определения — E_{Wms}, мкм										
Допуски на радиальное биение F_r, мм										
Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св.25 до 32	Св.32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св.125 до 160
3	4	5	7	9	11	14	18	22	25	35

Примечание: для отклонения E_{Wms} необходимо к слагаемому 1, величина которого зависит от делительного диаметра *d* и вида сопряжения, прибавить слагаемое 2, величина которого зависит от допускаемого радиального биения F_r.

Данные для контроля: длина общей нормали $W = W_1\ m$, где W_1 — длина общей нормали при m = 1 мм (см. табл. 1.46), W = 13,84479·4 = 55,399 мм при z_n = 5 (z_n — число зубьев, охватываемых при измерении).

Таблица 1.46

Значения длины общей нормали W_1, мм (при m =1 мм)
(Выдержка из ГОСТ 1643-81)

z	z_n	W_1	z	z_n	W_1
40	5	13,84479	75	9	26,14349
45	5	13,91482	80	9	26,21352
50	6	16,93697	90	10	29,30570
54	6	16,99299	100	12	35,35001
59	7	20,01515	105	12	35,42009
60	7	20,02915	110	13	38,44225
65	8	23,05131	120	14	41,53444
70	8	23,12134	125	14	41,60447

Верхнее отклонение поля допуска длины общей нормали равно наименьшему отклонению средней длины общей нормали E_{Wms} = – 88 мкм. Нижнее отклонение $E_{Wms} - T_{Wm}$ = – 88 – 90 = –178 мкм.

В таблице чертежа зубчатого колеса должно быть проставлено следующее значение длины общей нормали: .

Радиальное биение наружного цилиндра заготовки F_{da} назначаем по формуле F_{da} = 0,6·F_r [3], как для варианта использования наружного цилиндра (для выверки установки зубчатого колеса на станке), F_{da} = 0,6·71 = 42,6 мкм. Окончательно принимаем F_{da} = 0,043 мм; отклонения наружного цилиндра A_{da} принимаем по полю допуска h14.

2. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

2. Задачи и методы расчета размерных цепей

Качество изделия, его сборочных единиц и деталей во многом зависит от точности расположения элементов конструкции. Точность взаимного расположения элементов конструкции задается на основании расчета допустимых предельных отклонений размерной цепи. Размерная цепь определяется как совокупность размеров, образующих замкнутый контур и учитываемых при решении поставленной задачи.

Размеры, входящие в размерную цепь, называются звеньями. Звеньями размерной цепи могут быть любые линейные или угловые параметры: диаметральные размеры, расстояния между поверхностями или осями, зазоры, натяги, перекрытия, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т.д.

Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и несколько составляющих звеньев.

Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия. Это понятие используется в проектном расчете.

В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. В этом случае такое звено именуется замыкающим. Понятие замыкающего звена используется при поверочном расчете размерной цепи. Таким образом, замыкающее звено непосредственно не выполняется, а представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи.

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

Каждое звено обозначается прописной буквой русского или строчной буквой греческого алфавита (кроме α, δ, ξ, λ, ω) с индексом в виде порядкового номера (у замыкающего звена вместо порядкового номера ставят индекс Δ).

Составляющие звенья по отношению к замыкающему звену делятся на увеличивающие (при увеличении которых замыкающий размер увеличивается) и уменьшающие (при увеличении которых замыкающий размер уменьшается). В сложных размерных цепях рекомендуется над буквенными обозначениями звеньев устанавли-

вать метки — стрелки (см. рис. 2.1): над увеличивающим звеном стрелкой вправо, над уменьшающим — влево.

В расчетах размерных цепей различают прямую и обратную задачи.

При решении прямой задачи на основании известных предельных отклонений исходного (замыкающего) звена определяют номинальные размеры, координаты середины полей допусков и предельные отклонения всех составляющих размерную цепь звеньев. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

При решении обратной задачи, исходя из установленных величин составляющих звеньев, определяются величина номинального размера, величина и координата середины поля допуска и предельные отклонения замыкающего звена.

Точность исходного звена достигается пятью методами: полной и неполной взаимозаменяемости, групповой взаимозаменяемости, регулирования и пригонки.

Для расчета размерных цепей используются методы:

— максимума-минимума, при котором учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев;

— вероятностный, при котором учитываются законы рассеяния размеров деталей и случайный характер их сочетаний на сборке.

Совпадение действительных размеров деталей в цепи, выполненных равными предельным размерам, маловероятно. Поэтому, задаваясь некоторым допустимым процентом риска (процентом изделий, размеры замыкающих звеньев которых выйдут за установленные пределы), определяют возможное расширение полей допусков составляющих размеров.

Определение номинальных размеров звеньев размерной цепи при любом методе расчета основано на положении о ее замкнутости:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \cdot A_i \,, \qquad (2.1)$$

где A_{Δ} — номинальный размер замыкающего звена; A_i — номинальный размер i-го составляющего звена; m — число звеньев цепи, включая замыкающее; ξ_{A_i} — передаточное отношение i-го звена размерной цепи. Для линейных цепей с параллельными звеньями пе-

редаточные отношения соответственно равны: для увеличивающих звеньев $\xi_{A_i} = 1$, для уменьшающих — $\xi_{A_i} = -1$.

Допуск замыкающего звена TA_Δ при расчете на максимум-минимум связан с допусками составляющих звеньев T_{A_i} соотношением

$$T_{A_\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \left|\xi_{A_i}\right| \cdot T_{A_i} \; ; \qquad (2.2)$$

при расчете вероятностным методом

$$T_{A_\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \cdot \lambda_{A_i}^2 \cdot \left(T_{A_i}\right)^2} \; , \qquad (2.3)$$

где t — коэффициент, зависящий от процента риска P и принимаемый в соответствии с табл. 2.1; λ_{A_i} — коэффициент относительного рассеяния, являющийся относительным средним квадратичным отклонением. При расчете размерных цепей рекомендуется присваивать коэффициенту λ следующие значения: $\lambda = 1/\sqrt{3}$ — если при расчете не известен характер кривой рассеяния размеров детали (для изделий мелкосерийного и индивидуального производства); $\lambda = 1/\sqrt{6}$ — если предполагается закон рассеяния размеров, близкий к закону треугольника, (для изделий массового производства); $\lambda = 1/3$ — для закона нормального распределения (для изделий крупносерийного и массового производства).

Таблица 2.1

Значения коэффициента *t* для различных *P*

P, %	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Координата середины поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_0 A_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \cdot \Delta_0 A_i \; , \qquad (2.4)$$

где $\Delta_0 A_i$ — координата середины поля допуска i-го звена, которая определяется по формуле

$$\Delta_0 A_i = \frac{\Delta_в A_i + \Delta_н A_i}{2} \; , \qquad (2.5)$$

где $\Delta_в A_i$ и $\Delta_н A_i$ — соответственно верхнее и нижнее отклонения i-го звена.

Верхнее отклонение замыкающего звена $\Delta_{\text{в}}\text{A}_{\Delta}$определяется как

$$\Delta_{\text{в}}\text{A}_i = \Delta_0\text{A}_{\Delta} + \frac{T_{\text{A}_{\Delta}}}{2}. \qquad (2.6)$$

Нижнее отклонение замыкающего звена $\Delta_{\text{н}}\text{A}_{\Delta}$

$$\Delta_{\text{н}}\text{A}_i = \Delta_0\text{A}_{\Delta} + \frac{T_{\text{A}_{\Delta}}}{2}. \qquad (2.7)$$

2.2. Достижение заданной точности замыкающего звена методом полной взаимозаменяемости

При исследовании вопроса о том, каким методом можно обеспечить точность исходного звена, ориентируются на среднюю величину допуска и среднее число единиц допуска составляющих звеньев:

среднее значение допуска составляющих звеньев

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{A}_{\Delta}}}{\sum_{i=1}^{m-1}\left|\xi_{\text{A}_i}\right|}, \qquad (2.8)$$

среднее число единиц допуска составляющих звеньев

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{A}_{\Delta}}}{\sum_{i=1}^{m-1} i_{\text{A}_i}}, \qquad (2.9)$$

где i_{A_i} — единица допуска, мкм. Значения i_{A_i} для основных интервалов размеров в диапазоне размеров до 500 мм приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Значения единиц допуска i_{A_i}, мкм

Интервалы размеров, мм	До 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
i_{A_i}	0,55	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Соотношения между величиной a и квалитетом регламентированы и приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Соотношение между величиной *a* и номером квалитета

(Выдержка из ГОСТ 25346-89)

Обозначение допуска	*IT*5	*IT*6	*IT*7	*IT*8	*IT*9	*IT*10	*IT*11	*IT*12	*IT*13	*IT*14	*IT*15	*IT*16	*IT*17
a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

По найденному номеру квалитета находят допуски на звенья по ГОСТ 25346-89 или табл. 1.3.

Если величины допусков на часть составляющих звеньев известны (заданы или стандартизованы), то среднее число единиц допуска $a_{\text{ср}}$ определяется по формуле:

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{A}_\Delta} - \sum_{j=1}^{n} T_{\text{A}_j}}{\sum_{i=1}^{(m-1)-n} i_{\text{A}_i}}, \qquad (2.10)$$

где T_{A_j} — допуск стандартного звена; n — число стандартных звеньев; $j = 1, 2, 3, ..., n$ — порядковый номер стандартного звена.

При получении a_c, близкого к середине между двумя соседними стандартными значениями a, часть звеньев задают по ближайшему более точному, а часть — по ближайшему более грубому квалитету с учетом ответственности звеньев и сложности их обработки.

Учитывая технологические особенности изготовления и сборки, в случае необходимости, корректируют допуски составляющих звеньев при соблюдении условия

$$\sum_{i=1}^{m-1} T_{\text{A}_i} \le T_{\text{A}_\Delta}. \qquad (2.11)$$

На все звенья цепи, кроме стандартных и одного из составляющих A_x, которое называют зависимым, назначают поля допусков. Обычно для охватывающих размеров отклонения назначают с основным отклонением H, а для охватываемых — с основным отклонением h. Когда вопрос решить затруднительно, допуски задают с симметричными отклонениями.

Затем определяют координаты середин полей допусков составляющих звеньев $\Delta_0\text{A}_i$ и находят координату середины поля допуска зависимого звена $\Delta_0\text{A}_x$.

Координата середины поля допуска зависимого звена, выбранного из числа увеличивающих звеньев цепи,

$$\Delta_0 \overset{\rho}{A}_x = \sum \Delta_0 \overset{\rho}{A}_i - \sum \Delta_0 \overset{\sigma}{A}_i + \Delta_0 A_\Delta , \qquad (2.12)$$

где $\Delta_0 \overset{\rho}{A}_i$ и $\Delta_0 \overset{\sigma}{A}_i$ — координаты середин полей допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев соответственно.

Координата середины поля допуска зависимого звена, выбранного из числа уменьшающих звеньев цепи,

$$\Delta_0 \overset{\sigma}{A}_x = \sum \Delta_0 \overset{\rho}{A}_i - \sum \Delta_0 \overset{\sigma}{A}_i - \Delta_0 A_\Delta . \qquad (2.13)$$

Верхнее и нижнее предельные отклонения зависимого звена

$$\Delta_{\text{в}} A_x = \Delta_0 A_x + \frac{T_{A_x}}{2} ; \qquad (2.14)$$

$$\Delta_{\text{н}} A_x = \Delta_0 A_x - \frac{T_{A_x}}{2} . \qquad (2.15)$$

2.3. Достижение заданной точности замыкающего звена вероятностным методом

Распределение допуска исходного (замыкающего) звена осуществляется способом равных допусков (средней величины допуска составляющих звеньев) и способом одной степени точности (средней).

Средний (равный) допуск составляющих звеньев по способу равных допусков определяется как

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{A_\Delta}}{t\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \lambda_{A_i}^2}} , \qquad (2.16)$$

Среднее количество единиц допуска (коэффициент точности) $a_{\text{ср}}$, определяемое способом одной степени точности вычисляется по формуле:

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_{A_\Delta}}{t\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i}^2 \lambda_{A_i}^2 i_{A_i}^2}} . \qquad (2.17)$$

Если допуски части составляющих звеньев известны, то

$$a_{\text{ср}} = \frac{1}{t\lambda_{A_i}} \sqrt{\frac{(T_{A_\Delta})^2 - t^2 \lambda_{A_i}^2 \sum_{j=1}^{n} \xi_{A_i}^2 (T_{A_j})^2}{\sum_{i=1}^{(m-1)-n} \xi_{A_i}^2 i_{A_i}^2}} . \qquad (2.18)$$

Назначение предельных отклонений составляющих звеньев и определение отклонений зависимого звена выполняется так же, как и при расчете по методу, изложенному в п. 2.2.

Правильность решения задачи проверяется зависимостью

$$t\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1}\xi_{\mathrm{A}_i}^2\lambda_{\mathrm{A}_i}^2\left(T_{\mathrm{A}_i}\right)^2} \le T_{\mathrm{A}_\Delta}.$$

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 2.1.

Задание 2.1

По табл. 2.4 выберите исходные данные и рассчитайте размерную цепь (прямая задача) методами максимума-минимума и вероятностным. Сравните результаты расчета размерной цепи, полученные двумя методами и сделайте вывод о целесообразности применения одного из них.

Пример расчета размерной цепи

Задание

Размеры звеньев, мм: $B_1 = 28_{-0,2}$; $B_2 = 21$; $B_3 = 60$; $B_4 = 110$; $B_5 = 28_{-0,2}$; $B_6 = 21$; $B_7 = 2$; $B_8 = 285$; $B_9 = 2$; $B_{10} = 21$; $B_\Delta = 0^{+0,9}_{+0,3}$. Процент риска P = 2%. Рассеяние размеров происходит по закону нормального распределения.

Решение

Составляем схему размерной цепи

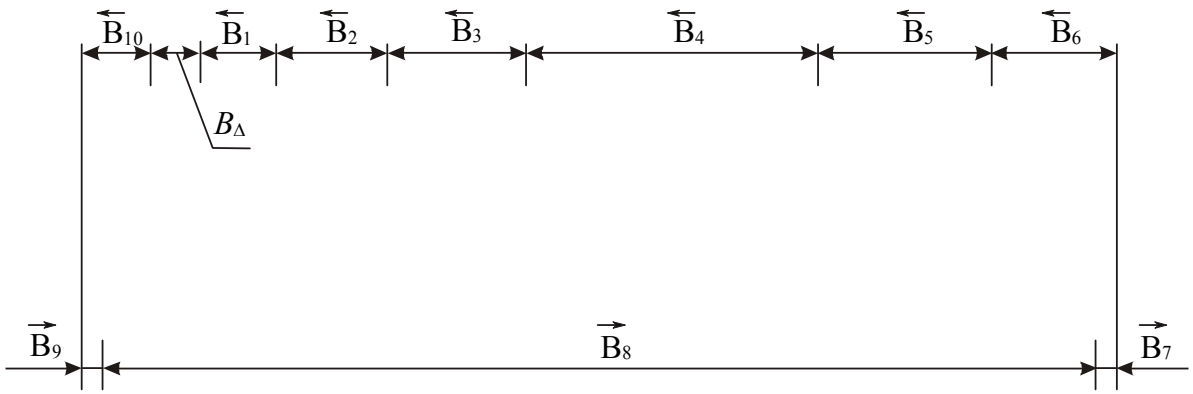

Рис. 2.1. Схема размерной цепи

Проверяем правильность составления размерной цепи

$$\mathrm{B}_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1}\xi_{\mathrm{B}_i}\cdot \mathrm{B}_i\,;$$

$$B_\Delta = (+1)B_9 + (+1)B_8 + (+1)B_7 + (-1)B_6 + (-1)B_5 + (-1)B_4 +$$
$$+ (-1)B_3 + (-1)B_2 + (-1)B_1 + (-1)B_{10} = 2 + 285 + 2 - 21 -$$
$$- 28 - 110 - 60 - 21 - 28 - 21 = 0.$$

Определяем допуск замыкающего звена:

$T_{B_\Delta} = \Delta_в B_\Delta - \Delta_н B_\Delta = (+0{,}9) - (+0{,}3) = 0{,}6$ мм.

Координата середины поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_0 B_\Delta = \frac{\Delta_в B_\Delta + \Delta_н B_\Delta}{2} = \frac{0{,}9 + 0{,}3}{2} = 0{,}6 \text{ мм.}$$

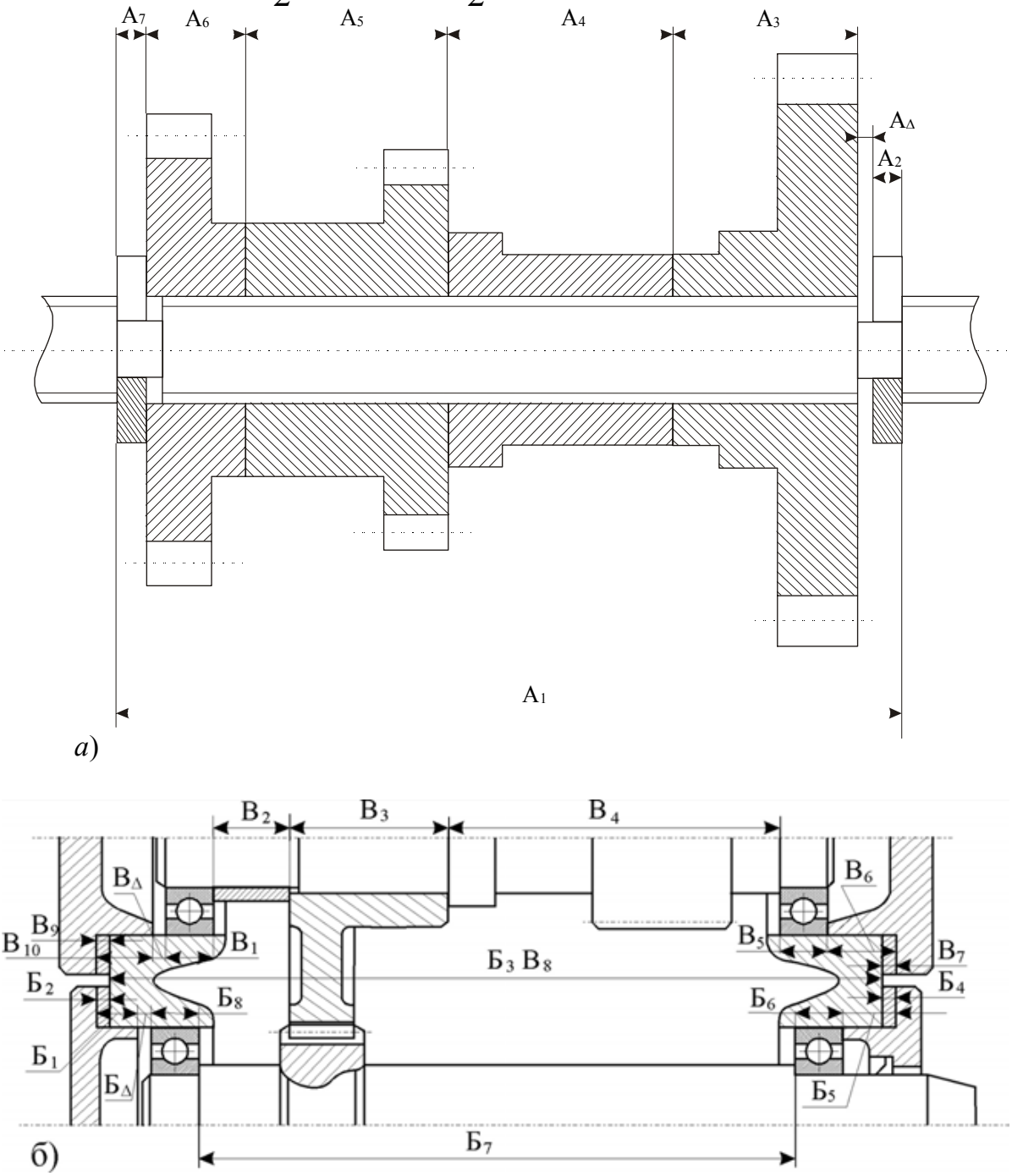

Рис. 2.2. Размерные цепи: а) — схема А, б) — схема Б и В

Таблица 2.4

Исходные данные для выбора и расчета размерных цепей

Звено	Последняя цифра номера зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
A_1	289,4	272,4	251,4	327	178,6	261,5	212,4	223,4	212,4	279,4
A_2	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$	$2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$
A_3	50	45	40	38	45	56	30	28	30	60
A_4	110	90	100	125	75	125	85	105	90	120
A_5	71	80	48	85	36	30	53	56	53	48
A_6	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$	$2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}2_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$	$1{,}7_{-0{,}12}$
A_Δ	$0^{+0{,}6}$	$0^{+0{,}8}_{+0{,}2}$	$0^{+0{,}8}_{+0{,}1}$	$0^{+0{,}85}_{+0{,}25}$	$0{,}2^{+0{,}6}$	$0{,}1^{+0{,}6}$	$0^{+0{,}7}_{+0{,}1}$	$0^{+0{,}9}_{+0{,}2}$	$0^{+0{,}85}_{+0{,}05}$	$0^{+0{,}9}_{+0{,}1}$
Предпоследняя цифра номера зачетной книжки 1,2, 3 или 4. Схема А. Процент риска P = 0,5%										
$Б_1$	5	5	6	8	8	10	12	4	5	10
$Б_2$	1	1	1,5	2	2	2	2	1	1	2
$Б_3$	200	220	240	360	320	450	500	140	170	400
$Б_4$	1	1	1,5	2	2	2	2	1	1	2
$Б_5$	10	10	12	15	15	18	18	10	10	18
$Б_6$	$15_{-0{,}12}$	$17_{-0{,}12}$	$18_{-0{,}12}$	$27_{-0{,}12}$	$24_{-0{,}12}$	$35_{-0{,}15}$	$42_{-0{,}2}$	$11_{-0{,}12}$	$13_{-0{,}12}$	$30_{-0{,}20}$
$Б_7$	157	173	189	287	253	356	390	106	131	316
$Б_8$	$15_{-0{,}12}$	$17_{-0{,}12}$	$18_{-0{,}12}$	$27_{-0{,}12}$	$24_{-0{,}12}$	$35_{-0{,}15}$	$42_{-0{,}2}$	$11_{-0{,}12}$	$13_{-0{,}12}$	$30_{-0{,}20}$
$Б_\Delta$	$0^{+0{,}85}_{+0{,}25}$	$0^{+0{,}8}_{+0{,}3}$	$0^{+1{,}0}_{+0{,}3}$	$0^{+1{,}2}_{+0{,}4}$	$0^{+1{,}1}_{+0{,}3}$	$0^{+1{,}2}_{+0{,}4}$	$0^{+1{,}3}_{+0{,}5}$	$0^{+0{,}8}_{+0{,}2}$	$0^{+0{,}9}_{+0{,}2}$	$0^{+1{,}0}_{+0{,}4}$
Предпоследняя цифра номера зачетной книжки 5, 6 или 7. Схема Б. Процент риска P = 1%										
B_1	$20_{-0{,}12}$	$21_{-0{,}12}$	$22_{-0{,}15}$	$33_{-0{,}15}$	$30_{-0{,}20}$	$43_{-0{,}20}$	$52_{-0{,}20}$	$14_{-0{,}20}$	$17_{-0{,}12}$	$34_{-0{,}20}$
B_2	3	13	23	33	23	27	12	5	4	26
B_3	45	47	50	75	68	97	90	32	38	96
B_4	85	88	92	140	126	180	218	55	70	162
B_5	$20_{-0{,}12}$	$21_{-0{,}12}$	$22_{-0{,}15}$	$33_{-0{,}15}$	$30_{-0{,}20}$	$43_{-0{,}20}$	$52_{-0{,}20}$	$14_{-0{,}20}$	$17_{-0{,}12}$	$34_{-0{,}20}$
B_6	15	16	17	25	23	32	40	11	13	26
B_7	1,5	1	1,5	2	1,5	2	2	1	1	2
B_8	200	220	240	360	320	450	500	140	170	400
B_9	1,5	1	1,5	2	1,5	2	2	1	1	2
B_Δ	$0^{+1{,}0}_{+0{,}25}$	$0^{+1{,}0}_{+0{,}3}$	$0^{+1{,}0}_{+0{,}3}$	$0^{+1{,}1}_{+0{,}35}$	$0^{+1{,}2}_{+0{,}3}$	$0^{+1{,}2}_{+0{,}4}$	$0^{+1{,}0}_{+0{,}4}$	$0^{+0{,}85}_{+0{,}25}$	$0^{+0{,}85}_{+0{,}25}$	$0^{+1{,}2}_{+0{,}4}$
Предпоследняя цифра номера зачетной книжки 8, 9 или 0. Схема В. Процент риска P = 2%										

Достижение точности замыкающего звена методом полной взаимозаменяемости (методом максимума-минимума)

Для данного метода используется способ одной степени точности (квалитета), так как номинальные размеры звеньев значительно отличаются друг от друга.

Определяем среднее число единиц допуска:

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{B}_\Delta} - \sum_{j=1}^{n} T_{\text{B}_j}}{\sum_{i=1}^{(m-1)-n} i_{\text{B}_i}},$$

где T_{B_Δ} — допуск замыкающего звена, мкм; T_{B_j} — допуск стандартного звена, мкм; i_{B_i} — значение единицы допуска для каждого звена, определяемое по табл. 2.2, мкм.

$T_{\text{B}_\Delta} = 600$; $T_{\text{B}_1} = 200$; $T_{\text{B}_5} = 200$; $i_{\text{B}_2} = 1{,}31$; $i_{\text{B}_3} = 1{,}86$; $i_{\text{B}_4} = 2{,}17$; $i_{\text{B}_6} = 1{,}31$; $i_{\text{B}_7} = 0{,}55$; $i_{\text{B}_8} = 3{,}22$; $i_{\text{B}_9} = 0{,}55$; $i_{\text{B}_{10}} = 1{,}31$;

$$a_{\text{ср}} = \frac{600 - (200 + 200)}{1{,}31 + 1{,}86 + 2{,}17 + 1{,}31 + 0{,}55 + 3{,}22 + 0{,}55 + 1{,}31} = 16{,}29 \text{ мкм}$$

Выбираем ближайшее стандартное значение числа единиц допуска a по табл. 2.3 (a = 16 и номер квалитета — 7).

Определяем по таблице стандарта ГОСТ 25346-89 или табл. 1.3 допуски составляющих звеньев по 7-му квалитету, мкм:

$T_{\text{B}_2} = 21$; $T_{\text{B}_3} = 30$; $T_{\text{B}_4} = 35$; $T_{\text{B}_6} = 21$; $T_{\text{B}_7} = 10$; $T_{\text{B}_8} = 52$; $T_{\text{B}_9} = 10$; $T_{\text{B}_{10}} = 21$.

Проверяем соблюдение условия $\sum_{i=1}^{m-1} T_{\text{B}_i} \le T_{\text{B}_\Delta}$

$$\sum_{i=1}^{m-1} T_{\text{B}_i} = 20 + 21 + 30 + 35 + 200 + 21 + 10 + 52 + 10 + 21 = 600 \text{ мкм};$$

$$\sum_{i=1}^{m-1} T_{\text{B}_i} = T_{\text{B}_\Delta} = 600 \text{ мкм}.$$

Условие выполняется, следовательно, допуски на составляющие звенья выбраны верно.

На все звенья, кроме стандартных B_1 и B_2 и одного из составляющих, называемого зависимым, назначаем поля допусков, мкм:

$\Delta_{\text{в}}\text{B}_2 = 0$; $\Delta_{\text{н}}\text{B}_2 = 21$; $\Delta_{\text{в}}\text{B}_3 = 0$ мкм; $\Delta_{\text{н}}\text{B}_3 = -30$; звено B_4 — зависимое; $\Delta_{\text{в}}\text{B}_6 = 21$; $\Delta_{\text{н}}\text{B}_6 = 0$; $\Delta_{\text{в}}\text{B}_7 = 0$; $\Delta_{\text{н}}\text{B}_7 = -10$; $\Delta_B B_8 = 0$; $\Delta_{\text{н}}\text{B}_8 = -52$; $\Delta_{\text{в}}\text{B}_9 = 0$; $\Delta_H B_9 = -10$; $\Delta_{\text{в}}\text{B}_{10} = 21$; $\Delta_{\text{н}}\text{B}_{10} = 0$.

Определяем координаты середин полей допусков составляющих звеньев, мкм:

$$\Delta_0 B_i = \frac{\Delta_в B_i + \Delta_н B_i}{2};$$

$\Delta_0 B_1 = -100$; $\Delta_0 B_2 = -1050$; $\Delta_0 B_3 = -15$; $\Delta_0 B_5 = -100$; $\Delta_0 B_6 = 10{,}5$;

$\Delta_0 B_7 = -5$; $\Delta_0 B_8 = -26$; $\Delta_0 B_9 = -5$; $\Delta_0 B_{10} = 10{,}5$.

Определяем координату середины поля допуска зависимого звена B_4 (уменьшающее), мкм:

$$\Delta_0 B_4 = \sum \Delta_0 \overset{\text{увеличивающие}}{B_i} - \sum \Delta_0 \overset{\text{уменьшающие}}{B_i} - \Delta_0 B_\Delta$$

$\Delta_0 B_4 = [(-5) + (-26) + (-5)] - [(+10{,}5) + (-100) + (-15) + (-10{,}5) + (-100) + (+10{,}5)] - 600 = -431{,}5$.

Верхнее и нижнее предельные отклонения зависимого звена B_4:

$\Delta_в B_4 = \Delta_0 B_4 + T_{B_4}/2 = -431{,}5 + 35/2 = -414$;

$\Delta_н B_4 = \Delta_0 B_4 - T_{B_4}/2 = -431{,}5 - 35/2 = -449$.

Итак, исходя из заданной точности замыкающего звена, все звенья размерной цепи должны иметь следующие размеры (мм):

$B_1 = 28_{-0{,}2}$; $B_2 = 21_{-0{,}021}$; $B_3 = 60_{-0{,}03}$; $B_4 = 110^{-0{,}414}_{-0{,}449}$; $B_5 = 28_{-0{,}2}$;

$B_6 = 21^{+0{,}021}$; $B_7 = 2_{-0{,}01}$; $B_8 = 285_{-0{,}052}$; $B_9 = 2_{-0{,}01}$; $B_{10} = 21^{+0{,}021}$.

Достижение заданной точности замыкающего звена вероятностным методом.

Для этого метода также применяем способ одной степени точности (квалитета).

Определяем среднее число единиц допуска:

$$a_{ср} = \frac{1}{t\lambda_{B_i}} \sqrt{\frac{(T_{B_\Delta})^2 - t^2 \lambda^2_{B_i} \sum_{j=1}^{n} \xi^2_{B_j} \cdot (T_{B_j})^2}{\sum_{i=1}^{(m-1)-n} \xi^2_{B_i} i^2_{B_i}}},$$

где при $P = 2\%$ коэффициент риска для закона нормального распределения погрешностей всех звеньев цепи $t = 2{,}32$; $\lambda_{B_i} = \lambda_{B_j} = 1/3$ — коэффициент относительного рассеяния; T_{B_j} — допуск стандартного звена, мкм.

$$a_{ср} = \frac{1}{2{,}32 \cdot 1/3} ((600^2 - 2{,}32^2 \cdot (1/3)^2 \cdot (200^2 + 200^2))/(1{,}31^2 + 1{,}86^2 + 2{,}17^2 + 1{,}31^2 + 0{,}55^2 + 3{,}22^2 + 0{,}55^2 + 1{,}31^2))^{1/2} = 146{,}6.$$

Ближайшие стандартные значения $a = 100$ ($IT11$) и $a = 160$ ($IT12$) (см. табл. 2.3), поэтому для части звеньев выбираем допуски по 11-му квалитету, а для другой части — по 12-му. Тогда $T_{B_2} = 130$ мкм ($IT11$); $T_{B_3} = 190$ мкм ($IT11$); $T_{B_4} = 350$ мкм ($IT12$); $T_{B_6} = 130$ мкм ($IT11$); $T_{B_7} = 60$ мкм ($IT11$); $T_{B_8} = 520$ мкм ($IT12$); $T_{B_9} = 60$ ($IT11$) мкм; $T_{B_{10}} = 130$ мкм ($IT11$).

Проверяем соблюдение условия

$$t\lambda_{B_i}\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1}\xi_{B_i}^2\left(T_{B_i}\right)^2} \le T_{B_\Delta};$$

$2{,}32\cdot 1/3\cdot(130^2 + 190^2 + 350^2 + 130^2 + 60^2 + 520^2 + 60^2 + 130^2 + 200^2 + 200^2)^{1/2} = 582{,}3$, то есть $582{,}3<600$.

Так как условие выполняется, то допуски на составляющие звенья выбраны верно.

На все звенья, кроме B_1, B_5 и зависимого звена B_4, назначаем поля допусков, мкм:

$\Delta_в B_2 = 0$; $\Delta_н B_2 = -130$; $\Delta_в B_3 = 0$; $\Delta_н B_3 = -190$; $\Delta_в B_6 = 130$; $\Delta_н B_6 = 0$; $\Delta_в B_7 = 0$; $\Delta_н B_7 = -60$; $\Delta_в B_8 = 0$; $\Delta_н B_8 = -520$; $\Delta_в B_9 = 0$; $\Delta_н B_9 = -60$; $\Delta_в B_{10} = 130$; $\Delta_н B_{10} = 0$.

Определяем координаты середин полей допусков составляющих звеньев, мкм:

$\Delta_0 B_1 = -100$; $\Delta_0 B_2 = -65$; $\Delta_0 B_3 = -95$; $\Delta_0 B_5 = -100$; $\Delta_0 B_6 = 65$; $\Delta_0 B_7 = -30$; $\Delta_0 B_8 = -260$; $\Delta_0 B_9 = -30$; $\Delta_0 B_{10} = 65$.

Координата середины поля допуска звена B_4:

$$\Delta_0 B_4 = \sum \Delta_0 \overset{\rho}{B}_i - \sum \Delta_0 \overset{\sigma}{B}_i - \Delta_0 B_\Delta;$$

$\Delta_0 B_4 = (-30 - 260 - 30) - (-100 - 65 - 95 - 100 + 65 + 65) - 600 = -690$.

Верхнее и нижнее предельные отклонения зависимого звена B_4:

$\Delta_в B_4 = \Delta_0 B_4 + T_{B_4}/2 = -690 + 350/2 = -515$ мкм;

$\Delta_н B_4 = \Delta_0 B_4 - T_{B_4}/2 = -690 - 350/2 = -865$ мкм.

Таким образом, все звенья цепи имеют следующие размеры (мм):

$B_1 = 28_{-0{,}2}$; $B_2 = 21_{-0{,}130}$; $B_3 = 60_{-0{,}190}$; $B_4 = 100^{-0{,}515}_{-0{,}865}$; $B_5 = 28_{-0{,}2}$; $B_6 = 21^{+0{,}130}$; $B_7 = 2_{-0{,}060}$; $B_8 = 285_{-0{,}520}$; $B_9 = 2_{-0{,}060}$; $B_{10} = 21^{+0{,}130}$.

Сравнивая результаты расчета, полученного двумя методами, делаем вывод, что при расчете размерной цепи вероятностным методом допуски составляющих звеньев можно увеличить в 6...10 раз при той же точности замыкающего звена.

3. МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ В СЕЛЬХОЗМАШИНОСТРОЕНИИ

3. Основные понятия и цели метрологического обеспечения

Согласно стандарту метрологическое обеспечение — это установление и применение научных и организационных основ, технических средств, правил и норм, необходимых для достижения единства и требуемой точности измерений.

Марков Н.Н. [7] дает более короткое определение: “Метрологическим обеспечением называется комплекс работ, направленных на обеспечение единства измерений, при котором результаты измерений выражены в узаконенных единицах величин и погрешность измерений не выходит за установленные границы”.

Метрология — наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Техническими основами метрологического обеспечения являются системы:

— государственных эталонов величин;

— передачи размера от государственных эталонов рабочим средствам измерений;

— проверки и калибровки средств измерений;

— государственных испытаний или аттестации средств измерений;

— стандартных образцов состава и свойств веществ;

— стандартных справочных данных о физических константах и свойствах веществ и материалов.

Основными целями метрологического обеспечения являются:

— повышение качества продукции;

— обеспечение взаимозаменяемости деталей, узлов и агрегатов;

— достижение требуемой степени готовности и эффективности применения средств измерений;

— повышение эффективности мероприятий по организации безопасных условий труда и охраны окружающей среды.

Основными видами метрологических работ на предприятиях и в организациях являются:

— анализ состояния метрологического обеспечения с

— метрологическая проработка и метрологическая экспертиза конструкторской и технологической документации;

— работа или участие в работе по выбору средств измерений и методик проведения измерений;

— обеспечение производства необходимыми средствами измерений;

— анализ точности технологического процесса;

— сертификация продукции;

— организация проверки и калибровки средств измерений.

3.1. Выбор измерительных средств для линейных измерений

При выборе средств измерений необходимо руководствоваться следующими соображениями: обеспечивая заданную точность в целях определения размеров детали в установленных допуском границах, выбранное измерительное средство (прибор) должно обладать высокой производительностью, простотой и обеспечивать экономическую целесообразность его применения.

Основным фактором, определяющим возможность применения того или иного измерительного прибора, является суммарная погрешность измерения,включающая все составляющие, зависящие от самого прибора, установочных мер, базирования, температурных погрешностей и др.

Погрешность результата измерений не должна превышать допускаемую погрешность $\delta_{изм}$.

Допускаемые погрешности измерений линейных величин в зависимости от номинальных размеров и допуска на изготовление измеряемого изделия устанавливаются ГОСТ 8.051-81 “ГСИ. Погрешности, допускаемые при измерении линейных параметров до 500 мм”.

При выборе универсальных средств измерений необходимо пользоваться таблицами РД 50-98-86 (см. табл. 3.1, 3.2), в которых приведены индексы наиболее распространенных средств измерений, применяемых в промышленности.

В таблицах указаны в виде дроби допуск на изготовление (знаменатель) и допускаемая погрешность измерения (числитель). Ос

тальные цифры указывают индексы средств измерения. В табл. 3.3

Таблица 3.1

Индексы средств измерений наружных размеров деталей
(Выдержка из РД 50-98-86)

Номинальный размер, мм	Квалитеты												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Допускаемые погрешности измерения (мкм)/ допуски (мкм)												
	индексы средств измерения												
От 1 до 3	1,4/4	1,8/6	3,0/10	3,0/14	6/25	8/40	12/60	20/100	30/140	50/250	80/400	120/600	200/1000
	6;7	5а;6;7	5;9	5;9	3;8	3;8	3;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	1
Св.3 до 6	1,6/5	2,0/8	3,0/12	4,0/18	8/30	10/48	16/75	30/120	40/180	60/300	100/480	160/750	240/1200
	5а;6;7	5а;6;7	5;9	5;9	3;8	3;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	1	1
Св.6 до 10	2,0/6	2,0/9	4,0/15	5,0/22	9/36	12/58	18/90	30/150	50/220	80/360	120/580	200/900	300/1500
	5а;6;7	5а;6;7	5;9	3;8	3;8	3;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	1	1
Св.10 до 18	2,8/8	3,0/11	5,0/18	7,0/27	10/43	14/70	30/110	40/180	60/270	90/430	140/700	240/1100	380/1800
	5;6;7	5;6;7	3;8	3;8	3;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	1	1
Св. 18 до 30	3,0/9	4,0/13	6,0/21	8,0/33	12/52	18/84	30/130	50/210	70/330	120/520	180/840	280/1300	440/2100
	5;6;7	5;9	5;8	3;8	3;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	1	1	1
Св.30 до 50	4,0/11	5,0/16	7,0/25	10/39	16/62	20/100	40/160	50/250	80/390	140/620	200/1000	320/1600	500/2500
	5;6;7	5;8	5;8	5;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	1	1	10;1

Окончаение табл. 3.1

Номинальный размер, мм	Квалитеты												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Допускаемые погрешности измерения (мкм)/ допуски (мкм)												
	индексы средств измерения												
Св.50 до 80	4,0/13	5,0/19	9,0/30	12/46	18/74	30/120	40/190	60/300	100/460	160/740	240/1200	400/1900	600/3000
	5a;6;7	5;9	5;9	5;8	3;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	2	1	1	10;1
Св.80 до 120	5,0/15	6,0/22	10/35	12/54	20/87	30/140	50/220	70/350	120/540	180/870	280/1400	440/2200	700/3500
	5a;6;7	5;9	5;8	5;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	3;4;8	2	2	1	1	10;1
Св.120 до 180	6,0/18	7,0/25	12/40	16/63	30/100	40/160	50/250	80/400	140/630	200/1000	320/1600	500/2500	800/4000
	5;7	5;7	5;9	5;9	3;4;9	3;4;9	3;4;9	3;4;9	2;3	1;3	1;3	10;1;3	10;1;3
Св. 180 до 250	7,0/20	8,0/29	12/46	18/72	30/115	40/185	60/290	100/460	160/720	240/1150	380/1850	600/2900	1000/4600
	5;7	5;7	5;7	5	3	3;4	3;4	2;3	2;3	1;3	1;3	10;1;3	10;1;3
Св.250 до 315	8,0/23	10/32	14/52	20/81	30/130	50/210	70/320	120/520	180/810	260/1300	440/2100	700/3200	1100/5200
	5;7	5;7	5	5	3	3;4	3;4	3;4	3;4	1;3	1;3	10;1;3	10;1;3
Св. 315 до 400	9,0/25	10/36	16/57	24/89	40/140	50/230	80/360	120/570	180/890	280/1400	460/2300	800/3600	1200/5700
	5a	5	5	5	3	3;4	3;4	3;4	3;4	1;3	1;3	10;1;3	10;1;3

Таблица 3.2

Индексы средств измерений внутренних размеров деталей
(Выдержки из РД 50-98-86)

Номинальный размер, мм	Квалитеты												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Допускаемые погрешности измерения (мкм)/ допуски (мкм)												
	индексы средств измерения												
От 1 до 3	1,4/4	1,8/6	3,0/10	3,0/14	6/25	8,40	12/60	20/100	30/140	50/250	80/400	120/600	200/1000
	—	—	—	—	9	9	8	8	8	8	8	8	8
Св. 3 до 6	1,6/5	2,0/8	3,0/12	4,0/18	8/30	10/48	16/75	30/120	40/180	60/300	100/480	160/750	240/1200
	13 б	13 б	13а	13а	13;9	13;8	13; 8	13; 8	13; 8	8	8	8	8
Св. 6 до 10	2,0/6	2,0/9	4,0/15	5,0/22	9/36	12/58	18/90	30/150	50/220	80/360	120/580	200/900	300/1500
	13 б	13 б	13 а	13; 9	13; 9	12;8	12;8	12;8	12;8	12;8	12; 8	1	1
Св. 10 до 18	2,8/8	3,0/11	5,0/18	7,0/27	10/43	14/70	30/110	40/180	60/270	90/430	140/700	240/1100	380/1800
	13 б; 7	13 а; 7	13; 9	13; 9	12; 8	12; 8	12; 8	12; 8	12; 8	12; 8	12; 8	1	1
Св. 18 до 30	3,0/9	4,0/13	6,0/21	8,0/33	12/52	18/84	30/130	50/210	70/330	120/520	180/840	280/1300	440/2100
	13 б; 7	13 а; 7	13; 9	13;9	12;8	12; 8	12;8	12; 8	12; 8	12; 8	2	1	1
Св. 30 до 50	4,0/11	5,0/16	7,0/25	10/39	16/62	20/100	40/160	50/250	80/390	140/620	200/1000	320/1600	500/2500
	13 а; 7	13 а; 7	13;9	13;8	12;8	12;8	12;8	12;8	12;8	12; 8	1	1	10;1

Окончание табл. 3.2

Номинальный размер, мм	Квалитеты												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Допускаемые погрешности измерения (мкм)/ допуски (мкм)												
	индексы средств измерениия												
Св.50 до 80	4,0/13	5,0/19	9,0/30	12/46	18/74	30/120	40/190	60/300	100/460	160/740	240/1200	400/1900	600/3000
	13а ;7	13а ;7	13; 9	13;8	12;8	12;8	12;8	12;8	12; 8	12; 8	1	1	10;1
Св.80 до 120	5,0/15	6,0/22	10/35	12/54	20/87	30/140	50/220	70/350	120/540	180/870	280/1440	440/2200	700/3500
	13а ;7	13а ;7	13;8	13;8	11;12;8	11;12;8	11;12;8	11;12;8	11;12;8	11;12;8	2	1	10;1
Св.120 до 180	6,0/18	7,0/25	12/40	16/63	30/100	40/160	50/250	80/400	140/630	200/1000	320/1600	500/2500	800/4000
	13а ;7	13;9	13;9	12;9	11;12;9	11;12;9	11;12;9	11;12;9	11;12;9	2	1	10;1	10;1;
Св. 180 до 250	7,0/20	8,0/29	12/46	18/72	30/115	40/185	60/290	100/460	160/720	240/1150	380/1850	600/2900	1000/4600
	13а	13а	13	12	11;12	11;12	11;12	11;12	11;12	2	1	10;1	10;1
Св.250 до 315	8,0/23	10/32	14/52	20/81	30/130	50/210	70/320	120/520	180/810	260/1300	440/2100	700/3200	1100/5200
	13а	13а	13	12	11;12	11;12	11;12	11;12	11;12	11;12	1	10;1	10;1
Св. 315 до 400	8,0/23	10/36	16/57	24/89	40/140	50/230	80/360	120/570	180/890	280/1400	460/2300	800/3600	1200/5700
	13а	13а	13	12	11;12	11;12	11;12	11;12	11;12	11;12	1	10;1	10;1

Таблица 3.3

Средства измерений наружных размеров деталей
(Выдержка из РД 50-98-86)

Индекс средства измерений по табл.3.1.	Средство измерений и способ его применения
1	Штангенциркуль типа ШЦ-1, ШЦ-II, ШЦ- III с ценой деления 0,1 мм
2	Штангенциркуль типа ШЦ-II с ценой деления 0,05 мм
3	Микрометр гладкий типа МК при настройке на ноль по установочной мере, приложенной к микрометру
4	Скоба индикаторная типа СИ при настройке на ноль по концевым мерам длины
5	Микрометр рычажный типа МР и МРИ, скоба рычажная типа СР при использовании в стойке или при обеспечении теплоизоляции от рук оператора при настройке на ноль по установочной мере длины 3-го класса
5а	То же при настройке на размер по мере длины 2-го класса и при использовании отсчета по 10 делениям шкалы
6	Головки рычажно-зубчатые типа ИГ, пружинно-оптические типа П, пружинные типа ИГП и ИПМ с ценой деления 1 мкм при настройке по концевым мерам длины 2-го класса
7	Оптиметр вертикальный типа ОВ-3 и горизонтальный типа ОГ-3 при настройке по концевым мерам длины 2-го класса
8	Микроскоп инструментальный типа ММИ-2, БМИ-1
9	Микроскоп инструментальный типа УИМ-21, УИМ-23
10	Линейка измерительная металлическая ГОСТ 427-75

Из-за погрешности измерения $\delta_{изм}$ часть деталей, принятых как годные, окажутся бракованными (m, %), а часть забракованных деталей — годными (n, %). Значения параметров m и n могут быть определены при композиционном вероятностном решении задачи от совместного действия следующих факторов: распределения размеров деталей и погрешности измерения в области границ поля допуска и относительной погрешности измерения $A_{мет}(\sigma) = \sigma/IT$, где σ — среднее квадратичное отклонение погрешности измерения. При этом может быть решена задача о вероятностной предельной величине C выхода размера за предельные размеры у непра-

вильно принятых деталей. В ГОСТ 8.051-81 приведены графики, определяющие m, n и C в зависимости от $A_{мет}(\sigma)$ и $IT/\sigma_{тех}$ ($\sigma_{тех}$ — среднее квадратичное отклонение погрешности изготовления детали). Рекомендуется принимать $A_{мет}(\sigma)$, равное 16% для квалитетов 2...7, 12% — для квалитетов 8, 9 и 10% — для квалитетов 10 и грубее. В тех случаях, когда не известны параметры технологического распределения размеров деталей, предельные значения параметров m, n и C/IT могут быть установлены по табл. 3.5. Первые значения параметров m, n соответствуют распределению погрешностей по нормальному закону, вторые — по закону равной вероятности.

Таблица 3.4

Средства измерений внутренних размеров деталей

(Выдержка из РД 50-98-86)

Индекс средства измерений по табл. 3.2	Средство измерений и способ его применения
1	Штангенциркуль типа ШЦ-I, ШЦ-II, ШЦ- III с ценой деления 0,1 мм
2	Штангенциркуль типа ШЦ-II с ценой деления 0,05 мм
10	Линейка измерительная металлическая ГОСТ 427-75
11	Нутромер типа НМ микрометрический при настройке по установочной мере
12	Нутромер индикаторный типа НИ с ценой деления 0,01 мм при настройке по концевым мерам длины 4-го класса или по микрометру
13	Нутромер типа НИ с головкой типа 2ИГ с ценой деления 0,001 или 0,002 мм при настройке по мерам длины 1-го класса и измерении отверстий с шероховатостью поверхности не грубее Ra = 1,25 мкм
13а	То же при измерении отверстий с шероховатостью поверхности не грубее Ra = 0,32 мкм
13б	Нутромер НИ с ценой деления 0,001 или 0,002 мм с настройкой по установочным кольцам (ГОСТ 14865-78) при измерении отверстий с шероховатостью поверхности не грубее Ra = 0,32 мкм
7	Оптиметр горизонтальный типа ОГ-3
8	Микроскоп инструментальный типа ММИ-2, БМИ-1
9	Микроскоп универсальный типа УИМ-21, УИМ-23

В выборе средств измерения участвуют конструкторская, технологическая и метрологическая службы.

Таблица 3.5

Предельные значения параметров разбраковки по ГОСТ 8.051-81

$A_{мет}(\sigma)$	*m*, %	*n*,%	*C/IT*
1,6	0,37 — 0,39	0,7 — 0,75	0,01
3	0,87 — 0,90	1,2 — 1,3	0,03
5	1,6 — 1,7	2,0 — 2,25	0,06
8	2,6 — 2,8	3,4 — 3,7	0,10
10	3,1 — 3,5	4,5 — 4,75	0,14
12	3,75 — 4,1	5,4 — 5,8	0,17
16	5,0 — 5,4	7,8 — 8,25	0,25

Конструкторская служба назначает допускаемые отклонения на размер деталей, учитывая варианты установления приемочных границ и возможное количество неправильно принимаемых деталей *m*. Для конструктора возможны варианты установления приемочных границ (рис. 3.1).

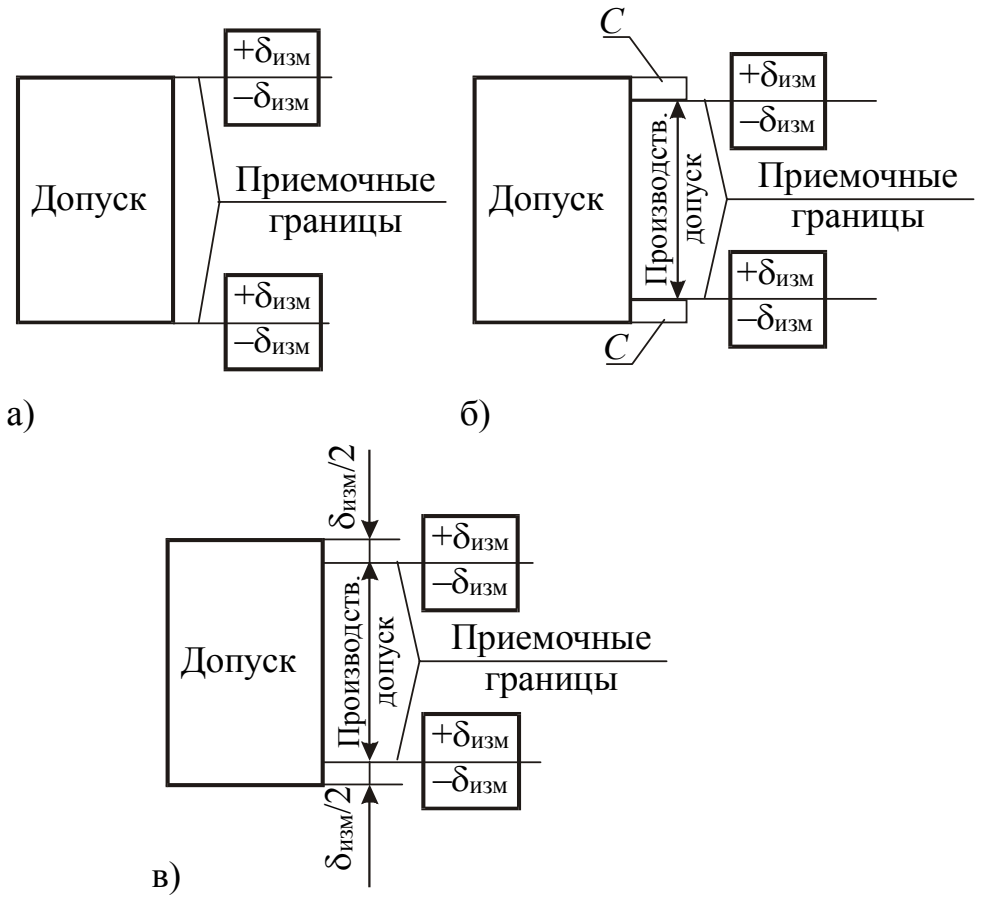

Рис. 3.1. Варианты установления приемочных границ

Когда приемочные границы совпадают с нормируемыми значениями контролируемого размера, влияние погрешности измерения учитывается конструктором при выборе номера квалитета и вида посадки (рис. 3.1, *а*). Конструктор должен выбрать такой квалитет и вид посадки, при котором предельные возможные выходы размера за границы допуска не влияли бы на эксплуатационные характеристики посадки.

Если переход на более точный квалитет или другой вид посадки оказывается невозможным, то конструктор должен принять решение о введении производственного допуска (рис. 3.1, *б*, *в*).

При введении производственного допуска величина смещения приемочных границ не должна превышать значения $\delta_{изм}/2$ у каждой границы.

Таким образом, производственный допуск в случае неизвестной точности технологического процесса назначается из условия $IT_{пр} = IT - \delta_{изм}$ (см. рис. 3.1, *в*). В случае, когда известна точность технологического процесса, величину производственного допуска рекомендуется назначать из условия $IT_{пр} = IT - 2C$ (рис. 3.1, *б*).

Производственный допуск следует назначать в исключительных случаях. Размеры, по которым этот допуск вводится, на чертеже обозначаются буквой, а в технических требованиях оговариваются следующим текстом: “При измерении размера А должен вводиться производственный допуск: размер должен быть не более ... и не менее ... мм.”

Технологическая служба выбирает конкретное средство измерений, определяет экономичность его применения, количество неправильно забракованных деталей.

Метрологическая служба оценивает правильность выбора средства измерений, устанавливает существуют ли необходимые условия для использования выбранного средства.

Для закрепления материала рекомендуется выполнить задание 3.1.

Задание 3.1

Для деталей соединения с натягом, рассчитанного по заданию 1.2, выберите средства измерения, определите параметры для браковки деталей и производственные допуски.

Пример выполнения задания 3.1

Задание

Расчет произвести для деталей соединения ∅150 *H*7/*s*6.

Решение

Соединение с натягом ∅150*H*7/*s*6. Отверстие во втулке ∅150 $H7(^{+0,040})$, вал $\varnothing 150\, s6\begin{pmatrix} +0,125 \\ +0,100 \end{pmatrix}$. Допуск отверстия T_D = 40 мкм, допуск вала T_d = 25 мкм.

Определяем допускаемые погрешности измерения отверстия и вала по ГОСТ 8.051-81 (см. табл. 3.1, 3.2):

— для отверстия (7-1 квалитет) — $\delta_{изм}$ = 12 мкм;

— для вала (6-й квалитет) — $\delta_{изм}$ = 7 мкм.

По табл. 3.1—3.4 и РД 50-98-86 выбираем средства измерения:

— для измерения отверстия выбираем нутромер с измерительной головкой модели 155 с диапазоном измерения 100—160 мм, допускаемой погрешностью не более ±0,004 мм (нутромер 100-160 ГОСТ 9244-75) [5] при настройке по концевым мерам длины 1-го класса и измерении отверстий с шероховатостью поверхности не грубее *Ra* = 1,25 мкм;

— для измерения вала выбираем микрометр рычажный типа МРИ-200 по ГОСТ 4381-80 с диапазоном измерения 150—200 мм, допускаемой погрешностью не более 0,006 мм [4].

Принимаем относительную погрешность измерения вала и отверстия $A_{мет}$ (σ) = 16% [4]. Находим параметры браковки:

— количество неправильно принятых деталей *m* = 5%

— количество неправильно забракованных деталей *n* = 7,8%;

— вероятностные предельные величины выхода размеров отверстия и вала за каждую границу поля допуска у неправильно принятых деталей: отверстия — C = $0,25T_D$ = 0,25·40 = 10 мкм; вала — C = $0,25T_d$ = 0,25·25 = 6,25 мкм.

При неизвестной точности технологических процессов обработки деталей производственные допуски назначаются из условия

$$IT_{пр} = IT - \delta_{изм}.$$

Производственный допуск на изготовление отверстия $IT_{пр}$ = 40 – – 12 = 28 мкм; на изготовление вала — $IT_{пр}$ = 25 – 7 = 18 мкм.

При введении производственного допуска величина смещения не должна превышать значение $\delta_{изм}/2$ у каждой приемочной границы.

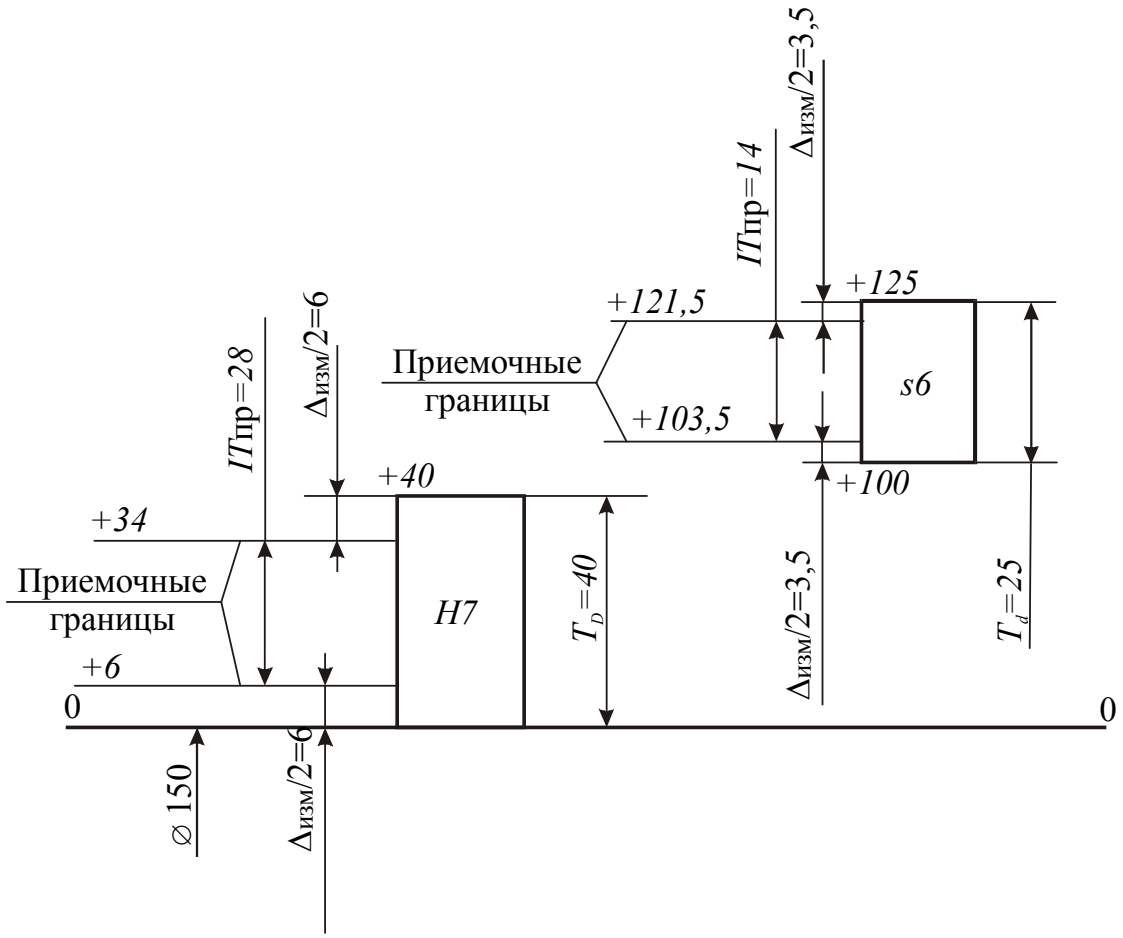

Рис. 3.2. Схемы расположения полей допусков вала и отверстия при введениии производственного допуска

-

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.Н.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. для втузов. — 6-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1986. — 352 с.

2. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х частях /*В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский*. — 6-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. — Ч.1. — 1982. — 543 с.

3. *Дъячков Л.К.* Подшипники скольжения жидкостного трения. М.: Машгиз, 1959. — 151 с.

4. Точность и производственный контроль в машиностроении: Справочник / *И.И. Болонкина, А.К. Кутай, Б.М. Сорочкин, Б.А. Тайц*; Под общ. ред. *А.К. Кутая, Б.М. Сорочкина.* — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983. — 368 с.

5. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х частях / *В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский*. — 6-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, — Ч.2. — 1983. — 448 с.

6. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. М.: Машиностроение, 1982. — Т.2. — 584 с.

7. *Марков Н.Н.* Метрологическое обеспечение в машиностроении: Учеб. для вузов. — М.: Изд-во “Станкин”, 1995. — 468 с.

8. *Гусев К.И., Медведева Р.В., Солохия Э.Л.* Вопросы метрологического обеспечения производства: Учеб. пособие. — М.: МАИ, 1984. — 56 с.