681
К-587
Кокорев
Способы расчета точностных
характеристик деталей
и узлов приборов
1992

Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана

Ю.А.КОКОРЕВ

СПОСОБЫ РАСЧЕТА ТОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПРИБОРОВ

Утверждено редсоветом МГТУ
в качестве учебного пособия

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
48294R
Ретрофонд

Под редакцией В.Н.Баранова

Издательство МГТУ
1992

ББК 34.9
К59

Рецензенты: Б.Н.Марков, В.В.Осипов

К59 Кокорев Ю.А. Способы расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов: Учеб. пособие / Под ред. В.Н.Баранова. – М.: Изд-во МГТУ, 1992. – 103 с., ил.

ISBN 5-7038-0910-Х

Приведены рекомендации по применению способов расчета, теоретические и справочные материалы, необходимые для расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов с учетом назначения, условий эксплуатации и конструктивно-технологических требований, предъявляемых к приборным устройствам.
Для студентов 2-3-го курсов.

Ил. 29. Табл. 19. Библиогр. 17 назв.

ББК 34.9

ISBN 5-7038-0910-Х

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1992.

ВВЕДЕНИЕ

Основными задачами разработчика являются создание новых и усовершенствование существующих изделий, разработка конструкторской документации, способствующей получению изделий высокого качества. При решении этих задач расчет на точность основных частей и изделия в целом является одним из важнейших. Цель данного расчета – обеспечение требуемой точности, низкой себестоимости, высокой надежности и долговечности изделий, для чего необходимо решить ряд таких взаимосвязанных задач, как рациональный набор типа функциональных узлов и деталей, анализ требований к ним и к конструкции изделия, установление допустимых отклонений размеров и параметров, выбор и оценка технологических приемов изготовления и сборки. Принятые решения по указанным задачам весьма ответственны. Например, нерациональная конструкция детали, узла, необоснованное уменьшение допусков на параметры прямо ведут к усложнению и удорожанию производства, увеличению сроков изготовления. С другой стороны, назначение слишком низких допусков влечет за собой доделку и подгонку при сборке.

Цель настоящего пособия – помочь студенту в изучении и рациональном применении стандартов и современных методов расчета на точность. В пособии содержатся теоретические и справочные материалы, необходимые для самостоятельного выполнения домашних заданий и курсового проекта; приводятся основные сведения из стандартов, методики расчета и подбора посадок для соединений приборных устройств (ПУ), опорных узлов, рекомендации по нормированию отклонений формы и расположения поверхностей, выбору и учету шероховатости поверхностей, методы обеспечения требуемой точности ПУ, примеры расчетов на точность и рационального конструктивного оформления типовых элементов ПУ.

В настоящей работе рассматриваются вопросы обеспечения взаимозаменяемости по геометрическим параметрам, полагая, что взаимозаменяемость по другим функциональным параметрам и методы ее обеспечения рассматриваются в курсах, определяющих специальную и конструкторскую подготовку.

I. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ДЕТАЛЕЙ, УЗЛОВ И ПРИБОРОВ. СТАНДАРТЫ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Конструкция любого ПУ состоит из большого числа деталей и узлов. Естественно, что при сборке или ремонте ПУ должна быть обеспечена возможность замены любых сопряженных деталей или узлов соответствующими однотипными, независимо изготовленными деталями или узлами, причем без их предварительного подбора и подгонки по месту. После сборки или замены отдельных элементов или узлов ПУ должно нормально функционировать, сохраняя свои рабочие параметры.

Функциональная взаимозаменяемость достигается изготовлением деталей и сборкой узлов и ПУ с допустимой погрешностью их геометрических, механических, физических, а также (в зависимости от принципа действия) оптических, электрических и других параметров.

Взаимозаменяемость деталей, узлов и ПУ по геометрическим параметрам осуществляется с учетом требований Единой системы допусков и посадок (ЕСДП).

ЕСДП обеспечивает взаимозаменяемость изделий, узлов и деталей, сокращение сроков подготовки производства, а также удешевление производства и эксплуатации, возможность использования технических достижений других стран, международную унификацию и стандартизацию изделий и технической оснастки, ведение совместных проектно-конструкторских работ.

ЕСДП распространяется на гладкие сопрягаемые и несопрягаемые цилиндрические и плоские элементы с номинальными размерами до 10 000 мм*. Область применения ЕСДП не ограничивается каким-либо кругом материалов и способов обработки. Предельные отклонения, установленные в ЕСДП, предусмотрены для нормальной температуры 20 °С.

Единые термины и определения, относящиеся к размерам, допускам и посадкам, а также ряд основных отклонений и допусков установлены ГОСТ 25346-82; поля допусков и рекомендуемые посадки регламентируются стандартом ГОСТ 25347-82.

---

* Для размеров до 3150 мм см. ГОСТ 25346-82, менее 1 мм – ГОСТ 3047-66, менее 0,1 мм – ГОСТ 8809-71, от 3150 до 10 000 мм – ГОСТ 25346-82.

В пособии численные значения допусков и отклонений указаны для номинальных размеров (до 120 мм) и квалитетов, характерных для приборостроения.

Отверстие – термин, обозначающий внутренние (охватывающие) элементы детали или узла.

Вал – термин, используемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов детали или узла.

Эти термины применяются не только к наружным и внутренним поверхностям и элементам цилиндрической формы, но и к другим поверхностям, ограниченным параллельными плоскостями (шпонкам, пазам и т.п.).

На рис. 1 показаны основные размеры отверстия и вала с отклонениями.

Размер – это числовое значение величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения.

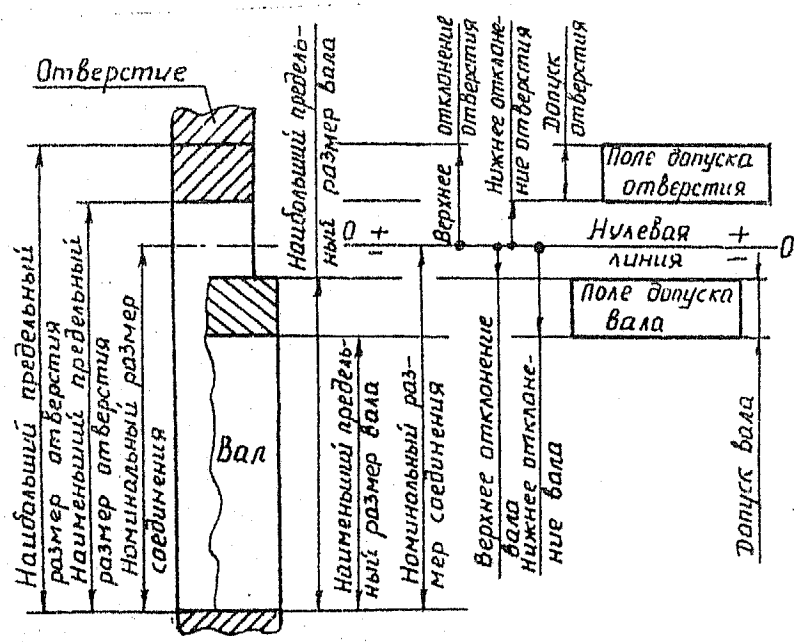


Рис. 1

Номинальный размер – размер детали или соединения, назначаемый разработчиком на основе кинематических, прочностных и других расчетов или из конструктивных, технологических, эстетических и других соображений. Номинальные размеры должны, как правило, соответствовать стандартным рядам ГОСТ 6636-69*. При этом расчетные значения номинальных размеров округляются в большую сторону. При выборе номинального размера из рекомендуемых рядов чисел предпочтение отдается ряду с более крупной градацией (ряд Ra 5 ряду Ra 10 и т.д.).

Номинальный размер служит началом отсчета отклонений при графическом изображении допусков и посадок и соответствует нулевой линии.

Номинальный размер соединения D (d) является общим для отверстия диаметром D и вала диаметром d , образующих соединение ($D = d$).

Предельные размеры – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться, включая предельные, действительный размер. Они определяются разработчиком из условий обеспечения работоспособности изделия. Наибольший предельный размер отверстия обозначается D_{max} , вала – d_{max} ; соответственно наименьший предельный размер отверстия D_{min} , вала – d_{min} .

Действительный размер – размер, определяемый измерением с установленной погрешностью инструмента.

Расчетный размер $D_p\,(d_p)$ – размер, полученный в результате расчета.

Средний размер – полусумма максимального и минимального размеров:

$$D_m = (D_{max} + D_{min})/2\,; \qquad d_m = (d_{max} + d_{min})/2\,. \qquad (1)$$

Предельные отклонения – это алгебраическая разность между соответствующими предельными и номинальными размерами. Они делятся на верхние и нижние в соответствии с их расположением относительно номинального размера, а также на расчетные и стандартные. Расчетные отклонения устанавливаются разработчиком из условия обеспечения работоспособности соответствующей детали или узла и являются основой для определения стандартных отклонений. Обозначим верхнее расчетное отклонение $\Delta_{BD(d)}$, расчетное нижнее отклонение $\Delta_{HD(d)}$, а расчетное среднее отклонение $\Delta_{mD(d)}$. Отклонения рассчитываются по формулам

$$\Delta_{BD(d)} = D_{p\,max}(d_{p\,max}) - D(d), \qquad (2)$$

$$\Delta_{HD(d)} = D_{p\,min}(d_{p\,min}) - D(d), \qquad (3)$$

$$\Delta_{mD(d)} = (\Delta_{BD(d)} + \Delta_{HD(d)})/2\,. \qquad (4)$$

Стандартные отклонения согласно ЕСДП обозначают так: ES и es – соответственно верхние отклонения отверстия и вала; нижние отклонения отверстия и вала обозначают соответственно EI и ei . Отклонения могут быть положительными, отрицательными и равными нулю. В таблицах стандартов их указывают в микрометрах, а на чертежах – в миллиметрах. Числовые значения отклонений всегда сопровождаются знаком, причем знак "+" указывается обязательно. Например, ES = +25, es = –10, EI = 0.

При подборе стандартных отклонений следует исходить из того, что поле, образованное стандартными отклонениями, должно располагаться внутри поля, образованного расчетными отклонениями, т.е. должно выполняться условие

$$ES(es) \leqslant \Delta_{B(D)d} \quad \text{и} \quad EI(ei) \geqslant \Delta_{HD(d)}\,. \qquad (5)$$

Действительное отклонение – алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. Изделие считается годным, если действительное отклонение проверяемого размера находится между верхним и нижним отклонениями.

Основное отклонение – одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В системе ЕСДП таким отклонением является расположенное ближе к нулевой линии. Основные отклонения обозначаются одной или двумя буквами латинского алфавита: прописной для отверстий и строчной для валов. Расположение рядов основных отклонений и их обозначения показаны на рис. 2, 3. Каждому основному отклонению соответствует горизонтальная черта, от которой начинается допуск. Направление поля допуска показано штриховкой. Значение основного отклонения от квалитета точности не зависит. Для каждого буквенного обозначения размер и знак основных отклонений для отверстий и валов даны в табл. 1...4.

Относительные положения полей допусков валов в системе отверстия

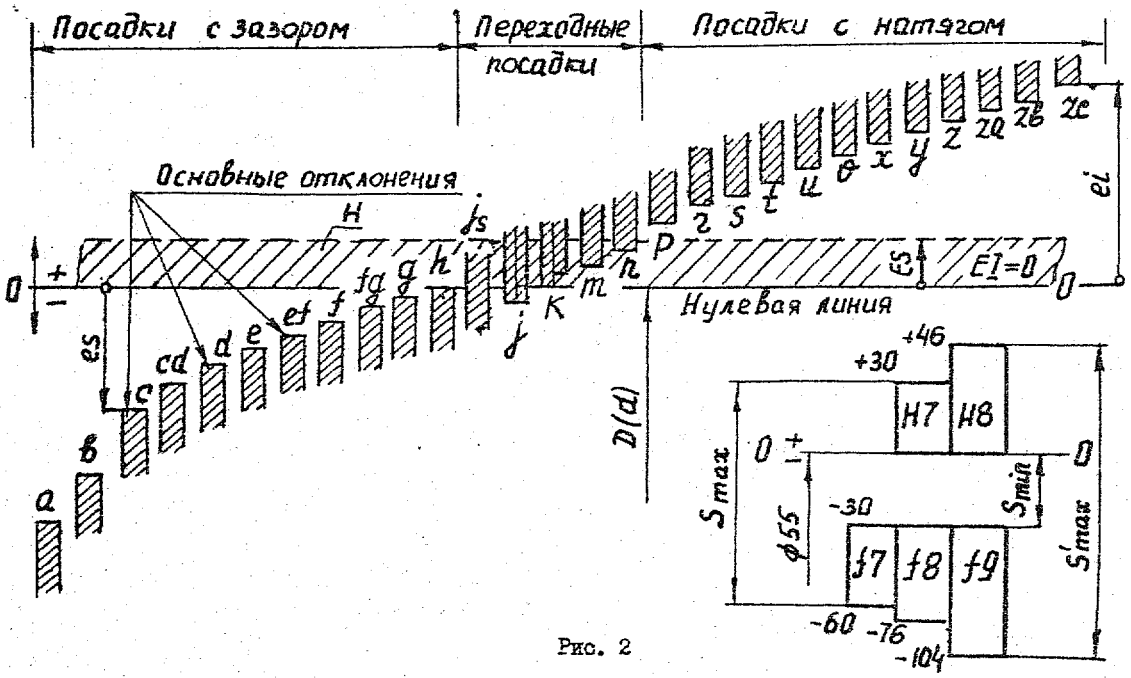


Рис. 2

Относительные положения полей допусков отверстий в системе вала

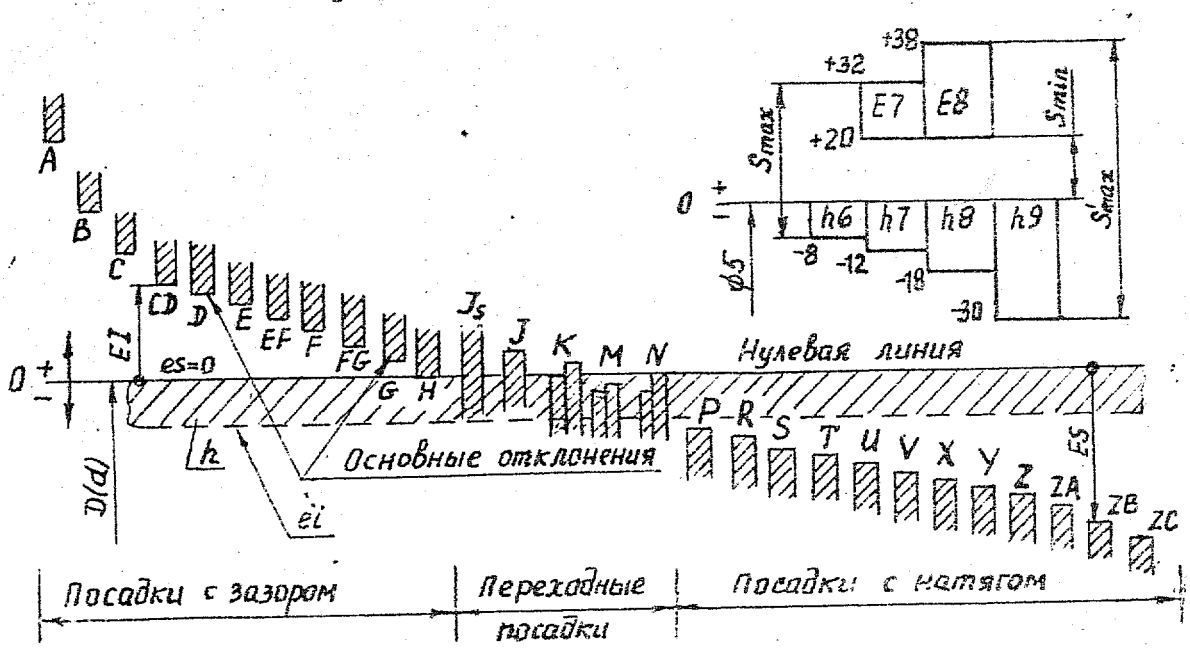


Рис. 3

Таблица I

Основные отклонения размеров отверстий и валов, предназначенных для посадок с зазором (верхнее отклонение вала es брать со знаком "-", нижнее отклонение отверстия EI брать со знаком "+")

Обозначение основного отклонения		Интервалы номинальных размеров, мм												
вала	отверстия	Св.I до 3	Св.3 до 6	Св.6 до I0	Св.I0 до I4	Св.I4 до I8	Св.I8 до 24	Св.24 до 30	Св.30 до 40	Св.40 до 50	Св.50 до 65	Св.65 до 80	Св.80 до I00	Св.I00 до I20
a	A	270	270	280	290	290	300	300	3I0	320	340	360	380	4I0
b	B	I40	I40	I50	I50	I50	I60	I60	I70	I80	I90	200	220	240
c	C	60	70	80	95	95	II0	II0	I20	I30	I40	I50	I70	I80
cd	CD	34	46	56	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
d	D	20	30	40	50	50	65	65	80	80	I00	I00	I20	I20
e	E	I4	20	25	32	32	40	40	50	50	60	60	72	72
ef	EF	I0	I4	I8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
f	F	6	I0	I3	I6	I6	20	20	25	25	30	30	36	36
fg	FG	4	6	8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
g	G	2	4	5	6	6	7	7	9	9	I0	I0	I2	I2
h	H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Таблица 2

Основные отклонения размеров отверстий и валов, предназначенных для посадок с натягом (нижнее отклонение вала ei брать со знаком "+", верхнее отклонение отверстия ES брать со знаком "-")

Обозначение основного отклонения		Интервалы номинальных размеров, мм												
вала	отверстия	Св.I до 3	Св.3 до 6	Св.6 до I0	Св.I0 до I4	Св.I4 до I8	Св.I8 до 24	Св.24 до 30	Св.30 до 40	Св.40 до 50	Св.50 до 65	Св.65 до 80	Св.80 до I00	Св.I00 до I20
p	P	6	I2	I5	I8	I8	22	22	26	26	32	32	37	37
r	R	I0	I5	I9	23	23	28	28	34	34	4I	43	5I	54
s	S	I4	I9	23	28	28	35	35	43	43	53	59	7I	79
t	T	-	-	-	-	-	-	4I	48	54	66	75	9I	I04
u	U	I8	23	28	33	33	4I	48	60	70	87	I02	I24	I44
v	V	-	-	-	-	39	47	55	68	8I	I02	I20	I46	I72
x	X	20	28	34	40	45	54	64	80	97	I22	I46	I78	2I0
y	Y	-	-	-	-	-	63	75	94	II4	I44	I74	2I4	254
z	Z	26	35	42	50	60	73	88	II2	I36	I72	2I0	258	3I0
za	ZA	32	42	52	64	77	98	II8	I48	I80	226	274	335	400
zb	ZB	40	50	67	90	I08	I36	I60	200	242	300	360	445	525
zc	ZC	60	80	97	I30	I50	I88	2I8	274	325	405	480	585	690

Примечание. Значения основных отклонений отверстий до 7-го квалитета включительно для размеров свыше 3 мм увеличить на величину Δ. Значения Δ выбирают по табл. 4.

Таблица 3

Основные отклонения размеров отверстий и валов, предназначенных для переходных посадок

Номинальные размеры, мм		Нижнее отклонение валов							Верхнее отклонение отверстий								
		J		K		M			J			K		M		N	
Св.	До	Квалитеты							Квалитеты								
		5-6	7	8	4-7	до 3 и св. 7	для всех		6	7	8	до 8	9-I6	до 8	9-I6	до 8	9-I6
I	3	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4
3	6	-2	-4	-	+I	0	+4	+8	+5	+6	+I0	-I+ △	-	-4+ △	-4	-8+ △	0
6	I0	-2	-5	-	+I	0	+6	+I0	+5	+8	+I2	-I+ △	-	-6+ △	-6	-I0+ △	0
I0	I8	-3	-6	-	+I	0	+7	+I2	+6	+I0	+I5	-I+ △	-	-7+ △	-7	-I2+ △	0
I8	30	-4	-8	-	+2	0	+8	+I5	+8	+I2	+20	-2+ △	-	-8+ △	-8	-I5+ △	0
30	50	-5	-I0	-	+2	0	+9	+I7	+I0	+I4	+24	-2+ △	-	-9+ △	-9	-I7+ △	0
50	80	-7	-I2	-	+2	0	+II	+20	+I3	+I8	+28	-2+ △	-	-II+ △	-II	-20+ △	0
80	I20	-9	-I5	-	+3	0	+I3	+23	+I6	+22	+34	-3+ △	-	-I3+ △	-I3	-23+ △	0

Таблица 4

Значение поправки Δ, мкм

Диаметры, мм		Квалитеты			
Св.	До	5	6	7	8
I	3	0	0	0	0
3	6	2	3	4	6
6	I0	2	3	6	7
I0	I8	3	3	7	9
I8	30	3	4	8	I2
30	50	4	5	9	I4
50	80	5	6	II	I6
80	I20	5	7	I3	I9

Второе (неосновное) отклонение определяет границы поля допуска. Величина этого отклонения переменна (по этой причине оно не показано на рис. 2, 3) и зависит от квалитета точности, т.е. от значения допуска. Значения второго отклонения находят с учетом знаков по формулам:

$$ei = es - IT$$ – для валов от a до h, (6)

$$es = ei + IT$$ – для валов от j до zc, (7)

$$ES = EI + IT$$ – для отверстий от A до H, (8)

$$EI = ES - IT$$ – для отверстий от J до ZC, (9)

где IT – допуск размера (стандартный допуск).

Впредь допуски размеров валов будем обозначать T_d, отверстий – T_D.

Для валов и отверстий j_s, J_s, которые не имеют основных отклонений, поле допуска располагается симметрично и оба предельных отклонения равны $\pm IT/2$.

Средние отклонения для вала e_m и отверстия E_m вычисляют по формулам

$$e_m = (es + ei)/2; \qquad E_m = (ES + EI)/2. \tag{I0}$$

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю ($EI = 0$); обозначается оно буквой H.

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю ($es = 0$); обозначается оно буквой h .

Допуск – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или верхним и нижним отклонениями; он всегда является положительной величиной. Допуск определяет требуемую точность изготовления детали (изделия), т.е. возможное допустимое рассеивание годных деталей (узлов); при этом чем ниже допуск, тем выше точность. В конструкторской документации используют стандартные допуски, назначаемые на основе опыта или расчета. Допуски размеров, полученные из расчетов, называют расчетными.

Согласно ЕСДП числовые значения расчетных допусков δ после их вычисления должны быть заменены стандартными допусками по табл. 5, желательно из ряда предпочтительного применения (табл. 6). При этом должны выполняться условия

$$T_d \le \delta_d \quad \text{или} \quad T_D \le \delta_D . \qquad (11)$$

Таблица 5

Значение допусков (мкм) для размеров отверстий и валов до I20 мм и для 5...I4-го квалитетов

Диаметры, мм		Квалитеты									
Св.	До	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4
	3	4	6	I0	I4	25	40	60	I00	I40	250
3	6	5	8	I2	I8	30	48	75	I20	I80	300
6	I0	6	9	I5	22	36	58	90	I50	220	360
I0	I8	8	II	I8	27	43	70	II0	I80	270	430
I8	30	9	I3	2I	33	52	84	I30	2I0	330	520
30	50	II	I6	25	39	62	I00	I60	250	390	620
50	80	I3	I9	30	46	74	I20	I90	300	460	740
80	I20	I5	22	35	54	87	I40	220	350	540	870

Таблица 6

Поля допусков основного отверстия и валов для размеров от I до 500 мм (5...I7 квалитеты)

Основные		С симметричным расположением допуска	Для подвижных посадок			Для переходных посадок и с натягом		
Отв.	Вал	Вал	Вал			Вал		
$H5$	$h5$	j_s5	$a11$	$b11$	$c8$	$k5$	$\boxed{k6}$	$k7$
$H6$	$\boxed{h6}$	$\boxed{j_s6}$	$c11$	$d8$	$\boxed{d9}$	$m5$	$m6$	$m7$
$\boxed{H7}$	$\boxed{h7}$	j_s7	$d10$	$\boxed{d11}$	$e7$	$n5$	$\boxed{n6}$	$n7$
$\boxed{H8}$	$\boxed{h8}$	...	$\boxed{e8}$	$e9$	$f6$	$p5$	$\boxed{p6}$	$r5$
$\boxed{H9}$	$\boxed{h9}$	j_s17	$\boxed{f7}$	$f8$	$f9$	$\boxed{r6}$	$s5$	$\boxed{s6}$
$H10$	$h10$		$g5$	$\boxed{g6}$		$s7$	$t6$	$u7$
$\boxed{H11}$	$\boxed{h11}$					$u8$	$x8$	$z8$
$H12$	$h12$							
...	...							
$H17$	$h17$							

При известных предельных размерах и отклонениях расчетный и стандартный допуски определяются по формулам

$$\delta_{D(d)} = D_{p\max}(d_{p\max}) - D_{p\min}(d_{p\min}) = \Delta_{BD(d)} - \Delta_{HD(d)}, \qquad (12)$$

$$T_{D(d)} = D_{\max}(d_{\max}) - D_{\min}(d_{\min}) = ES(es) - EI(ei). \qquad (13)$$

Поле допуска – это поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поля допусков в системе ЕСДП образуются сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов. Условно поле допуска обозначается числом, представляющим собой номинальный размер, за которым следует буквенное обозначение основного отклонения и номер квалитета, например 30H7; I0f7; 20g6. Поле допуска отличается от допуска тем, что оно определяет не только размер, но и расположение этого допуска

относительно нулевой линии, т.е. линии, соответствующей на схемах номинальному размеру D (d) (см. рис. I...3).

ЕСДП для размеров от I до 500 мм предусматривает поля допусков основного отбора, представленные в табл. 6. Среди основных полей допусков рамками выделены поля допусков для предпочтительного применения. Если предпочтительные поля допусков не могут обеспечить конструктивные и технологические требования, то выбирают наиболее подходящие поля допусков из основного отбора.

Квалитет - совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров. Согласно ГОСТ 25346-82 для размеров I...500 мм установлено I9 квалитетов. Квалитеты 0I, 0 и I предназначены для концевых мер длины; квалитеты 2...4 - для калибров и особо точных изделий; квалитеты 5...I3 - для сопрягаемых размеров; квалитеты I4...I7 - для несопрягаемых размеров. Зависимость допуска от квалитета выражается формулой (для IT5 и ниже)

$$IT_n = a_n \cdot i, \qquad (I4)$$

где a_n - число единиц допуска соответствующего квалитета. Значения a_n для 5...I7 квалитетов приведены в табл. 7.

Таблица 7

Число единиц допуска a_n в квалитетах 5...I4 для отверстий и валов до 500 мм

Квалитеты	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4
Число единиц допуска	7	I0	I6	25	40	64	I00	I60	250	400

Единица допуска i для размеров в диапазоне I...500 мм рассчитывается по формуле

$$i = 0{,}45\sqrt[3]{D_{ср}} + 0{,}001 D_{ср}, \qquad (I5)$$

где $D_{ср}$ - среднегеометрический размер для размеров от D_1 до D_2.

Значение единицы допуска i для размеров до I20 мм даны в табл. 8.

Таблица 8

Значение единицы допуска i для размеров до I20 мм

Интервал размеров, мм	До 3	Св.3 до 6	Св.6 до I0	Св.I0 до I8	Св.I8 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до I20
Единица допуска, мкм	0,55	0,73	0,90	I,08	I,3I	I,56	I,86	2,I7

Посадка - это характер соединения деталей (узлов), определяемый значениями получающихся в нем зазоров или натягов. Различают посадки с зазором (подвижные), с натягом (неподвижные) и переходные (возможно получение как зазора, так и натяга) в зависимости от размеров сопрягаемых деталей. Зазоры (натяги) рассчитываются по формуле

$$S = D - d, \qquad (I6)$$

где D и d - действительные размеры сопрягаемых деталей (отверстия и вала) до сборки.

Посадка с зазором характеризуется наличием положительной разности размеров отверстия и вала (рис. 4):

$$S = D - d; \quad D > d; \quad S > 0 \qquad (I7)$$

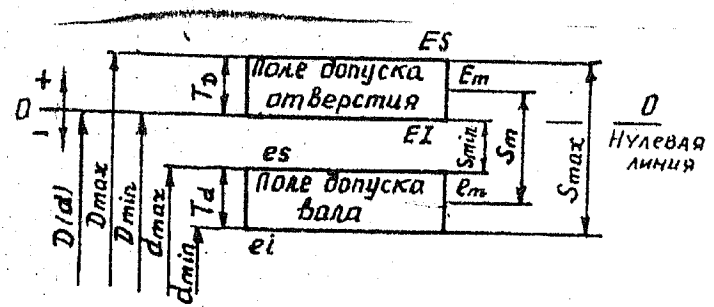


Рис. 4

Посадка с натягом характеризуется отрицательной разностью размеров отверстия и вала (рис. 5). Однако по стандарту принимают для характеристики натяга $N = -S$. Таким образом, для посадки с натягом

$$S = D - d; \quad D < d; \quad S < 0; \quad N > 0. \qquad (18)$$

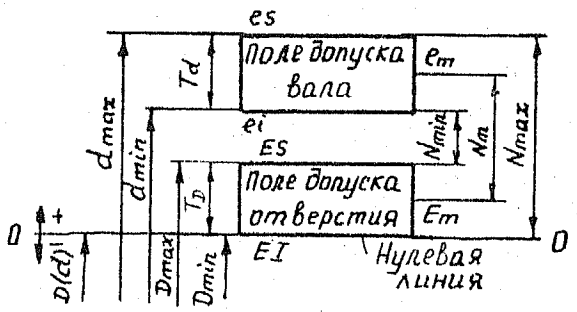


Рис. 5

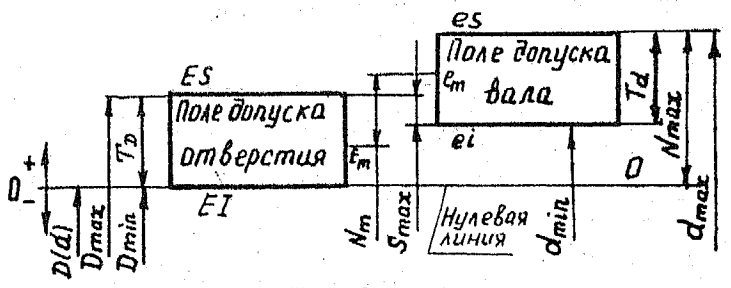


Рис. 6

Переходная посадка (рис. 6) характеризуется возможностью получения как натягов, так и зазоров. Для нее

$$S = D - d; \quad D > d; \quad S > 0 \quad \text{и} \quad D < d; \quad S < 0; \quad N > 0. \qquad (19)$$

Любая посадка в системе ЕСДП образуется сочетанием полей допусков отверстия и вала. Она записывается в виде дроби или в одну строку, причем в числителе или на первом месте указывается обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе или на втором месте - вала, например: $H8/f7$; $H8\text{-}f7$; $\frac{H8}{f7}$.

Посадки в системе отверстия (принято называть просто "система отверстия") отнесены к одному и тому же номинальному размеру. Желаемые зазоры или натяги достигаются соответствующим изменением размеров вала при постоянном размере основного отверстия, т.е. соединением основного отверстия с различными валами. Схематичное изображение посадок в системе отверстия было показано на рис. 2. В условном обозначении посадки в системе отверстия (СА) в числителе дроби, следующей за номинальным размером, всегда указывается поле допуска основного отверстия. Например, Ø 20H7/f 7; Ø 15H8/e 8.

Посадки в системе вала ("система вала") отнесены к одному и тому же номинальному диаметру. Желаемые зазоры или натяги достигаются изменением размеров отверстий при постоянном размере вала, т.е. при соединении основного вала с различными отверстиями. Схематичное изображение посадок в системе вала было дано на рис. 3. В условном обозначении посадки в системе вала (СВ) в знаменателе дроби всегда указывается поле допуска основного вала, например: Ø 40F7/h 6; 20K6/h 5.

Следует отметить, что ЕСДП обеспечивает эквивалентность одноименных посадок всех типов (равенство предельных зазоров или натягов) при изменении системы посадок, если допуски вала и отверстия находятся в пределах одного квалитета точности (например, посадки Ø 20H7/f 7 и Ø 20F7/h 7 эквивалентны).

При комбинированных посадках, когда отверстие изготавливается на квалитет ниже, чем вал, эквивалентность посадок сохраняется только для посадок с зазором. Для соблюдения эквивалентности при использовании посадок с натягом или переходных посадок вводится поправка Δ в значение верхнего отклонения отверстия, которое зависит от квалитета точности и выбирается по таблице поправок (см. табл. 4). Порядок получения одноименной посадки при перемене системы посадок рассмотрен в [5, 16] и далее в примере 3.

Учитывая возможность получения эквивалентной посадки при перемене системы посадки, в дальнейшем мы будем рассматривать посадки только в системе отверстия.

ГОСТ 25347-82 предусматривает для применения "рекомендуемые посадки". Из них для предпочтительного применения выделены 17 посадок в СА и 10 посадок в СВ (табл. 9).

Таблица 9

Области применения различных типов посадок*

Характер соединения	Рекомендуемые посадки	
	Система отверстия	Система вала
	С зазором:	
	точные	
Медленные перемещения и повороты деталей для установки, регулировки, центрирования и т.п.	$\frac{H7}{h6}$ $\frac{H7}{g6}$ $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H9}{h9}$ $\frac{H8}{h7}$	$\frac{H7}{h6}$ $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H9}{h9}$
	грубые	
	$\frac{H11}{h11}$ $\frac{H12}{h12}$	$\frac{H11}{h11}$ $\frac{H12}{h12}$
Вращение валов в опорах скольжения.	$\frac{H7}{f7}$ $\frac{H7}{e7}$ $\frac{H8}{e8}$ $\frac{H8}{d9}$	$\frac{F8}{h8}$ $\frac{F9}{h9}$ $\frac{F8}{h6}$
Соединения, в которых требуется относительно большой зазор	$\frac{H9}{d9}$ $\frac{H11}{c11}$ $\frac{H11}{d11}$ $\frac{H11}{b11}$ $\frac{H12}{b12}$ $\frac{H7}{e8}$	$\frac{D11}{h12}$ $\frac{F9}{h8}$
	Переходные:	
Неподвижные соединения с применением фиксирующих устройств, разбираемые для осмотра, ремонта, замены деталей и т.п., а также соединения для обеспечения хорошего центрирования деталей	$\frac{H6}{k5}$ $\frac{H6}{j_s5}$ $\frac{H6}{m5}$ $\frac{H6}{n5}$ $\frac{H7}{j_s6}$ $\frac{H7}{k6}$ $\frac{H7}{m6}$ $\frac{H7}{n6}$ $\frac{H8}{j_s7}$ $\frac{H8}{k7}$ $\frac{H8}{m7}$ $\frac{H8}{n7}$	$\frac{J_s6}{h6}$ $\frac{K6}{h5}$ $\frac{M6}{h5}$ $\frac{N6}{h5}$ $\frac{J_s7}{h6}$ $\frac{K7}{h6}$ $\frac{M7}{h6}$ $\frac{N7}{h6}$ $\frac{J_s8}{h7}$ $\frac{K8}{h7}$ $\frac{M8}{h7}$ $\frac{N8}{h7}$
	С натягом:	
Неподвижные соединения, как правило, не подлежащие разъему	$\frac{H6}{p5}$ $\frac{H6}{r6}$ $\frac{H7}{p6}$ $\frac{H7}{r6}$ $\frac{H7}{s6}$	$\frac{P6}{h5}$ $\frac{P7}{h6}$ $\frac{R7}{h6}$

*В рамках посадки предпочтительного применения.

Допуск посадки $T_{S(N)}$ характеризует точность сборки. Для посадок с зазором и натягом допуск посадки определяют по формуле

$$T_{S(N)} = S_{max}(N_{max}) - S_{min}(N_{min}) = T_D + T_d ; \qquad (20)$$

для переходных посадок

$$T_{S(N)} = S_{max} + N_{max} = T_D + T_d . \qquad (21)$$

Обозначение предельных отклонений и посадок на чертежах. ГОСТ 2.307-68 предусматривает три способа нанесения предельных отклонений (рис. 7): 1) условными обозначениями полей допусков и посадок, например: 10Н7, 15к6; 2) числовыми значениями предельных отклонений, например: $20\ ^{+0,060}_{+0,041}$; $12_{-0,05}$; $14 \pm 0,1$; 3) условными обозначениями полей допусков и справа в скобках числовыми значениями предельных отклонений (смешанный способ), например: $25e8(^{-0,040}_{-0,073})$; $30H7(^{+0,021}_{\ \ 0})$.

Первый способ рекомендуется применять для размеров, контроль которых осуществляется калибрами; второй – при контроле размеров измерительными средствами общего назначения; смешанный способ используют для нанесения размеров, не входящих в ряды нормальных линейных размеров, для обозначения уступов, углублений с несимметричными полями допусков.

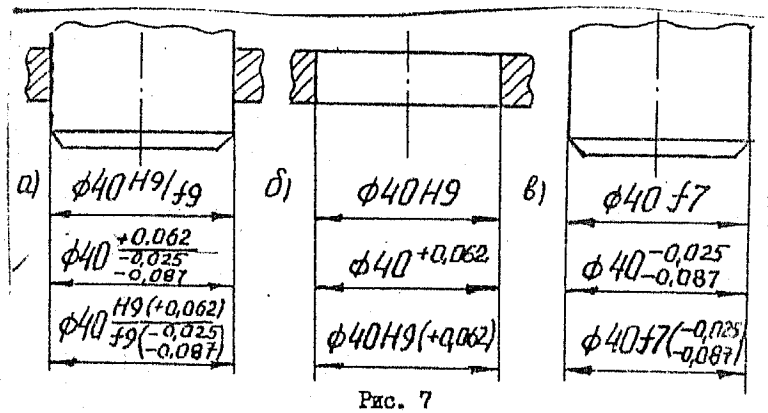


Рис. 7

Следует обратить внимание на то, что при числовом способе размеры отклонения указывают в миллиметрах. Нулевые отклонения на чертежах не проставляют, в этом случае указывают только одно отклонение. В остальных случаях указывают верхнее и нижнее отклонения со своими знаками. При этом количество знаков верхнего и нижнего отклонений должно быть одинаковым, выравнивание производят добавлением нулей справа.

На сборочных чертежах предельные отклонения размеров деталей или условные обозначения указывают в виде дроби: в числителе всегда указываются параметры отверстия, а в знаменателе – вала.

Для размеров невысокой точности и несопрягаемых предельные отклонения указывают в технических требованиях на поле чертежа. Например, неуказанные предельные отклонения размеров отверстий по H14, валов – по h I4, остальных – по $\pm$ IT14/2.

2. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ

Рассмотрим методику расчета размеров деталей и соединений на основе использования стандартных допусков и отклонений.

2.I. Построение полей допусков

При различных расчетах широко используется графическое представление полей допусков размеров в виде схем расположения полей допусков. На схемах в произвольном масштабе изображают поля допусков в виде прямоугольников, ограниченных по вертикали верхним и нижним отклонениями; длина прямоугольника не ограничивается. Отклонения размеров наносят относительно нулевой линии, соответствующей номинальному размеру. Обычно эта линия располагается горизонтально и обозначается 0-0. Выше нулевой линии располагается зона положительных отклонений, ниже – отрицательных. На схемах отклонения откладываются в микрометрах, а номинальный размер – в миллиметрах. Ось изделия (детали) не показывается, но предполагается, что она располагается ниже нулевой линии.

При построении полей допусков рекомендуется придерживаться такого порядка:

1) нанести нулевую линию и обозначить номинальный размер $D(d)$;

2) определить численное значение основного отклонения по

заданным номинальному размеру и основному отклонению по табл. I...4;

3) определить по табл. 5 допуск размера по номинальному размеру и квалитету точности;

4) определить 2-е неосновное отклонение по формулам (6)...(9);

5) выбрать масштаб схемы и нанести изображение поля допуска с указанием предельных отклонений и размеров.

2.2. Расчет предельных размеров деталей и соединений. Метод максимума-минимума

Расчет предельных и средних размеров деталей. Максимальные и минимальные размеры отверстия D_{max}, D_{min} и вала d_{max}, d_{min} определяются по следующим формулам:

$$D_{max} = D + ES; \quad d_{max} = d + es, \tag{22}$$

$$D_{min} = D + EI; \quad d_{min} = d + ei. \tag{23}$$

Отклонения ES, EI, es, ei берутся со своим знаком. Средние наиболее вероятные размеры деталей рассчитывают по формуле (I).

Расчет предельных и средних зазоров и натягов. Расчет зазоров и натягов в соединениях проводят по формулам (I6)...(I9). Поскольку размеры годных деталей имеют разброс в пределах допуска, то возможно получение разных действительных зазоров и натягов, ограничиваемых двумя предельными значениями зазора S_{min} и S_{max} или натяга N_{min} и N_{max}.

Предельные зазоры и натяги рассчитывают по разности предельных размеров отверстия и вала, образующих соединение.

При расчете и выборе посадок конструктора могут интересовать не только предельные зазоры и натяги, но и средние, обычно вероятные, зазоры и натяги.

В посадке с зазором поле допуска отверстия располагается над полем допуска вала (см. рис. I, 4). К посадкам с зазором относят и те, для которых $S_{min} = 0$. Предельные значения зазоров (максимальный зазор S_{max} и минимальный гарантированный зазор S_{min}) рассчитывают по формулам

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei, \qquad (24)$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = EI - es. \qquad (25)$$

Средний зазор

$$S_m = (S_{max} + S_{min})/2 = E_m - e_m. \qquad (26)$$

Допуск зазора T_S определяет возможное (или допустимое) колебание зазора в сопряжении, т.е. точность посадки; находим его по формуле (20).

В посадке с натягом поле допуска вала располагается выше поля допуска отверстия (см. рис. I, 5). Учитывая принятое в ЕСДП определение натяга, имеем

$$N_{min} = -S_{max} = ei - ES = d_{min} - D_{max}, \qquad (27)$$

$$N_{max} = -S_{min} = es - EI = d_{max} - D_{min}, \qquad (28)$$

$$N_m = (N_{max} + N_{min})/2 = e_m - E_m. \qquad (29)$$

Допуск посадки T_N (допуск натяга) определяют по формуле (20).

В переходной посадке поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью (см. рис. I, 6). Поэтому при определенных сочетаниях размеров отверстия и вала возможно появление как зазоров, так и натягов, предельные значения которых S_{max} и N_{max} находят по формулам (24) и (28); допуск посадки вычисляют по формуле (2I).

Для проверки правильности расчетов предельных зазоров и натягов можно использовать соотношения

$$S_{max} = S_{min} + T_D + T_d; \quad N_{max} = N_{min} + T_D + T_d. \qquad (30)$$

Необходимо отметить, что, если значения S_{max}, S_{min}, S_m, рассчитанные по формулам (24)...(26), получаются со знаком минус, это означает, что в данном случае имеет место не зазор, а натяг.

Если при расчете натяга по формулам (27)...(29) величины N_{max}, N_{min}, N_m принимают отрицательные значения, то имеет место зазор.

Формулы (24), (25), (27) и (28) соответствуют методу расчета посадки на максимум-минимум (расчет по предельным отклонениям и размерам). Этот метод обеспечивает полную взаимозаменяемость соединений.

2.3. Вероятностный расчет точности размеров и посадок

Для управления качеством изделий необходимо иметь более точное представление о характере распределения размеров деталей и параметров посадок, чем это позволяет метод расчета на минимум-максимум.

Эта задача может быть решена с применением вероятностного метода, который учитывает рассеяние размеров деталей и посадок. При расчете устанавливают вероятностные значения предельных и средних натягов или зазоров и допуска посадки, вероятность появления размеров или соединений с определенными параметрами.

Применение вероятностного метода расчета позволяет по сравнению с методом максимум-минимум расширить допуски на изготовление деталей и сборку узлов.

Распределение параметров посадок и размеров отдельных деталей, соединений и групп однородных механизмов в пределах поля допуска описываются различными законами [I-3, 9, II]. На практике распределение случайных погрешностей размера при установившихся процессах изготовления деталей чаще всего описывается законом нормального распределения, который характеризуется кривой нормального распределения (кривой Гаусса), расположенной симметрично относительно центра группирования (рис. 8).

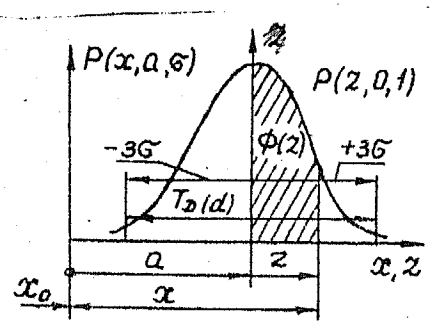


Рис. 8

Таблица I0

Значения функции Лапласа

z	$\Phi(z)$									
	0	I	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,0000	0,0040	0,0080	0,0I20	0,0I60	0,0I99	0,0239	0,0279	0,03I9	0,0359
0,I	0,0398	0,0438	0,0478	0,05I7	0,0557	0,0596	0,0636	0,0675	0,07I4	0,0753
0,2	0,0793	0,0832	0,087I	0,09I0	0,0948	0,0987	0,I026	0,I064	0,II03	0,II4I
0,3	0,II79	0,I2I7	0,I255	0,I293	0,I33I	0,I368	0,I406	0,I443	0,I480	0,I5I7
0,4	0,I554	0,I59I	0,I628	0,I664	0,I700	0,I736	0,I772	0,I808	0,I844	0,I879
0,5	0,I9I5	0,I950	0,I985	0,20I9	0,2054	0,2088	0,2I23	0,2I57	0,2I90	0,2224
0,6	0,2257	0,229I	0,2324	0,2357	0,2389	0,2422	0,2454	0,2486	0,25I7	0,2549
0,7	0,2580	0,26II	0,2642	0,2673	0,2703	0,2734	0,2764	0,2794	0,2823	0,2852
0,8	0,288I	0,29I0	0,2939	0,2967	0,2995	0,3023	0,305I	0,3078	0,3I06	0,3I33
0,9	0,3I59	0,3I86	0,32I2	0,3238	0,3264	0,3289	0,33I5	0,3340	0,3365	0,3389
I,0	0,34I3	0,3437	0,346I	0,3485	0,3508	0,353I	0,3554	0,3577	0,3599	0,362I
I,I	0,3643	0,3665	0,3686	0,3708	0,3729	0,3749	0,3770	0,3790	0,38I0	0,3830
I,2	0,3849	0,3869	0,3888	0,3907	0,3925	0,3944	0,3962	0,3980	0,3997	0,40I5
I,3	0,4032	0,4049	0,4066	0,4082	0,4099	0,4II5	0,4I3I	0,4I47	0,4I62	0,4I77
I,4	0,4I92	0,4207	0,4222	0,4236	0,425I	0,4265	0,4279	0,4292	0,4306	0,43I9
I,5	0,4332	0,4345	0,4357	0,4370	0,4382	0,4394	0,4406	0,44I8	0,4429	0,444I
I,6	0,4452	0,4463	0,4474	0,4484	0,4495	0,4505	0,45I5	0,4525	0,4535	0,4545
I,7	0,4554	0,4564	0,4573	0,4582	0,459I	0,4599	0,4608	0,46I6	0,4625	0,4633
I,8	0,464I	0,4649	0,4656	0,4664	0,467I	0,4678	0,4686	0,4693	0,4699	0,4706
I,9	0,47I3	0,47I9	0,4726	0,4732	0,4738	0,4744	0,4750	0,4756	0,476I	0,4767
2,0	0,4772	0,4778	0,4783	0,4788	0,4793	0,4798	0,4803	0,4808	0,48I2	0,48I7
2,I	0,482I	0,4826	0,4830	0,4834	0,4838	0,4842	0,4846	0,4850	0,4854	0,4857
2,2	0,486I	0,4864	0,4868	0,487I	0,4874	0,4878	0,488I	0,4884	0,4887	0,4890
2,3	0,4893	0,4895	0,4898	0,490I	0,4903	0,4906	0,4909	0,49II	0,49I3	0,49I6
2,4	0,49I8	0,4920	0,4922	0,4924	0,4926	0,4928	0,4930	0,4932	0,4934	0,4936
2,5	0,4938	0,4940	0,494I	0,4943	0,4945	0,4946	0,4948	0,4949	0,495I	0,4952
2,6	0,4953	0,4955	0,4956	0,4957	0,4958	0,4960	0,496I	0,4962	0,4963	0,4964
2,7	0,4965	0,4966	0,4967	0,4968	0,4969	0,4970	0,497I	0,4972	0,4973	0,4974
2,8	0,4974	0,4975	0,4976	0,4977	0,4977	0,4978	0,4979	0,4979	0,4980	0,498I
2,9	0,498I	0,4982	0,4982	0,4983	0,4983	0,4984	0,4985	0,4985	0,4986	0,4986
3,0	0,4986	0,4987	0,4988	0,4988	0,4988	0,4988	0,4989	0,4989	0,4990	0,4990

Вероятность появления каких-либо размеров x в интервале от x_1 до x_2 при нормальном законе распределения определяют по формуле

$$P(x_1 \leqslant x \leqslant x_2) = [\Phi(Z_2) - \Phi(Z_1)] \cdot 100\%, \qquad (31)$$

где $\Phi(Z)$ – нормированная функция Лапласа, или площадь под кривой $P(Z, 0,1)$ в промежутке от 0 до Z (см. рис. 8).

В табл. 10 приведены значения Z и соответствующие им значения функции $\Phi(Z)$ (все значения округлены). Безразмерные величины Z_1 и Z_2 связаны с величинами x_1 и x_2 соотношениями

$$Z_1 = \frac{x_1 - a}{\sigma}; \qquad Z_2 = \frac{x_2 - a}{\sigma}, \qquad (32)$$

где a – среднее арифметическое значение рассматриваемого размера; σ – среднее квадратичное отклонение случайной величины.

Параметр a характеризует положение центра группирования размеров, а параметр σ – рассеяние значений размеров относительно этого центра (см. рис. 8). Параметры a и σ определяются соотношениями

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} x_i; \qquad \sigma = \sqrt{\frac{\sum_{1}^{n} (x_i - a)^2}{n}}, \qquad (33)$$

где n – число деталей; x_i – действительные размеры деталей.

При распределении случайных величин по закону Гаусса поле рассеяния от -3σ до $+3\sigma$ принимают за практическое поле рассеяния случайной величины (допуск). Вероятность выхода случайной величины за пределы $\pm 3\sigma$ ($Z = \pm 3$) равна 0,0027. С учетом этого принимают, что допуск отверстия (вала) равен $T_{D(d)} = 6\sigma$. Среднее квадратическое отклонение $\sigma = T_{D(d)}/6$.

В зоне $\pm\sigma$ относительно центра группируется 68 % деталей.

Рассмотрим вероятностный расчет посадок. При определении вероятностных характеристик посадок исходят из того, что если размеры отверстия и вала в пределах поля допуска распределяются по нормальному закону с центром группирования в середине поля допуска (E_m и e_m) и средним квадратическим отклонением, равным 1/6 допуска $T_D(T_d)$, то значение зазора или натяга также распределяется по нормальному закону относительно среднего значения S_m или N_m. При этом вероятностные характери-

стики $\sigma_{S(N)}$ и $\delta^{B}_{S(N)}$ посадок определяют по следующим формулам (рис. 9):

среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_{S(N)} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2}\ ; \qquad (34)$$

вероятностный допуск посадки

$$\delta^{B}_{S(N)} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}\ ; \qquad (35)$$

вероятные предельные зазоры (натяги) для посадок:

с зазором

$$S^{B}_{max} = S_m + \delta^{B}_S/2\,; \quad S^{B}_{min} = S_m - \delta^{B}_S/2\,; \qquad (36)$$

с натягом

$$N^{B}_{min} = N_m - \delta^{B}_N/2\,; \quad N^{B}_{max} = N_m + \delta^{B}_N/2\,; \qquad (37)$$

переходных

$$S^{B}_{max} = S_m(N_m) + \delta^{B}_{S(N)}/2\,; \quad S^{B}_{min} = S_m(N_m) - \delta^{B}_{S(N)}/2; \qquad (38)$$

$$N^{B}_{max} = -S^{B}_{min}\,.$$

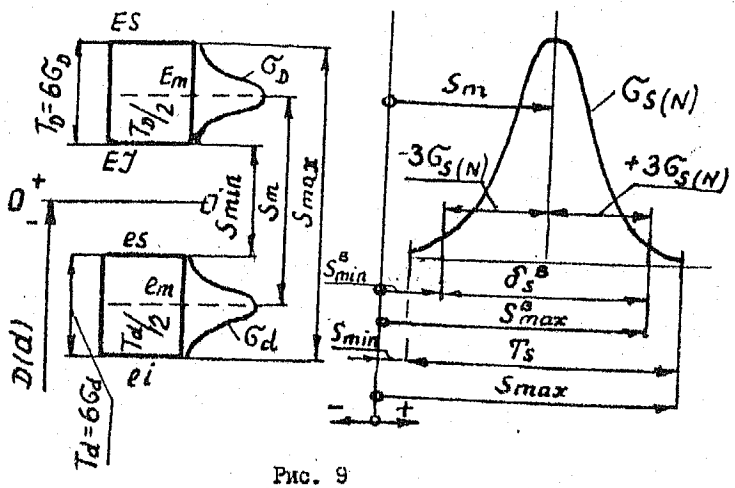


Рис. 9

Следует отметить, что в переходной посадке распределение зазоров (натягов) происходит относительно зазора S_m, если $S_{max} > |N_{max}|$, или относительно среднего натяга N_m, если $S_{max} < |N_{max}|$.

Практическое рассеивание ошибок может отличаться от нормального закона распределения. Это обстоятельство следует учитывать при вычислении действительных ошибок в расчетах механизмов и размерных цепей. Сведения по расчету отклонений размеров при рассеянии размеров по другим теоретическим законам даны в [I-3, 9, II].

Пример I. В результате расчетов получено, что надежная работа изделия обеспечивается при изменении предельных диаметров вала в диапазоне 54,935...54,975. Номинальный размер вала ∅ 55 мм. Требуется определить допуск и предельные отклонения детали, подобрать стандартный допуск, начертить схему полей допуска и записать номинальный размер с предельными отклонениями.

Решение. Согласно условию задачи имеем $d_{P\,max} = 54{,}975$ мм; $d_{P\,min} = 54{,}935$ мм. Расчетный допуск детали по формуле (I2)

$$\delta_d = 54{,}975 - 54{,}935 = 0{,}040 \text{ мм} = 40 \text{ мкм}.$$

Находим расчетные отклонения вала по формулам (2) и (3)

$$\Delta_{Bd} = 54{,}975 - 55{,}000 = -0{,}025 \text{ мм} = -25 \text{ мкм};$$
$$\Delta_{Hd} = 54{,}935 - 55{,}000 = -0{,}065 \text{ мм} = -65 \text{ мкм}.$$

С учетом условия (II) для номинального размера 55 мм из табл. 5 определяем, что расчетный допуск может быть заменен стандартным по 7-му квалитету.

Получим $T_d = 30$ мкм. Необходимое основное отклонение находим по табл. I и при $\Delta_{Bd} = -25$ мкм для размера 55 мм с учетом условия (5). Наиболее подходящим является отклонение f, для которого $es = -30$ мкм. Неосновное отклонение вычисляем по формуле (6): $ei = (-30) - (+30) = -60$ мкм. Сравниваем табличное значение нижнего отклонения вала с расчетным. Поскольку условие (5) выполняется, то можно принять, что для заданных расчетных размеров вала подходящим является поле допуска $55f7$ или $55^{-0{,}030}_{-0{,}060}$. Расположение поля допуска для размера $55f7$ показано на рис. 2.

Пример 2. Определить предельные зазоры для посадки 55H7/f 7.

Решение. Построим поле допуска для отверстия Ø55H7. Для основного отверстия EI = 0. По табл. 5 для Ø55 и 7-го квалитета находим T_D = 30 мкм. Поле допуска отверстия нанесено на рис. 2. Здесь же нанесено поле допуска вала (из примера I) Ø55f 7.

Определяем предельные зазоры по формулам (24) и (25):

S_{max} = 30 – (–60) = 90 мкм; S_{min} = 0 – (–30) = 30 мкм.

Допуск посадки вычисляем по формуле (20):

$$T_S = 90 - 30 = 60 \text{ мкм}.$$

На рис. 2 дополнительно нанесены поля допусков Ø55H8, Ø55f 8; Ø55f 9.

Из рассмотрения схемы расположения полей допусков этих посадок можно сделать важный практический вывод: минимальный зазор S_{min} не зависит от квалитета точности сопрягаемых деталей при неизменном номинальном размере соединения, а максимальный зазор S_{max} меняется.

Пример 3. Дана посадка Ø32H7/r 6; требуется установить эквивалентную ей посадку в системе вала.

Решение. На рис. I0 показана схема посадки Ø32H7/r 6. Для нее N_{min} = 9 мкм, N_{max} = 50 мкм. При изменении системы посадки получим посадку Ø 32R 7/h 6. Схема этой посадки нанесена пунктиром. Для нее N_{max} = 59 мкм, а N_{min} = I8 мкм, т.е. эта посадка не эквивалентна исходной.

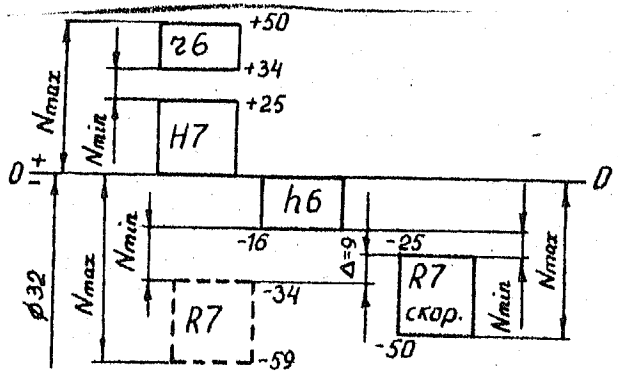


Рис. I0

Для получения эквивалентной посадки следует применить специальное правило, согласно которому для отверстий J, K, M, N до 8-го квалитета и отверстий от P до ZC 7-го квалитета включительно (для диаметров свыше 3 мм) в верхнее отклонение отверстия необходимо ввести поправку Δ, которая выбирается по табл. 4. Для 7-го квалитета и Ø 32 находим Δ = 9 мкм. На рис. I0 скорректированное поле допуска отверстия изображено сплошными линиями. Для скорректированной посадки N_{min} = 9 мкм, N_{max} = 50 мкм, т.е. предельные натяги такие же, как и у исходной.

Пример 4. Для установки зубчатого колеса конструктором назначена посадка 20H7/κ6. Требуется определить вероятные зазор, натяг и допуск посадки.

Решение. Для заданного размера Ø 20H7/κ6 находим допуски и основные отклонения вала и отверстия. По табл. 5 T_d = I3 мкм; T_D = 2I мкм. Нижнее отклонение основного отверстия EI = 0. Согласно табл. 3 определяем нижнее отклонение вала ei = +2 мкм. По формулам (7), (8) и (I0) находим второе и среднее отклонения вала и отверстия: ES = +2I мкм, es = 2+I3 = +I5 мкм, E_m = (2I+0)/2 = +I0,5 мкм, e_m = (I5+2)/2 = +8,5 мкм; по формуле (26) – среднее значение зазора S_m = $E_m - e_m$ = I0,5–8,5 = +2 мкм; по формуле (35) – вероятный допуск посадки $\delta^B_{S(N)} = \sqrt{2I^2 + I3^2}$ = 25 мкм; по формуле (38) – наибольшие вероятностные значения зазора и натяга S^B_{max} = +2+25/2 = +I4,5 мкм, S^B_{min} = +2–25/2 = –I0,5 мкм, т.е. N^B_{max} = +I0,5 мкм.

На рис. II дана схема полей допусков размеров отверстия и вала, а также кривые рассеяния этих размеров и посадки.

Пример 5. Определить вероятность появления соединений с зазором в интервале от x_1 = 90 до x_2 = I00 мкм для посадки Ø 70H8/e8.

Решение. Для указанной посадки находим (см. примеры I, 2, 4): ES = 46; EI = 0; E_m = 23; T_D = 46; es = –60; ei = –I06; e_m = –83; T_d = 46; S_m = 23–(–83) = I06; δ^B_S = 64,4; S^B_{max} = I38,2; S^B_{min} = 73,8; σ_S = I0,73.

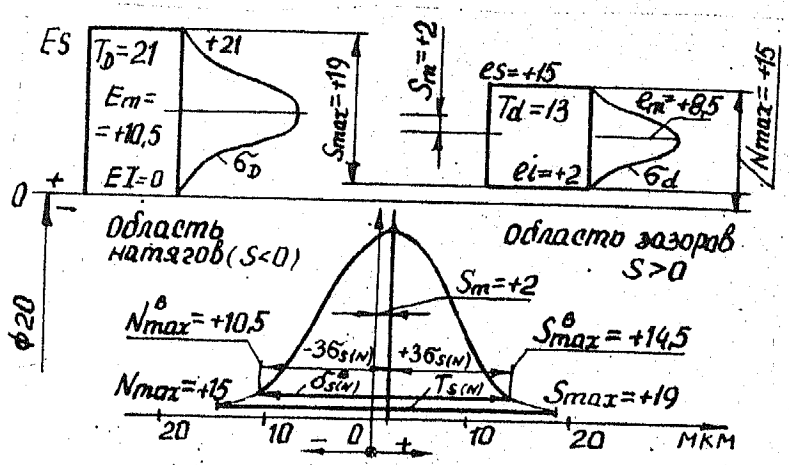


Рис. II

По формуле (32) $Z_1 = (90-106)/10,73 = -1,49$; $Z_2 = (100-106)/10,73 = -0,56$.

Следует отметить, что при расчетах не обращают внимания на знаки, поскольку функция симметрична и расчет ведут по модулю. По табл. II для $Z_1 = 1,49$ получим $\Phi(Z_1) = 0,4319$ и для $Z_2 = 0,56$ $\Phi(Z_2) = 0,2133$. Тогда $P(x) = 0,4319 - 0,2133 = 0,2186$. Следовательно, вероятность появления соединений с зазором в интервале 90...100 мкм равна 21,86 %.

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

При проектировании ПУ процесс выбора точностных параметров деталей и соединений характеризуется тем, что имеется некоторый набор возможных решений, приводимый в справочной и учебной литературе, из которого разработчик путем перебора, как правило, или расчета определяет наиболее подходящие по условиям поставленной задачи. Ниже приводятся рекомендации и примеры выбора точностных параметров с учетом функционального назначения изделий, возможностей производства и экономических факторов.

3.1. Условия, определяющие выбор системы посадок

Для сопряжения деталей и узлов в основном используют системы отверстия и вала. (В отдельных технически обоснованных случаях применяют "внесистемные" посадки, не относящиеся ни к системе отверстия, ни к системе вала, например, $F\,7/g\,6$, $P7/s\,6$.) ГОСТ 25346-82 предусматривает равноправное использование обеих систем. Однако вид сопряжения и возможности производства заставляют разработчика в каждом конкретном случае выбирать наиболее целесообразную систему. На практике при сопряжении валов и отверстий с номинальными размерами $D(d) > 1$ мм рекомендуется использовать систему отверстия, которая является более экономичной, поскольку позволяет значительно сократить номенклатуру режущих и мерительных инструментов. Применять систему вала экономически и технологически выгодно лишь в особых случаях, например при использовании в конструкциях покупных, унифицированных или стандартных сборочных единиц и деталей (подшипников качения при посадке в корпус, контрольных и установочных штырей, штифтов и т.п.), номинальные установочные размеры которых заданы. Целесообразно применять систему вала и тогда, когда для изготовления изделия используется цельнотянутый материал в виде прутка или проволоки без последующей дополнительной обработки.

3.2. Рекомендации по выбору квалитета для деталей и соединений

При разработке конструкции ПУ очень важно правильно назначить соответствующие квалитеты точности размеров, поскольку от этого зависит качество, надежность, долговечность и стоимость изделия, а также требования к технологическому оборудованию. Выбор конкретного квалитета определяется расчетом или на основании опыта работы подобных конструкций с учетом обеспечения надежной работы изделия, состояния и вида используемого оборудования, точности самого ПУ, характера требуемых соединений и стоимости.

В зависимости от служебного назначения деталей и соединений применяют следующие квалитеты:

5-й квалитет назначают для особо точных соединений, когда необходимо предельно сузить возможное колебание размеров, часо-

ров или натягов, например при установке приборных подшипников в корпуса или на валах, при изготовлении высокоточных зубчатых колес и т.д.

6 и 7-й квалитеты применяют в точных соединениях, когда предъявляются высокие требования к посадкам для обеспечения механической прочности деталей, точности поворотов, центрирования, перемещений, плавности хода, герметичности соединений и точности сборки. По указанным квалитетам устанавливаются подшипники нормальной точности в корпуса и на валы; зубчатые колеса высокой и средней точности на валы; электродвигатели и подшипники скольжения в приборные редукторы; выполняются центрирующие буртики, отверстия и стойки.

8 и 9-й квалитеты применяют для посадок деталей, выполняющих служебные функции с меньшими требованиями к точности зазоров и натягов, перемещений, поворотов, а также для посадок, обеспечивающих среднюю точность сборки. Эти квалитеты назначают, например, для опор скольжения средней точности, для посадок с зазором с целью компенсации значительных погрешностей формы и расположения сопряженных поверхностей, для установки потенциометров, распорных втулок редукторов часового типа.

I0, II, I2 и I3-й квалитеты используются в малоточных соединениях, где необходимы большие зазоры, допустима низкая точность (грубая сборка), например в соединениях штампованных деталей и деталей из пластмасс, крышек, фланцев и т.д.

Свободные (несопрягаемые) размеры не влияют на характер соединения и не входят в размерные цепи, поэтому их выполняют по I4-му, I5-му квалитетам точности, а в точном приборостроении – по I2-му.

Квалитет посадок может быть выбран и расчетным путем, если известны необходимые предельные зазоры или натяги: S_{min}, S_{max}; N_{min} и N_{max}. Для нахождения требуемого квалитета в этом случае определяют по формулам (20), (2I) допуск посадки $T_{S(N)}$, а затем допуск на сопрягаемые детали. Полагая, что допуск посадки распределяется поровну между деталями, находим $T_D = T_d = T_{S(N)}/2$. По заданному номинальному размеру и $T_D\,(T_d)$ находим в табл. 5 требуемый квалитет для изготовления деталей (см. пример I), учитывая, что стандартный допуск должен быть меньше или равен расчетному.

При окончательном выборе квалитета точности следует учитывать, что по технологическим соображениям в точных соединениях рекомендуется применять комбинированные посадки, в которых отверстие изготовляется на один квалитет грубее, чем вал. Поэтому, если найденная точность находится в пределах 5...8-го квалитетов, целесообразно допуск посадки $T_{S(N)}$ распределить между валом и отверстием неравномерно в сторону некоторого ужесточения допуска на вал и, следовательно, расширения допуска на отверстие.

Для 9...I2-го квалитетов точности, где обычно используют основные посадки (в этих посадках вал и отверстие имеют одинаковые допуски, например, H9/f 9; HII/h II) уточнение квалитетов не требуется.

При окончательном выборе квалитета разработчик должен учитывать не только служебные функции изделий, но и технологические и экономические требования. При этом необходимо учитывать стоимость не только изготовления, но и сборки ПУ. Как видно из графиков, приведенных на рис. I2, с увеличением допуска на погрешности собираемых деталей затраты на изготовление деталей (кривая I) падают, а на сборку возрастают (кривая 2). Зависимость суммарных затрат на сборку и изготовление (кривая 3) показывает, что существует оптимальная зона допусков, при которых эти затраты минимальны. Поэтому при конструировании следует стремиться назначить оптимальные допуски, т.е. выбрать такой квалитет точности, при котором соединение и детали работают нормально, а затраты минимальны.

Более подробно эти вопросы изучаются в курсе "Технология приборостроения".

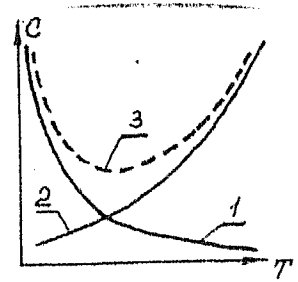


Рис. I2

3.3. Характеристика посадок и примеры их применения

При назначении посадок учитывают требуемую подвижность соединения и точность сопряжения исходя из назначения и условий эксплуатации изделия. При этом могут быть проведены предварительные расчеты или экспериментальные исследования. На практике

посадки часто назначают с учетом опыта работы аналогичных соединений в подобных условиях. Области применения различных типов посадок даны в табл. 9. Их выбор зависит от назначения устройства, серийности производства, требований к монтажу (демонтажу), условий эксплуатации (температурный режим, наличие вибраций и т.д.). Он осуществляется путем перебора рекомендуемых (прежде всего из предпочтительных, указанных в прямоугольных рамках) посадок. Обоснованность их выбора проверяется расчетом, в котором учитывается шероховатость сопрягаемых поверхностей, температурный режим.

В ЕСДП посадки не имеют названия, поскольку регламентируются расположения поля допуска вала или отверстия, а не характеристики соединения. Однако на практике сложились определенные названия посадок, которые позволяют кратко и достаточно точно характеризовать тип посадки. В дальнейшем мы будем придерживаться этой типизации посадок.

Посадки с зазором. Они предназначены для получения подвижных и неподвижных соединений. При выборе конкретного типа посадок для подвижных соединений обычно исходят из условия обеспечения точности перемещения, необходимости компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, колебаний температуры, поскольку эти соединения в приборостроении обычно работают без смазки или при ограниченной смазке.

При выборе посадок с зазором для неподвижных соединений учитывают необходимость обеспечить точное взаимное расположение деталей, возможность регулирования для устранения погрешностей формы и расположения, если эти погрешности превышают поле допуска размеров этих поверхностей. Неподвижность подобных соединений после регулирования обеспечивается креплением винтами и штифтами.

Посадки с тепловыми зазорами типа H/a, H/b, H/c применяются в соединениях, в которых необходимы большие зазоры. Для соединения деталей чаще используются посадки H11/b 11; H11/c 11; H12/b 12.

Посадки скользящие типа H/h имеют минимальный зазор, равный нулю. Их рекомендуется использовать для неподвижных соединений различных деталей и изделий с центрирующими поясками, направляющими штифтами, осями и для подвижных соединений (опоры и направляющие). Посадки позволяют обеспечить точное относительное продольное перемещение или центрирование при сохранении некоторой подвижности. Если нужна высокая точность соединений деталей (изделий) и необходимо обеспечить хорошее центрирование или точное перемещение при незначительном колебании температуры, рекомендуется применять посадку $\boxed{H7/h6}$. Достаточно высокую точность соединений дает посадка $\boxed{H8/h7}$.

При пониженных требованиях к точности соединения можно применить посадку $\boxed{H8/h8}$, например, для обеспечения вращения вала, учитывая, что в этом случае вероятность получения зазоров в соединениях, близких к нулю, мала, а вероятность получения средних зазоров – велика.

Для соединения деталей невысокой точности предназначены посадки $\boxed{H11/h11}$ и $H12/h12$.

На рис. 13 показаны примеры применения скользящих посадок. Посадка $\boxed{H7/h6}$ в соединении двигателя и потенциометра (рис. 13а,б) позволяет компенсировать наличие эксцентриситета между посадочным буртиком и осью вала и тем самым обеспечить легкость и плавность работы зубчатого зацепления. На рис. 13в показано конструктивное оформление соединения отверстия и посадочного пояска крышки редуктора типа РЦ. Посадка $\boxed{H7/h6}$ (рис. 13л) применяется для соединения платы со стойкой в редукторах часового типа, в поводковых муфтах (рис. 14и).

Посадка $\boxed{H8/h8}$ в ряде случаев используется для получения подвижного соединения при относительно большой длине соединения, а посадка $\boxed{H11/h11}$ – для получения легкого вращения роликов относительно неподвижных осей, а также для установки шкал (рис. 13з). Ввиду относительно больших допусков сопрягаемых деталей (11-й квалитет) вероятность зазоров, близких к нулю, очень мала.

Посадки движения типа H/g имеют небольшой минимальный зазор. Рекомендуется применять их для соединения деталей (изделий), в которых необходимо гарантировать точное перемещение, хорошее центрирование, а также отсутствие ударов при перемене нагрузки.

Посадка $\boxed{H7/g6}$ предназначена для точных направляющих, а также для опор редукторов. Она обеспечивает высокую точность перемещения (вращения) при небольшой скорости. Кроме того, она применяется для обеспечения точного положения деталей.

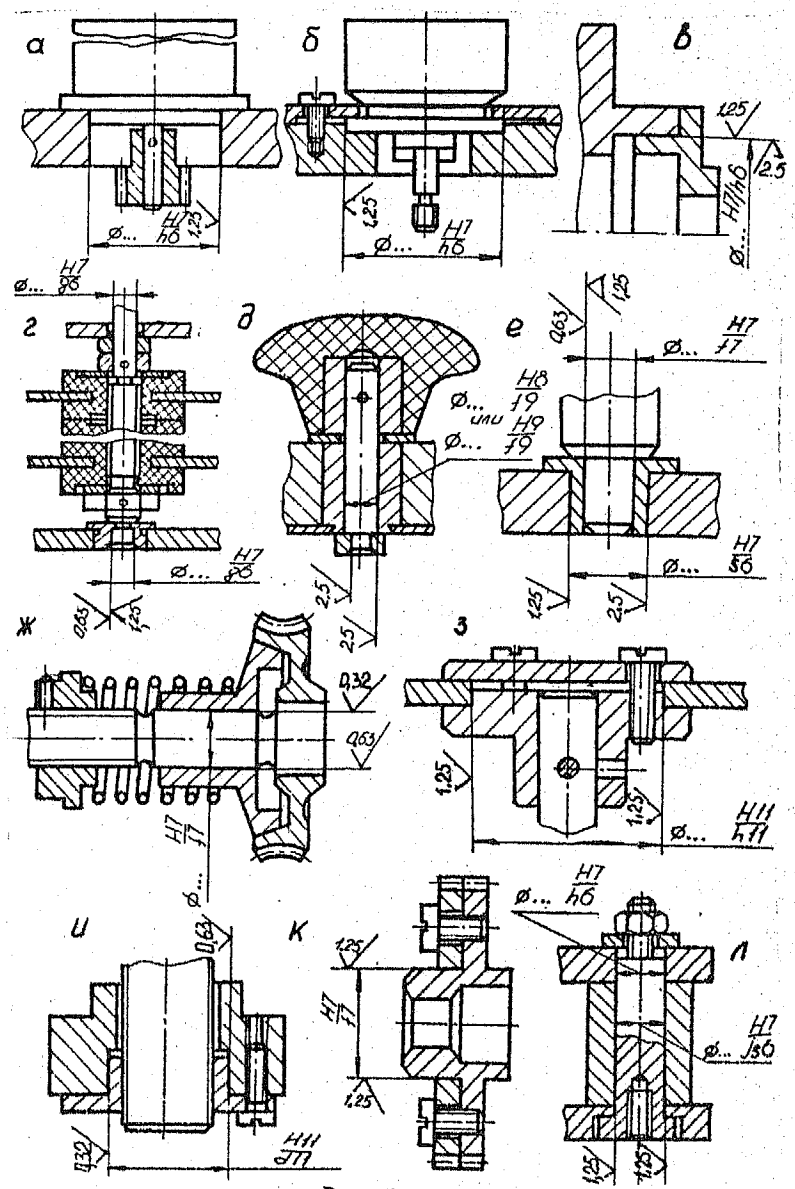

а
б
в
г
д
е
ж
з
и
к
л
Ø... H7/h6
Ø... H7/h6
Ø... H7/js6
Ø... H11/h11
Ø... H7/f7
Ø... H8/f9 или H9/f9
Ø... H7/f7
Ø... H7/s6
Ø... H7/s6
Ø... H7/f7
Ø... H7/h6
Ø... H7/js6
1,25
2,5
0,63
0,32

Рис. I3

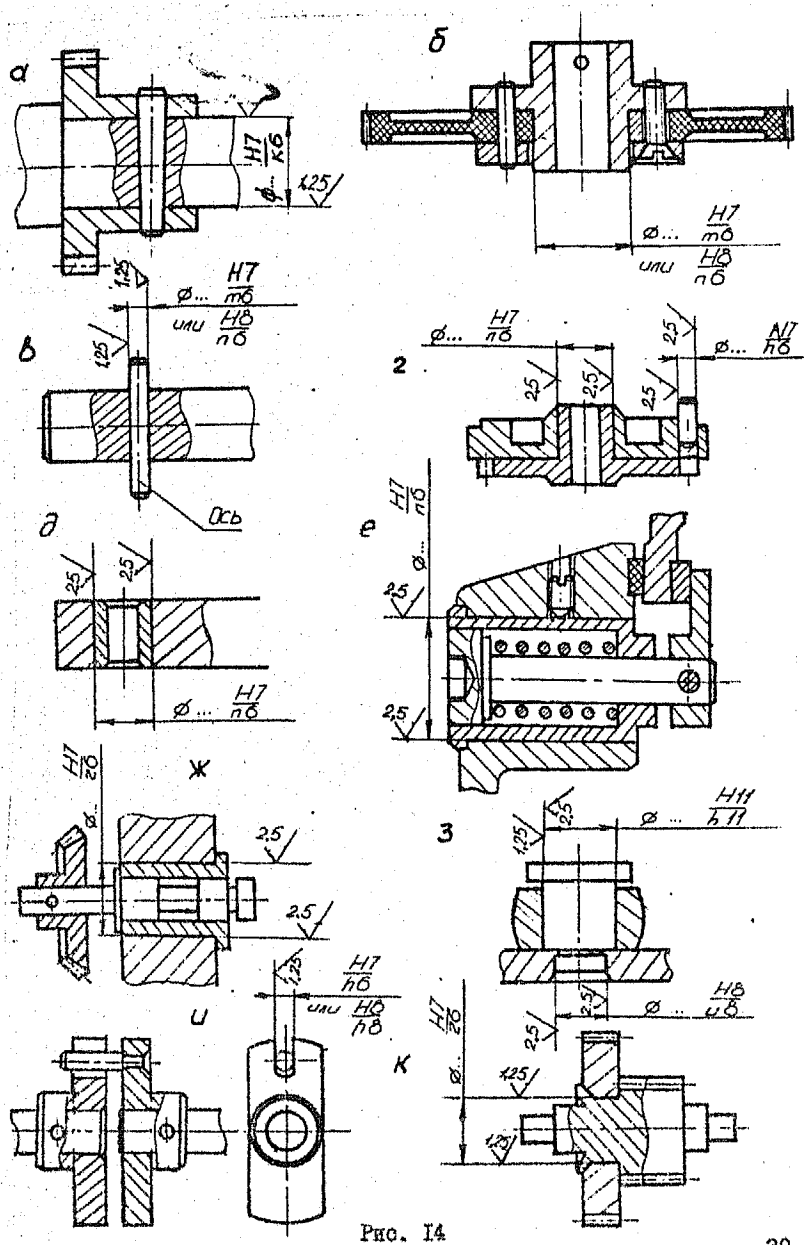

а
б
в
д
е
ж
з
и
к
Ø... H7/m6 или H8/n6
Ø... H7/n6
Ø... H7/n6
Ось
Ø... H7/n6
Ø... H7/h6 или H8/h8
Ø... H11/h11
Ø... H8/h8
2,5
1,25

Рис. I4

Например, для передвижных зубчатых колес в коробках скоростей, сменных втулок кондукторов. На рис. I3г показано применение посадки H7/g6 в переключателе.

Посадки ходовые типа H/f имеют несколько увеличенный наименьший зазор. Наиболее широко используются посадки H7/f 6, H7/f 7, H9/f 8, H9/f 9, особенно для точных цилиндрических направляющих, а также опор скольжения при вращении валов (втулок) со средним числом оборотов. При повышенных требованиях к точности вращения (перемещения) применяют посадки H7/f 6 и H7/f 7. На рис. I3е показана посадка H7/f 7 в опорах скольжения редукторов. В предохранительной муфте (рис. I3ж) она дает необходимую точность центрирования при продольном перемещении подвижной полумуфты. Посадка H7/f 7 используется в безлюфтовом колесе (рис. I3к). На рис. I3д показана посадка H8/f 9 для обеспечения поворота рукоятки. Значительный зазор гарантирует легкость поворота при пониженных требованиях к точности.

Посадки легкоходовые типа H/e обеспечивают относительно большой зазор. Посадки H7/e7; H7/e8; H8/e8; H9/e9 предназначены для соединения деталей, работающих при высокой температуре, когда рабочий зазор может уменьшиться вследствие неодинакового расширения деталей. Рекомендуется использовать эти посадки для обеспечения вращения валов в опорах скольжения при частоте вращения более I000 об/мин.

Посадки широкоходовые типа H/d применяют для соединения деталей, работающих с большими скоростями, когда допускаются неточное центрирование, перекосы, прогибы при большой длине посадочной поверхности. Эти посадки в неответственных подвижных соединениях позволяют снизить себестоимость изготовления и сборки. На рис. I3и показано применение посадки H11/d11. Наличие большого зазора в соединении гарантирует легкость перемещения детали в прямоугольном пазе.

Переходные посадки. Они предназначены для получения точных перемещений, хорошего центрирования соединяемых деталей, а также для получения неподвижных соединений, подлежащих периодической разборке и сборке (исключение составляет посадка H7/n 6, как правило, обеспечивающая неразъемное соединение).

При этих посадках можно получить как небольшие зазоры, так и небольшие натяги. Чем больше вероятность появления натяга, тем более прочной является посадка. Такие посадки применяются

для точного центрирования при ударных и вибрационных нагрузках, а также для установки деталей без дополнительного крепления.

Плотные посадки типа H7/j_s, в частности H7/j_s 6, используются для соединения деталей, подвергающихся сборке и разборке, а также для обеспечения точного центрирования и перемещения. Применяются в особо точных направляющих ПУ с последующей взаимной притиркой направляющей и ползуна, а также вместо напряженной посадки при длине втулки более I,5d. На рис. I3л показана посадка H7/j_s 6 в стойках соединения плат редукторов, электромеханизмов.

Посадка напряженная типа H7/к6 (рис. I4а) получила наибольшее распространение, поскольку обеспечивает хорошее центрирование. Применяется в точных направляющих с притиркой поверхностей, а также для установки зубчатых колес, неподвижных муфт, шкивов на валы. Чтобы гарантировать невозможность проворота деталей при использовании этой посадки, необходимо дополнительное крепление деталей (штифтами, винтами и др.).

Посадка тугая типа H/m обеспечивает в соединении преимущественно натяг. Использование этой посадки на практике ограничено.

Применение посадки H7/m 6 (рис. I4в) при относительно большой длине штифта обеспечивает неподвижное его соединение с валом. На рис. I4б показана посадка H7/m 6 для установки текстолитового зубчатого колеса на вал.

Посадки глухие типа H/n, например H7/n 6 и H8/n 7, предназначены для получения неразъемных соединений, работающих при больших динамических нагрузках (ударах и вибрациях). При малых нагрузках они не требуют дополнительного крепления деталей. Примеры применения посадки H7/n6 даны на рис. I4в...е.

Прессовые посадки. Их целесообразно применять для всех неразъемных соединений, если производство располагает соответствующими средствами сборки. Отсутствие необходимости в дополнительном креплении и высокая точность центрирования являются большим преимуществом прессовых соединений. Посадки подразделяются на легкопрессовые (H/p), прессовые средние (H/r, H/s, H/t) и прессовые тяжелые (с большими натягами: H/u, H/x, H/z).

Посадки типа H7/r 6, H7/s 6, H8/s 7, H8/u 8 хорошо центрируют детали даже при сравнительно коротких посадочных

местах; во многих случаях обеспечивают надежное соединение без дополнительного крепления (штифтами, шпонками и т.п.).

Посадки H7/u 7 или H7/t 7 используют, когда посадка H7/r 6 не гарантирует передачу заданной нагрузки. Посадку H8/u 8 рекомендуется применять при запрессовке в детали из материалов менее прочных, чем сталь (например, силумина, дюралюминия).

Запрессовку, особенно при больших размерах отверстий, рекомендуется производить при нагреве охватывающей детали. Некоторым преимуществом H7/p6 перед другими прессовыми посадками является возможность демонтажа и повторной сборки. На рис. I3д и I4ж показаны типовые примеры применения посадок с натягом, на рис. I4з – соединение оси с корпусом по посадке H8/u 8. Поскольку длина посадочной поверхности мала, предусмотрено дополнительное крепление развальцовкой. Посадки H7/r 6 или H7/s 6 применяют при установке зубчатого колеса на вал-трибку. Для повышения надежности соединения в конструкциях используют развальцовку или кернение (рис. I4к).

Расчет посадок с натягом проводят как для подбора типа посадки, так и для проверки (наряду с проверкой опытным путем) возможности передачи нагрузки, если отсутствует опыт ее применения в других ПУ и узлах, работающих в аналогичных условиях.

Посадка считается пригодной, если она удовлетворяет требованиям прочности соединения и деталей.

Прочность (неподвижность) посадки зависит от многих факторов: толщины, площади и состояния поверхности соединяемых деталей; способа соединения деталей; погрешностей формы поверхностей; свойств материалов. Она должна обеспечиваться при наименьшем эксплуатационном натяге N_{min}. При наибольшем эксплуатационном натяге N_{max} должна обеспечиваться прочность соединяемых деталей, т.е. наибольшее напряжение, возникающее в материалах деталей, не должно превышать допустимого значения. Значения натягов N_{min} и N_{max} рассчитывают по формулам

$$N_{min} = \delta + u, \qquad N_{max} = [\delta_{max}] + u, \tag{39}$$

где δ – требуемая деформация деталей из условия передачи нагрузки (минимальный потребный натяг $N_{n\,min}$); u – поправка на ослабление натяга из-за обмятия микронеровностей при сборке

под прессом (расчет ее приведен ниже) (рис. I5); $[\delta_{max}]$ – максимальная деформация, допустимая прочностью деталей (максимальный допустимый натяг $[N_{max}]$).

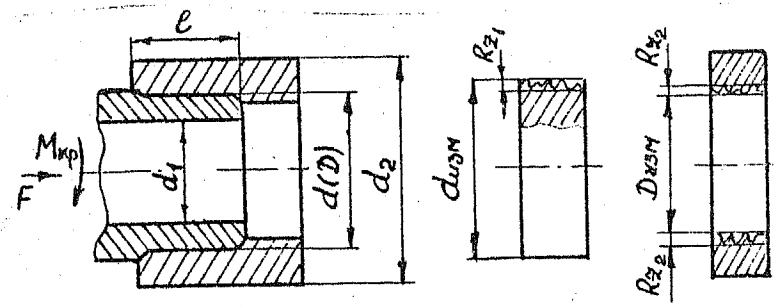


Рис. I5

Требуемая деформация деталей (для идеально гладких поверхностей)

$$\delta = pd\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right), \tag{40}$$

где d – номинальный диаметр; p – необходимое контактное давление для передачи заданной нагрузки; E_1, E_2 – модули упругости материалов соединяемых деталей.

В формуле (40) коэффициенты

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \qquad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \tag{4I}$$

где d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали; μ_1 и μ_2 – значения коэффициента Пуассона для материалов деталей (для стали $\mu = 0{,}3$; для бронзы $\mu = 0{,}33$).

Контактное давление рассчитывается из условия прочности соединения, т.е. возможности передачи заданной нагрузки. При нагружении осевой силой F

$$p = Fn/(\pi d l f); \tag{42}$$

при нагружении крутящим моментом $M_{кр}$

$$p = 2M_{кр} n/(\pi d^2 l f); \qquad (43)$$

при совместном действии $M_{кр}$ и F

$$p = n\sqrt{(2M_{кр})^2/d^2 + F^2}/\pi d l f; \qquad (44)$$

здесь n – коэффициент запаса прочности на возможные перегрузки и воздействие вибраций (n = I,5...2); l – длина соединения; f – коэффициент трения: при сборке под прессом принимается f = 0,08...0,I и при сборке с нагревом или охлаждением – f = 0,I2...0,I4.

Допустимая деформация $[\delta_{max}]$ рассчитывается по формуле

$$[\delta_{max}] = [p_{max}]\delta/p, \qquad (45)$$

где $[p_{max}]$ – максимальное давление, допустимое по условиям прочности деталей; для охватываемой (деталь I) и охватывающей (деталь 2) деталей рассчитывается по формулам

$$[p_{max}]_1 = \sigma_{T_1}\frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \quad \text{и} \quad [p_{max}]_2 = \sigma_{T_2}\frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2}; \qquad (46)$$

здесь σ_{T1}, σ_{T2} – пределы текучести материалов деталей.

При расчетах $[\delta_{max}]$ в качестве допустимого контактного давления используют значение $[p_{max}]$ для менее прочной детали, т.е. принимают меньшее значение $[p_{max}]$ из рассчитанных.

По найденным значениям N_{min} и N_{max} подбирается стандартная посадка, прежде всего из ряда посадок предпочтительного применения. При этом должны выполняться условия

$$N_{min}^T \geq N_{min} \quad \text{и} \quad N_{max}^T \leq N_{max}, \qquad (47)$$

где N_{min}^T, N_{max}^T – соответственно минимальное и максимальное значения натяга стандартной посадки.

Значения N_{min}^T и N_{max}^T рассчитывают по формулам (27) и (28) или подбирают по таблицам, приведенным в [3].

При отсутствии стандартной посадки, удовлетворяющей расчетным значениям натягов, выбирают посадку с натягом, близким к расчетным данным и применяют дополнительное крепление.

Если в процессе эксплуатации детали соединения нагреваются до относительно высоких температур, то при расчете N_{min} должна быть учтена температурная поправка ΔN_t. Ее расчет дан ниже.

Разность $N_{max} - N_{max}^T$ определяет запас прочности деталей, а $N_{min}^T - N_{min}$ – запас прочности соединения.

Когда посадка предварительно выбрана, проверяют обоснованность этого выбора. Проверку следует проводить, сравнивая контактные давления, возникающие от натяга и необходимые для передачи нагрузки, поскольку эксплуатационные натяги заданы и равны табличным. Посадка считается пригодной, если удовлетворяет требованиям прочности соединения и деталей. Расчеты проводят по формулам (40)...(47).

4. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МЕТОДИКА ИХ ВЫБОРА

Срок службы подшипника качения в значительной мере зависит от того, насколько правильно выбраны посадки для соединения его колец с валом и корпусом. Известно, что в этих соединениях не следует допускать ни больших зазоров, ни больших натягов. Например, при посадке внутреннего кольца на вал с зазором не обеспечивается необходимая точность центрирования, а с большим натягом – уменьшается радиальный зазор, который является основным параметром подшипника. В последнем случае шарики могут оказаться зажатыми между кольцами, что приведет к быстрому выходу из строя подшипника.

При назначении посадок обычно руководствуются методикой, изложенной в ГОСТ 3325–85.

Для соединения колец применяют так называемые "подшипниковые" посадки, отличающиеся от обычных. Образование этих посадок связано с конструированием подшипниковых узлов на базе стандартных подшипников. Присоединительными размерами подшипников является внешний диаметр наружного кольца и диаметр отверстия внутреннего кольца. Для сокращения номенклатуры подшипников их посадочные диаметры изготовляют с отклонениями, не зависящими от посадок, с которыми они устанавливаются в изделие.

Поля допусков колец регламентируются по ГОСТ 520-71 в зависимости от класса точности подшипника. Особо отметим, что поля допусков внутреннего и наружного колец располагаются в "минус" от номинального диаметра, т.е. вниз от нулевой линии.

Требуемые посадки в подшипниковом узле получают за счет изменения диаметров вала и диаметра отверстия в корпусе, т.е. обязательного применения системы отверстия для соединения внутреннего кольца с валом и системы вала – для соединения наружного кольца с корпусом. При этом для вала и отверстия используются стандартные поля допусков для гладких цилиндрических поверхностей по ЕСДП.

С учетом указанных факторов соединения внутреннее кольцо – вал и наружное кольцо – отверстие в корпусе отличаются от одноименных посадок гладких цилиндрических поверхностей. Например, валы, обработанные с полями допусков под переходные посадки $k6$, $m6$, $n6$, сопрягаются с подшипниками только с натягом, а валы, обработанные с полями допусков по $h5$, $h6$, $g5$, $g6$, будут иметь переходное сопряжение, т.е. с натягом или зазором (рис. I6). Указанные на рис. I6 предельные отклонения d_m и D_m распространяются на $d_m \leq$ I0 мм и D_m = 2,5...I8 мм (в скобках даны отклонения D_m для интервала I8...30 мм).

Приступая к выбору посадок, разработчик должен прежде всего установить значение и направление действующих нагрузок, частоту вращения, тип и класс точности подшипника, температуру его эксплуатации, условия монтажа, вид нагружения колец и конструктивное оформление узла.

Приборные подшипники выпускаются пяти классов точности (в порядке повышения точности): 0; 6; 5; 4 и 2. Подшипники нулевого класса рекомендуется применять, когда точность вращения не нормируется и при средних нагрузках; подшипники 6 и 5 классов точности нашли наибольшее применение в точных приборных устройствах. При высоких скоростях и повышенных требованиях к точности вращения рекомендуется использовать подшипники 4 и 2 классов.

Выбор посадок колец подшипников определяется характером их нагружения.

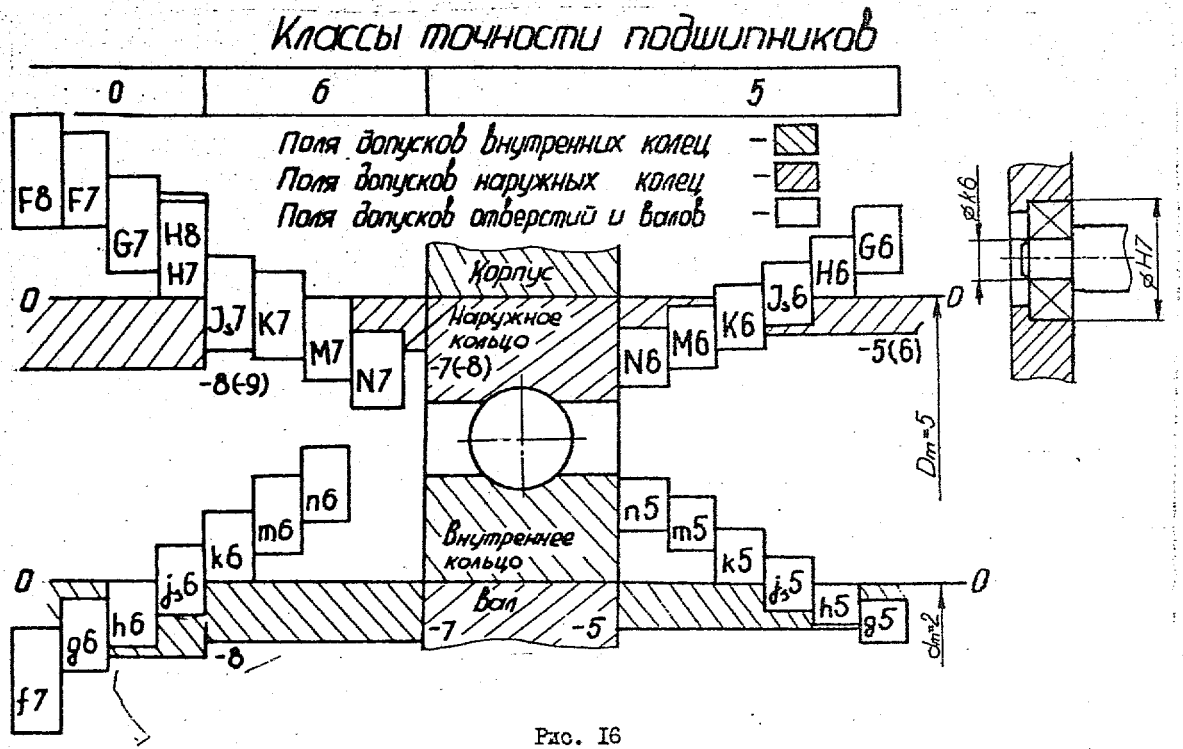

Классы точности подшипников
0
6
5
Поля допусков внутренних колец
Поля допусков наружных колец
Поля допусков отверстий и валов
F8
F7
G7
H8
H7
J₅7
K7
M7
N7
-8(-9)
Корпус
Наружное кольцо
-7(-8)
N6
M6
K6
J₅6
H6
G6
-5(6)
Dm-5
ø16
øH7
n6
m6
k6
j₅6
h6
g6
f7
-8
Внутреннее кольцо
Вал
-7
-5
n5
m5
k5
j₅5
h5
g5
dm-2

Рис. I6

В зависимости от конструктивного решения узла и действующих нагрузок различают следующие виды нагружения колец (внутреннего и внешнего): местное, циркуляционное и колебательное.

При местном нагружении кольцо воспринимает радиальную, постоянную по направлению нагрузку, ограниченную участком кольца. В этом случае посадка назначается с зазором (табл. II).

Таблица II

Рекомендуемые поля допусков для посадки подшипников

Вид нагружения	Класс точности подшипника	Поля допусков деталей	
		вала	отверстия
Местное	0 и 6	j_s6, $h6$, $g6$, $f6$	J_s7, $H7$, $G7$, $H8$, $F7$
	5 и 4	j_s5, $h5$, $g5$	J_s6, $H6$, $G6$
	2	j_s4, $h4$	J_s5, $H5$, $G5$
Циркуляционное	0 и 6	j_s6, $k6$, $m6$, $n6$	J_s7, $K7$, $M7$, $N7$
	5 и 4	j_s5, $k5$, $m5$, $n5$	J_s6, $K6$, $M6$, $N6$
	2	j_s4, $k4$, $m4$, $n4$	J_s5, $K5$, $M5$, $N5$
Колебательное	0 и 6	j_s6	J_s7
	5 и 4	j_s5	J_s4, J_s5
	2	j_s4	J_s4

При циркуляционном нагружении радиальная нагрузка относительно кольца (или кольцо относительно нагрузки) вращается. Для этого вида нагружения назначают посадку с натягом (табл. II). При колебательном нагружении кольцо не совершает полного оборота и действие нагрузки колеблется на определенном участке кольца. Посадка выбирается из числа плотно подвижных.

На практике наибольшее распространение получили конструкции подшипниковых узлов с наружным кольцом, устанавливаемым в корпус с зазором, и внутренним кольцом, устанавливаемым на вал с натягом, поскольку в этом случае условия работы для колец выравниваются. Кроме того, при таком назначении посадок обеспечивается медленное проворачивание наружного кольца в работающем

подшипнике, что содействует равномерному износу его дорожек. Указанные факторы благоприятно сказываются на работе подшипника и увеличении его срока службы.

Для упорных подшипников всех размеров рекомендуется тугие кольца устанавливать на вал с посадками j_s6, $k6$, а свободные кольца – с зазором.

Для обеспечения нормального функционирования подшипникового узла к посадочным поверхностям вала и отверстия предъявляются определенные требования по шероховатости поверхности и допустимым отклонениям формы.

Обозначение посадок в подшипниковых узлах. В соединениях валов или корпусов с подшипниками качения указывают только поля допусков неосновных деталей, т.е. вала и отверстия, например: Ø20к6; Ø30Н7 (см. рис. I6).

Расчетные методы применяют для подбора посадок подшипников или проверки пригодности намеченной посадки.

Основными критериями пригодности посадок для циркуляционно-нагруженного кольца являются: отсутствие проворачивания и обкатывания колец, минимальный натяг в соединении (для приборных подшипников натяг в соединении внутреннее кольцо – вал составляет I...3 мкм, а для наружного кольца – корпус – зазор I...4 мкм).

Выбор необходимой посадки для циркуляционно-нагруженного внутреннего кольца проводят по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности или минимальному потребному натягу.

Методика определения посадки по интенсивности радиальной нагрузки рассмотрена в [5].

Минимальный потребный натяг (в микрометрах) при вращающемся внутреннем кольце

$$N_{min} > [(d+3)/d](0{,}08\sqrt{d F_r / B'} + d \cdot 0{,}0015\,\Delta t) \qquad (48)$$

где d – номинальный диаметр отверстия подшипника, мм; B' – рабочая ширина посадочного места ($B' = B - 2r$, B – ширина подшипника; r – размер фаски), мм; F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н; Δt – разность температур подшипника и воздуха, окружающего корпус, ^{o}С.

Чтобы гарантировать отсутствие проворота кольца при длительной работе, рекомендуется значение N_{min}, рассчитанное

по формуле (48), увеличивать на 10...15 %. По скорректированному значению минимального натяга N_{min} подбирают ближайшее поле допуска вала, из числа рекомендуемых для циркуляционно-нагруженных колец по табл. 11 с учетом класса точности используемого подшипника.

Проверка прочности колец при установке их с натягом, как правило, не проводится, так как практически реализуемые натяги весьма далеки от натягов, при которых возможен разрыв колец.

Методика расчета N_{min} для циркуляционно-нагруженного наружного кольца рассмотрена в [3].

Для повышения точности центрирования подшипники устанавливают в изделие с осевым натягом, значение которого регулируется перемещением (за счет прокладок) кольца, устанавливаемого по посадке с зазором.

5. ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ДЛЯ ОПТИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

При выборе посадок для соединения оптических элементов (ОЭ) с механическими деталями крепления учитывают особые свойства стекла и необходимость обеспечить высокие требования по точности, надежности, стабильности и характеристикам силового режима. Поэтому в оптических узлах применяют посадки с гарантированным зазором.

Соединения оптических элементов с механическими выполняют как в системе отверстия, так и в системе вала (при установке ОЭ по месту).

Выбирая поля допусков для установки круглых оптических деталей в оправе, следует руководствоваться рекомендациями табл. 12. При выборе конкретного поля допуска в первую очередь учитывают требование точности центрирования линз или блока линз в оправе. Для линз фотообъективов, оправы которых растачивают под линзу при сборке, допуск на диаметр линзы может быть назначен по f 7 или f 9, а для линз, по которым центрирование не производится, – по с11. Иногда в этом случае для линз большого диаметра применяют поле допуска с12.

Для защитных стекол, к которым предъявляются требования по герметизации, рекомендуется применять поле допуска е9.

Таблица I2

Поля допусков для соединения круглых оптических деталей с оправами

Точность центрирования		Поля допусков			Примеры применения
Характеристика	Допуск на децентровку, мм	На диаметры оптических деталей		На внутренний диаметр оправы	
		центрирующих	нецентрирующих		
Повышенная	До 0,02	h 8	d 9	H9	Линзы микрообъективов
		g 6		H7	Линзы светосильных фотообъективов
		f 7	d II		Точная оптика: линзы, сетки, шкалы
Средняя	Свыше 0,02 до 0,05	h 8	d 9	H9	Линзы окуляров
		e 9	c II	H8	Оптика телескопических приборов, сетки, шкалы
		f 9; e 8		H9	
Пониженная	Свыше 0,05	d II	–	HII	Конденсорные линзы, светофильтры, плоские зеркала, защитные стекла

Оптические детали размерами до I80 мм, для которых требуется повышенная точность центрирования и посадочные поверхности которых должны быть покрыты эмалью, рекомендуется изготавливать с полями допусков e 6 (до покрытия) и g 6, f 7, h 8 (после покрытия). При этом толщина слоя эмали должна лежать в пределах 0,008...0,0I2 мм для деталей с размерами свыше 3 и до I0 мм, в пределах 0,0I...0,0I6 мм для деталей с размерами свыше I0 и до 30 мм, в пределах 0,0I2...0,020 мм для деталей с размерами свыше 30 и до 80 мм и в пределах 0,0I6...0,025 мм для деталей с размерами свыше 80 и до I80 мм.

Ниже приведены примеры крепления линз в оправах. В конструкции фотообъектива (рис. I7) высокая точность центрирования в мелкосерийном производстве обеспечивается расточкой гнезда $\varnothing 20^{*}$ под линзу в оправе при сборке с зазором 0,0I...0,02 мм. Одновременно обтачиваются центрирующий поясок $\varnothing 28\,h6$ или посадочная резьба, с помощью которых обеспечивается точная установка объектива в корпус.

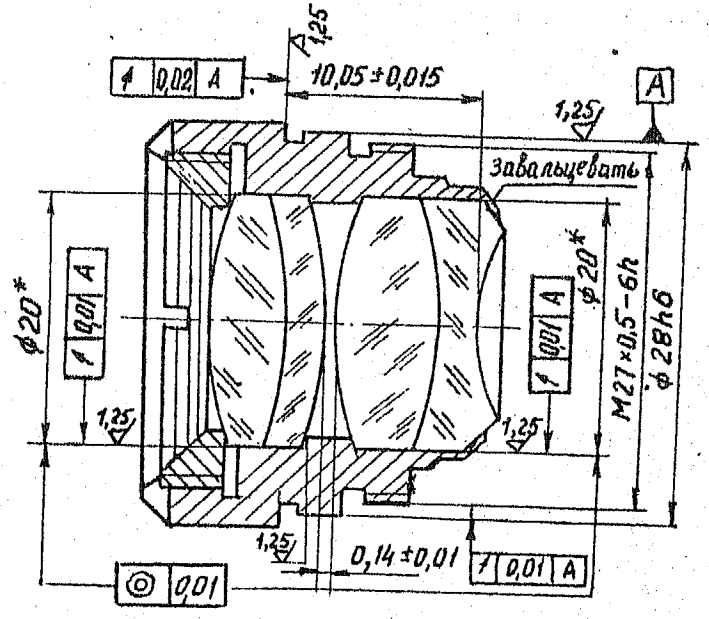


Рис. I7

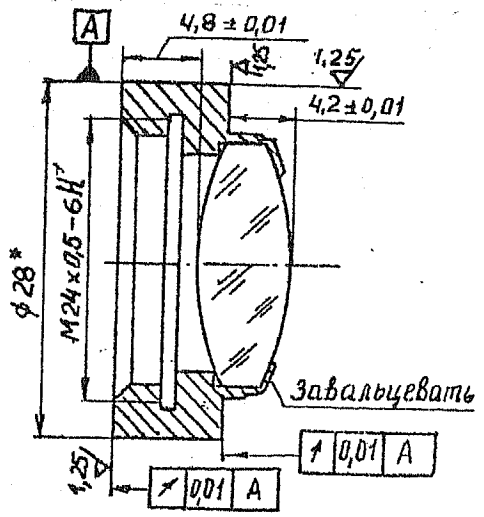


Рис. I8

В конструкции оптического узла (рис. I8) линза устанавливается в оправе по посадке H7/f 7. Высокая точность центрирования обеспечивается обточкой по диаметру $\varnothing 26^{*}$ для получения соединения с зазором 0,0I...0,02 при сборке после закрепления линзы.

На рис. I9 приведены примеры посадок в объективах с промежуточными и пружинным кольцами.

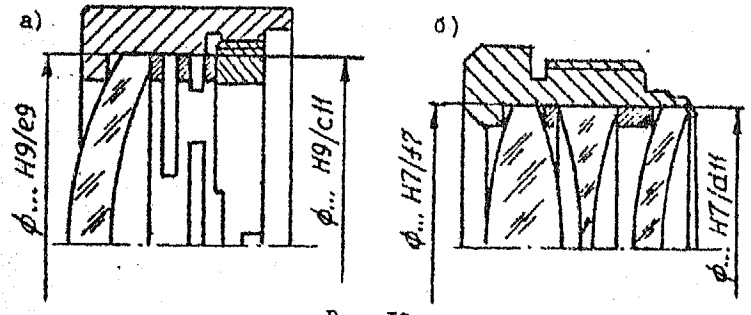


Рис. I9

Для крепления зеркал призм и других подобных элементов посадки, как правило, не регламентируются, поскольку их крепление осуществляется с применением эластичных прокладок. Поля допусков на линейные размеры указанных элементов обычно назначают по h I2, в ответственных случаях по h II, а в отдельных случаях – по $\pm j_s$ I2.

Посадки отдельных типовых оптических элементов, выполненных в виде самостоятельных узлов, регламентируются с целью обеспечить их взаимозаменяемость. Например, окуляры имеют гладкий посадочный диаметр Ø23 f 9, а отверстие в которое он устанавливается, имеет Ø23,2HII.

Более подробные сведения по выбору полей допусков для оптических деталей и узлов даны в работах [I, 7, I2, I4, I5, I6] .

6. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С УЧЕТОМ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

В реальных условиях температурный режим, в котором могут находиться изделия при работе, хранении и перевозке, изменяется в интервале ±50 °С и шире. Например, изделия, работающие в условиях холодного климата или вне герметизированных кабин ЛА, могут охлаждаться до –60 °С и ниже, а расположенные вблизи двигателя – нагреваться до 80 °С и выше.

При изменении температуры может наблюдаться как увеличение, так и уменьшение размеров деталей, зазоров и натягов. Это может сказаться на работоспособности изделий, если при проектировании не принять необходимых мер. Среди этих мер наиболее эффективными являются рациональный выбор посадок, материалов, более точное определение рабочего диапазона температур для каждого элемента.

Предельные зазоры или натяги при температуре t °С определяют по формулам

$$S^t_{max(min)} = S_{max(min)} + \Delta S_t , \qquad (49)$$

$$N^t_{max(min)} = N_{max(min)} + \Delta N_t , \qquad (50)$$

где $S^t_{max(min)}$, $N^t_{max(min)}$ – наибольший (наименьший) рабочий зазор и рабочий натяг (зазоры и натяги в рабочем состоянии соединения; $S_{max(min)}$, $N_{max(min)}$ – наибольший (наименьший) сборочный зазор и сборочный натяг (зазоры и натяги в соединении при сборке); ΔS_t, ΔN_t – изменение зазора и натяга, вызванное отличием рабочей температуры деталей соединения от сборочной.

Изменения ΔS_t и ΔN_t рассчитывают по формулам

$$\Delta S_t = D(d)\left[\alpha_D(t_D - t_0) - \alpha_d(t_d - t_0)\right], \qquad (51)$$

$$\Delta N_t = D(d)\left[\alpha_d(t_d - t_0) - \alpha_D(t_D - t_0)\right], \qquad (52)$$

где $D(d)$ – номинальный размер соединения; α_d, α_D – коэффициенты линейного расширения материалов вала и детали с отверстием t_D; t_d – рабочие температуры детали с отверстием и вала; t_0 – температура окружающей среды при сборке.

Анализ формул (49)...(52) показывает, что изменение температурных условий по-разному сказывается на посадках. Например, для соединений, которые образуются элементами, изготовленных из материалов с разными коэффициентами линейного расширения (при $\alpha_D > \alpha_d$),понижение температуры приводит к уменьшению зазоров и увеличению натягов, а при повышении температуры имеет место обратное явление. Поэтому при выборе посадок разработчику следует обратить внимание на обеспечение S^t_{min} и N^t_{max} в первом случае, и S^t_{max} и N^t_{min} – во-втором.

Если посадка предварительно выбрана (например, при t_0 = = 20 °С), то определяют значение $S^t_{max(min)}$ или $N^t_{max(min)}$, сравнивают его с допустимым по условиям эксплуатации и делают вывод о пригодности этой посадки. Если при расчетах получается, что $S^t_{max(min)} < 0$, это свидетельствует о натяге в соединении, а при $N^t_{max(min)} < 0$ – о зазоре.

Если разработчику заранее заданы предельные зазоры (натяги) при температуре эксплуатации $S^t_{max(min)}$ ($N^t_{max(min)}$), то, предварительно вычислив изменение зазора (натяга), затем устанавливают сборочные зазоры (натяги) $S_{max(min)}$ ($N_{max(min)}$), по которым подбирают необходимую стандартную посадку.

Если при этом не удается найти подходящую посадку (например, из-за значительного сокращения допусков), то следует рассмотреть возможность замены материалов другими, которые имеют близкие коэффициенты линейного расширения, или ограничения температурного режима эксплуатации изделия (например, за счет обогрева, охлаждения и т.д.), или перемены материалов.

При работе оптического узла в условиях перепада температур обоснованность выбора посадки следует проверить на отсутствие возможности появления натяга при максимально возможной температуре эксплуатации.

Коэффициенты линейного расширения некоторых марок оптического стекла ($\alpha \cdot 10^7$) имеют следующие значения в интервалах температур от -60 до +20 °С и от 20 до 120 °С (указано в скобках): КЗ-68(76), БК4-74(80), ТК2-64(70), КФ4-63(71), ЛФ5-67(72); ФІ-7І(74), ТФ4-77(82), оптическое кварцевое стекло (марки КИ, КВ, КУ-І, КУ-2)-2(5). Оправы для крепления круглой оптики обычно изготовляют из алюминиевых сплавов Д1, Д16, латуней Л63, ЛС59-І, сталей (20, 40, 45, 50) и титановых сплавов. Коэффициенты линейного расширения материалов оправ из латуней, алюминиевых сплавов и сталей в 2...3 раза больше, чем у стекол, поэтому опасность температурных деформаций велика.

Таблица І3

Физико-механические свойства материалов

Марка	$\alpha \cdot 10^6$, $^{\circ}C^{-1}$	E; МПа	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_в$, МПа
Сталь 20	10,6-12,4	$2 \cdot 10^5$-$2{,}2 \cdot 10^5$	250	450
Сталь 40, 45	10,6-12,4	$2 \cdot 10^5$-$2{,}2 \cdot 10^5$	580-600	800-900
Сталь 40Х, 40ХН	10,6-12,4	$2 \cdot 10^5$-$2{,}2 \cdot 10^5$	800-850	1000
Сталь У10, У10А	10,6-12,4	$2 \cdot 10^5$-$2{,}2 \cdot 10^5$	350	650
Латунь ЛС59-І	18,5	93000	140	400
Бронза БрАЖ9-4	19,8	-	-	400-450
Алюминиевые сплавы:				
Д16Т	22,7	72000	280	470
АЛ2	21,1			147-157

При очень жестких температурных условиях работы, а также при больших размерах оправ применяют титановые сплавы, коэффициенты линейного расширения которых ($\alpha = (8{,}5 \pm 1{,}5) \cdot 10^{-7}\ ^{\circ}C^{-1}$) близки к коэффициентам линейного расширения стекла.

Пример 6. Для цилиндрической направляющей средней точности с диаметром Ø65 мм выбрана посадка H7/f 7. Требуется проверить обоснованность такого выбора, если направляющая эксплуатируется при температуре $t = \pm 50\ ^{\circ}C$. Материал охватывающей детали - латунь (коэффициент линейного расширения $\alpha_D = 19{,}2 \cdot 10^{-6}\ ^{\circ}C^{-1}$), охватываемой - сталь ($\alpha_d = 11{,}8 \cdot 10^{-6}\ ^{\circ}C^{-1}$).

Решение. Для условий задачи ($\alpha_D > \alpha_d$) рекомендуется (см. раздел УІ) проверку пригодности посадки с зазором вести по минимальному зазору S^t_{min} при $t = -50\ ^{\circ}C$. Определяем минимальный зазор в соединении при температуре сборки направляющей $t_0 = 20\ ^{\circ}C$. По формуле (25) и табл. І, 5 получаем Ø65H7 = $= Ø65^{+0{,}03}$ и $Ø65\,f\,7 = 65^{-0{,}03}_{-0{,}06}$; $S_{min} = EI - es = 0 - (-0{,}03) =$ = 0,03 мм. Используя формулы (49) и (5І), находим минимальный зазор при температуре $t = -50\ ^{\circ}C$

$$S_{min}(-50\ ^{\circ}C) = 0{,}03 + 65\,[19{,}2 \cdot 10^{-6}(-50-20) -$$

$$- 11{,}8 \cdot 10^{-6}(-50-20)] = -0{,}0037\ мм = -3{,}7\ мкм.$$

Расчеты показывают, что в направляющей при $t = -50\ ^{\circ}C$ возникает натяг $N = 3{,}7$ мкм, т.е. возможно заклинивание направляющей. Следовательно, принятая посадка не удовлетворяет эксплуатационным требованиям, поэтому конструктор должен рассмотреть посадку типа H7/e 7, провести аналогичные расчеты и принять окончательное решение.

7. НАЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ

Для обеспечения надежной работы ПУ и его узлов недостаточно выдержать заданные размеры (с соответствующими допусками) элементов, образующих соединение, поскольку качественные и эксплуатационные характеристики соединения, а также его стоимость существенно зависят от параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей.

При неподвижных посадках недостаточно чистая обработка поверхности приводит к уменьшению натяга и ослаблению соединения при ударах и вибрациях, а в подвижных соединениях вызывает усиленный износ и увеличение зазоров в начальный период эксплуатации.

При одной и той же высоте неровностей поверхности большое влияние на износ оказывает направление следов обработки. Например, при сухом трении износ больше, если направление следов перпендикулярно направлению относительного движения деталей. Следует отметить также, что слишком высокая чистота обработки поверхностей может вызвать в подвижных соединениях "охватывание" и отрыв частиц поверхности. Оптимальная чистота поверхности должна быть близкой к полученной в результате приработки.

Допуск натягов и зазоров увеличивается с увеличением размеров детали, а высота неровностей не зависит от размера обрабатываемой детали. Следовательно, при увеличении размеров относительное влияние шероховатости уменьшается.

Параметры шероховатости регламентируются по ГОСТ 2789-73, в котором используются следующие обозначения: R_z - высота неровностей профиля по десяти точкам; R_a - среднее арифметическое отклонение профиля; R_{max} - наибольшая высота неровностей (расстояние от линии выступов до линии впадин); S - средний шаг неровностей профиля по вершинам; S_m - средний шаг неровностей по средней линии; t_p - относительная опорная длина профиля на уровне p (характеризует фактическую площадь контакта). Значения параметров выбирают по табл. I4.

Параметры шероховатости распространяются на все виды материалов, кроме древесины, войлока и других материалов, имеющих ворсистость.

Параметр Ra более полно оценивает шероховатость, поэтому его применение является предпочтительным. Параметры Rz и R_{max} указывают тогда, когда необходимо ограничить высоту неровностей и когда контроль параметра Ra затруднен из-за малых размеров (например, оптические поверхности, детали часовых механизмов и т.д.).

Таблица I4

Значения высотных и шаговых параметров шероховатости

Параметры	Численные значения
R_a, R_z, R_{max}, мкм	I0,0; 8,0; 6,3; 5,0; 4,0; 3,2; 2,5; 2,0; I,6; I,25
S_m, S, мм	I2,5; I0,0; 8,0 6,3; 5,0; 4,0; 3,2; 2,5; 2,0; I,6
p, % от R_{max}	90; 80; 70; 60; 40; 30; 25; 20; I5; I0; 5
t_p, %	90; 80; 70; 60; 50; 40; 30; 25; 20; I5; I0

Примечание. Для параметров R_a; R_z; R_{max}; S_m; S предусматриваются дополнительные ряды, которые получают умножением указанных значений на соответствующие коэффициенты. Эти коэффициенты для R_a равны 10^{-1}, 10^{-2}; для R_z и R_{max} - I0, $I0^2$, 10^{-1}, 10^{-2}; для S_m и S - 10^{-1}; 10^{-2} и 10^{-3}.

Выбор нормируемых параметров шероховатости устанавливается в зависимости от требуемых эксплуатационных свойств соединения. Так, для обеспечения износостойкости назначают $Ra(Rz)$, t_p, направление неровностей; виброустойчивости - $Ra(Rz)$, t_p, направление неровностей, S_m, S; прочности - $Ra(Rz)$; герметичности - $Ra(Rz)$, R_{max}, t_p; жесткости - t_p, $Ra(Rz)$; сопротивления в волноводах - $R_a(R_z)$, S_m, S.

ГОСТ 2789-73 не предусматривает указаний по выбору параметров шероховатости. В связи с этим при их назначении разработчик обычно руководствуется практикой работы своей отрасли промышленности.

Параметры шероховатости выбираются конструктором в зависимости от назначения и условий работы узла. Например, шерохова-

тости типовых рабочих поверхностей направляющих с трением скольжения назначают в пределах Ra = 0,I...I,6 мкм, направляющих с фторопластовыми стержнями – Ra = 0,04...0,I6 мкм, направляющих с трением качения – Ra = 0,08...0,32 мкм. Для цилиндрических опор скольжения Ra = 0,04...I,25 мкм; отверстий под подшипники качения Ra = 0,3...I,25 мкм, для посадочных поверхностей оптических элементов Ra = I,25...2,5 мкм; поверхностей разъема корпусов, посадочных отверстий для установки двигателей, потенциометров, стоек – Ra = I,25 мкм.

В типовых неразъемных соединениях, полученных сборкой под прессом, шероховатости поверхности назначают: для отверстия с полем допуска H7 при ∅ I...I0 мм Ra = 0,63...0,32 мкм и при ∅ I0...80 мм Ra = I,25...0,63 мкм, для валов ∅ I...I0 мм с полями допусков p6, r6, s6, t7 и u7 Ra = 0,32...0,I6 мкм и Ra = 0,63...0,32 мкм (для размеров I0...80 мм).

Допуски и параметры шероховатости взаимосвязаны. Наибольшие значения Ra и Rz могут быть определены по следующим соотношениям:

при $T_ф/T_р$ = 60 % (уровень A) $Ra \leqslant 0{,}05T_р$, $Rz \leqslant 0{,}2T_р$;

при $T_ф/T_р$ = 40 % (уровень B) $Ra \leqslant 0{,}025T_р$, $Rz \leqslant 0{,}1T_р$;

при $T_ф/T_р$ = 25 % (уровень C) $Ra \leqslant 0{,}012T_р$, $Rz \leqslant 0{,}05T_р$;

здесь $T_ф$, $T_р$ – допуски формы и размера; A, B, C – уровни относительной геометрической точности; полученные значения Ra и Rz округляют до значений ряда Ra I0. Ориентировочно значения параметров шероховатости можно определить с помощью диаграммы (рис. 20)*, задаваясь допуском.

Шероховатость поверхности отверстия обычно назначают на один-два класса ниже, чем шероховатость поверхности сопрягаемого с этим отверстием вала, что объясняется бóльшей трудоемкостью обработки отверстия, чем вала. Кроме того, для малых размеров требования к качеству поверхности выше, чем для больших, поскольку относительное влияние шероховатости с уменьшением размеров растет.

* На рис. 20 указаны классы шероховатости (кш) для возможности ориентировки в старой технической документации и литературе.

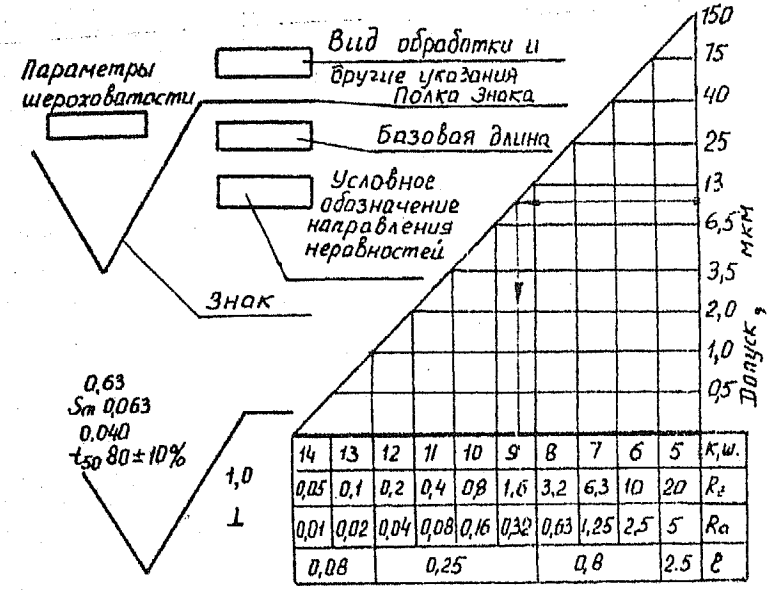


Рис. 20

При разработке надежных и экономичных узлов конструктор должен четко представлять способы достижения требуемой шероховатости. Приведем числовые значения параметра Ra, получаемые в наиболее распространенных технологических процессах обработки деталей (детали изготавливаются из сталей, латуней и алюминиевых сплавов): сверление (∅ до I5 мм) – 3,2...I2,5; фрезерование чистовое – 3,2...6,3; строгание чистовое – 3,2...6,3; точение чистовое – I,6...3,2; точение алмазное – 0,4...0,8; развертывание чистовое – I,6...3,2; развертывание тонкое – 0,4...0,8; шлифование чистовое (кроме алюминиевых сплавов) – 0,8...I,6; полирование обычное – 0,2...I,6; литье под давлением (для алюминиевых и магниевых сплавов) – 0,8...6,3; прессование из пластмасс – 0,2...3,2. Более подробные сведения о возможностях этих технологических процессов даны в работах [3, 8, I2...I4].

При выборе стандартных посадок на основе эксплуатационных натягов $N_{max(min)}$ и зазоров $S_{max(min)}$ должны выполнять-

ся следующие условия:

для посадок с зазором

$$S^{T}_{min} \geq S_{min} \quad \text{и} \quad S^{T}_{max} \leq S_{max}; \qquad (53)$$

для посадок с натягом

$$N^{T}_{min} \geq N_{min} \quad \text{и} \quad N^{T}_{max} \leq N_{max}. \qquad (54)$$

Значения эксплуатационных зазоров (с учетом износа)

$$S_{max(min)} = S_{P\,max(min)} - u_1, \qquad (55)$$

где $S_{P\,max(min)}$ – максимальный (минимальный) расчетный зазор.

Эксплуатационные натяги рассчитываются по формуле (39).

Поправки на наличие микронеровностей для натягов и зазоров соответственно

$$u = 1,2(Rz_1 + Rz_2) \approx 5(Ra_1 + Ra_2); \qquad (56)$$

$$u_1 = 2(Rz_1 + Rz_2) \approx 8(Ra_1 + Ra_2). \qquad (57)$$

Здесь Rz_1, Rz_2, Ra_1, Ra_2 – высоты микронеровностей поверхностей сопрягаемых деталей.

Шероховатость поверхностей обозначают по ГОСТ 2.309-73. Знак шероховатости имеет три начертания.

Знак $\sqrt{}$ обозначает шероховатость поверхности, вид обработки которой не устанавливается. Если поверхность должна быть образована с удалением слоя материала, то используют знак $\forall$. Поверхность, полученная без удаления слоя материала и не обрабатываемая по данному чертежу, помечается знаком $\forall$. Структура нанесения параметров шероховатости показана ранее на рис. 20. Количество параметров определяется конструктором в зависимости от назначения соединения. При указании двух и более параметров шероховатости их значения записывают сверху вниз в следующем порядке: параметр высоты неровностей профиля Rz или Ra (указывают без символа) в микрометрах, параметр шага неровностей в миллиметрах и относительную опорную длину в процентах. Указываемые на чертеже значения Ra или Rz являются верхними предельными значениями.

Базовая длина l проставляется в том случае, если она не соответствует стандарту. На полке знака указывают вид обработки поверхности, когда данный вид является единственным, обеспечивающим требуемое качество поверхности. Знак направления неровностей указывают в случае, когда оно влияет на функциональные свойства поверхностей. Приведем знаки, указывающие направление рисок неровностей по отношению к линии, изображающей на чертеже поверхность, или к точке, изображающей центр сечения: = – параллельно; $\perp$ – перпендикулярно; M – произвольное; C – кругообразное; X – риски перекрещиваются; R – радиальное.

Следует отметить, что при разработке конструкторской документации детали на чертежах изображают с теми размерами и параметрами шероховатости, какие они должны иметь при поступлении на сборку.

Пример 7. В результате расчета установлено, что надежная работа опоры скольжения редуктора обеспечивается при предельных зазорах S_{min} = 38 мкм и S_{max} = 100 мкм. Номинальный диаметр соединения $\varnothing$ = 50 мм. Определить шероховатости поверхностей опоры скольжения и подобрать стандартную посадку.

Решение. 1. Согласно рекомендациям выбираем шероховатости поверхностей отверстия подшипников Ra = 1,25 мкм, цапфы Ra = 0,63 мкм.

2. Определяем эксплуатационный зазор по формуле (55):

S_{min} = 38-8(1,25+0,63) = 23 мкм; S_{max} = 100-8(1,25+0,63) = = 85 мкм.

3. В п. 3.3 рекомендуется для опор скольжения применять посадки $\boxed{H7/f7}$; H8/d9; H7/e7; $\boxed{H8/e8}$. Выберем из указанных посадок $\boxed{H7/f7}$. Для нее находим S^{T}_{min} = 25 мкм, S^{T}_{max} = = 75 мкм.

Поскольку условие (53) выполняется, то намеченная посадка подходит.

8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО НАЗНАЧЕНИЮ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При изготовлении деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов деталей. Эти погрешности могут оказывать вредные воздействия на работу изделия. Например, если торец втулки (см. рис. I3е) не перпендикулярен поверхности корпуса, то износ опоры скольжения при действии осевой нагрузки будет неравномерен; перекос колец подшипников увеличивает трение и уменьшает долговечность подшипника. Неточное изготовление посадочных поверхностей валов и зубчатых колес сказывается на точности и плавности передачи.

Для ослабления вредных воздействий, вызываемых погрешностями изготовления и базирования, разработчик ограничивает возможные отклонения формы и расположения поверхностей допусками, предусмотренными ГОСТ 24643-81. Виды отклонений формы и расположения поверхностей и их условные обозначения даны по ГОСТ 24642-81 в табл. I5.

Таблица I5

Обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Допуск формы	Знак	Допуск расположения	Знак	Суммарный допуск	Знак
Прямолинейность	—	Параллельность	//	Радиальное или торцевое биение	
Плоскостность	▱	Перпендикулярность	⊥	Полное радиальное или торцевое биение	
Круглость	○	Наклон	∠		
Цилиндричность	⌭	Соосность	◎	Форма заданной поверхности	
Профиль продольного сечения	⌓	Симметричность	⌯	Форма заданного профиля	
		Пересечение осей	×		
		Позиционный допуск	⌖		

В основу измерения отклонений формы поверхностей деталей положен принцип прилегающих поверхностей, профилей и прямых. Отклонение формы определяют как наибольшее расстояние от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) на длине нормируемого участка (рис. 2I а-д).

Для цилиндрических деталей учитывают отклонения от круглости (в поперечном сечении; частные случаи этого вида отклонений – овальность и огранка), от цилиндричности (наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра). Отклонение от цилиндричности включает в себя отклонение от круглости профиля продольного сечения (частные случаи: конусообразность, бочкообразность, седлообразность).

Отклонения расположения поверхностей, прямых и осей определяют относительно базовых плоскостей, прямых и осей. Отклонение от соосности осей рассматривают относительно оси базовой поверхности или общей оси и ограничивают допусками в диаметральном или радиусном выражении. Аналогично определяют отклонения и допуск симметричности, но вместо оси рассматривают базовую или общую плоскость симметрии; отклонение от параллельности – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими поверхностями в пределах нормируемого участка; отклонение от перпендикулярности – отклонение угла между плоскостями или плоскостью и осью, выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка l (рис. 2Iе-и).

Из суммарных допусков формы и расположения наиболее часто указывают допуски радиального и торцевого биений. Радиальное биение – результат проявления эксцентриситета и отклонений от круглости. Оно определяется как разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля до базовой оси. Торцевые биения – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 2Iи).

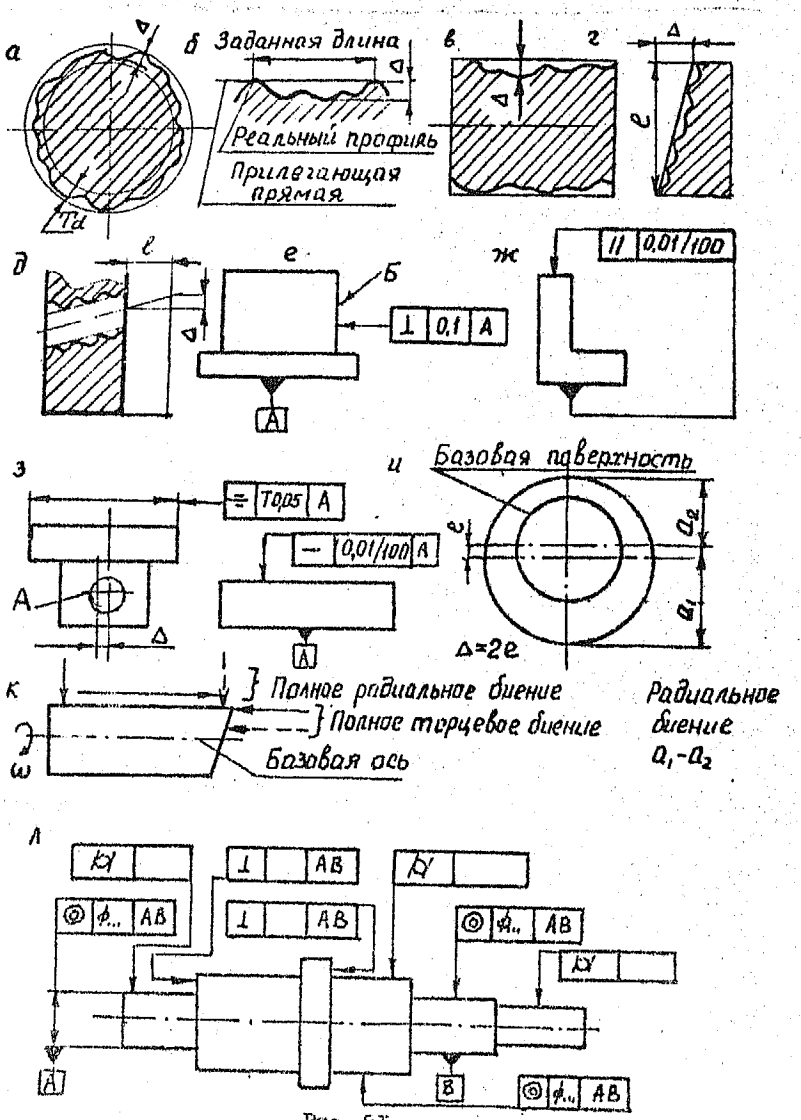


Рис. 21

Кроме радиального и торцевого биения в стандарт введены полное радиальное и полное торцевое биения. Первое применяется для нормирования цилиндрических поверхностей и ограничивает суммарное отклонение от цилиндричности и соосности; второе относится к плоским торцевым элементам и ограничивает суммарное отклонение их от плоскостности и перпендикулярности (см. рис. 21к).

При нормировании допусков формы и расположения поверхностей учитывают, что допуск на размер $T_р$ ограничивает одновременно и отклонения формы, т.е. любые отклонения формы годных деталей не могут превзойти допуск на размер. Поэтому допуски формы и расположения назначаются отдельно только в тех случаях, когда к ним предъявляются более жесткие или менее жесткие требования.

Примером менее жесткого ограничения отклонений формы являются кольца подшипников качения, овальность которых может превышать допуск, и только средний из измеренных размеров диаметра кольца должен лежать в пределах допуска. К посадочным поверхностям валов и отверстий под подшипники предъявляются более жесткие требования к отклонениям формы. Это связано с тем, что кольца подшипников очень податливы и поэтому при соединении с посадочными поверхностями валов принимают форму последних.

Допуски формы и расположения назначают по табл. I6...I9. В приборостроении используют I2 степеней точности из I6 предусмотренных ГОСТ 24643-8I. Рекомендуется выбирать степень точности с учетом уровня относительной геометрической точности.

В зависимости от соотношения между допуском формы $T_Ф$ и допуском размера $T_р$ установлены три уровня точности: уровень нормальной точности A ($T_Ф/T_р$ = 60 %), уровень повышенной точности B ($T_Ф/T_р$ = 40 %) и уровень высокой точности C ($T_Ф/T_р$ = 25 %).

Степень точности j в зависимости от квалитета n (для n = 4...I7) можно найти по формуле

$$j = n - k, \qquad (58)$$

где k = I для уровня A, k = 2 – для уровня B и k = 3 для уровня C.

Таблица I6

Допуски радиального биения и полного радиального биения, соосности, симметричности, пересечения осей в диаметральном выражении, мкм

Интервалы номинальных размеров, мм		Степень точности											
Свыше	До	I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2
	3	0,8	I,2	2,0	3	5	8	I2	20	30	50	80	I20
3	I0	I,0	I,6	2,5	4	6	I0	I6	25	40	60	I00	I60
I0	I8	I,2	2,0	3,0	5	8	I2	20	30	50	80	I20	200
I8	30	I,6	2,5	4,0	6	I0	I6	25	40	60	I00	I60	250
30	50	2,0	3,0	5,0	8	I2	20	30	50	80	I20	200	300
50	I20	2,5	4,0	6,0	I0	I6	25	40	60	I00	I60	250	400

Таблица I7

Допуски плоскостности и прямолинейности, мкм

Интервалы номинальных размеров, мм		Степень точности											
Свыше	До	I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2
	I0	0,25	0,4	0,6	I,0	I,6	2,5	4	6	I0	I6	25	40
I0	I6	0,3	0,5	0,8	I,2	2,0	3,0	5	8	I2	20	30	50
I6	25	0,4	0,6	I,0	I,6	2,5	4,0	6	I0	I6	25	40	60
25	40	0,5	0,8	I,2	2,0	3,0	5,0	8	I2	20	30	50	80
40	63	0,6	I,0	I,6	2,5	4,0	6,0	I0	I6	25	40	60	I00
63	I00	0,8	I,2	2,0	3,0	5,0	8,0	I2	20	30	50	80	I20

Таблица I8

Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, мкм

Интервалы номинальных размеров, мм		Степень точности											
Свыше	До	I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2
	3	0,3	0,5	0,8	I,2	2,0	3	5	8	I2	20	30	50
3	I0	0,4	0,6	I,0	I,6	2,5	4	6	I0	I6	25	40	60
I0	I8	0,5	0,8	I,2	2,0	3,0	5	8	I2	20	30	50	80
I8	30	0,6	I,0	I,6	2,5	4,0	6	I0	I6	25	40	60	I00
30	50	0,8	I,2	2,6	3,0	5,0	8	I2	20	30	50	80	I20
50	I20	I,0	I,6	2,5	4,0	6,0	I0	I6	25	40	60	I00	I60

Таблица I9

Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона, торцевого биения и полного торцевого биения, мкм

Интервалы номинальных размеров, мм		Степень точности											
Свыше	До	I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2
	I0	0,4	0,6	I	I,6	2,5	4	6	I0	I6	25	40	60
I0	I6	0,5	0,8	I,2	2,0	3	5	8	I2	20	30	50	80
I6	25	0,6	I,0	I,6	2,5	4	6	I0	I6	25	40	60	I00
25	40	0,8	I,2	2,0	3,0	5	8	I2	20	30	50	80	I20
40	63	I,0	I,6	2,5	4,4	6	I0	I6	25	40	60	I00	I60
63	I00	I,2	2,0	3,3	5,0	8	I2	20	30	50	80	I20	200

На основании практики работы приборостроительной промышленности рекомендуется I-ю и 2-ю степени точности назначить для прецизионных направляющих и посадочных мест подшипников 2-го и 4-го классов точности; 3-ю и 4-ю степени – для посадочных и рабочих поверхностей точных измерительных устройств и подшипников 5-го и 6-го классов; 5-ю и 6-ю степени – для направляющих, цапф

валов высокой и средней точности, посадочных поверхностей подшипника нулевого класса и зубчатых колес 6-й и 7-й степени точности; 7-ю и 8-ю степени точности – для посадочных поверхностей зубчатых колес 8-й степени точности, осей приборов средней точности; 9...I2-ю степени – для менее точных соединений.

Приведем сведения по назначению допусков для наиболее часто встречающихся на практике соединений. Для ограничения перекоса колец на присоединительные поверхности под подшипники указывают допуски перпендикулярности, соосности, параллельности, биений, цилиндричности (рис. 2Iл). Для подшипников 0-го и 6-го классов допуск цилиндричности не должен превышать четверти допуска на размер, для подшипников 5-го и 4-го классов – одной восьмой части допуска.

Торцевое биение заплечиков вала и корпуса регламентируют в зависимости от диаметра посадочной поверхности и класса подшипника. При d = I...3 мм допускаемое торцевое биение не должно превышать для подшипников 0, 6 и 5-го классов соответственно I0, 6 и 3 мкм. Для корпусов с отверстиями D = 6...I0 мм и тех же классов подшипников биения равны 22, I5 и 6 мкм, а для D = I0...I8 мм – соответственно 27, I8 и 8 мкм.

Для подшипников скольжения нормируются следующие отклонения и допуски формы и расположения: отклонения от круглости $T_0 = (I/6 - I)\,T_p$; отклонения от прямолинейности $T_- = (I/5...I)\,T_p$; эксцентриситет $(I/I2...I)\,T_p$; отклонение от перпендикулярности торца $(I/I0...I)\,T_p$, где T_p – допуск на линейный размер.

Для корпусов взаимное расположение поверхностей характеризуется следующими параметрами: несоосность (эксцентриситет и перекос осей) – 0,02...0,0I мм, отклонения от перпендикулярности осей – 0,0I/I00 мм, отклонения от параллельности осей – (0,005...0,0I)/I00 мм, отклонения от плоскостности плоских посадочных поверхностей – 0,0I/I00 мм.

При соединении деталей, изготовленных с эксцентриситетами (например, установка втулок в корпус или установка зубчатых колес на валик) вероятное значение суммарного эксцентриситета (в миллиметрах)

$$T_{\Sigma e} = k\,(T_{e_1} + T_{e_2}),$$

где k – коэффициент соотношения погрешностей от эксцентриси-

тета, значение которого выбирается в зависимости от отношения T_{e_i}/T_{e_2} . При T_{e_1}/T_{e_2} = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 коэффициент принимает значения 0,8; 0,73; 0,69; 0,67 соответственно.

Допуски формы и расположения поверхностей обозначают в соответствии с ГОСТ 2.308-79. Эти допуски указываются условными знаками (основной способ) или текстом. Знак допуска и его числовое значение вписывают в первую и вторую части рамки. В третьей части рамки указывают базу предельного отклонения, если она задана. Рамку соединяют линией с элементом, к которому она относится. Если допустимое отклонение относится к определенной длине, то она указывается в знаменателе (см. рис. 2Iе-з).

Отметим, что стандарт устанавливает два знака, определяющих отклонения от соосности: один ограничивает радиальное биение, а другой – непосредственно соосность. Часто контроль радиального биения используется для контроля отклонения от соосности. При этом для определения допуска $T_{\text{◎}}$ найденное значение $T_{/}$ должно уменьшаться вдвое. По найденному значению $T_{\text{◎}}$ подбирается ближайшее меньшее значение по табл. I9. Допуск круглости указывают только в том случае, если его значение отличается от допуска цилиндричности.

Зависимый допуск обозначают знаком Ⓜ . Этот вид допуска назначают тогда, когда сборка деталей осуществляется при сопряжении по нескольким поверхностям.

9. МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НЕОБХОДИМОЙ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПРИБОРОВ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

При разработке конструкции ПУ расчет на точность является одним из сложных этапов, так как он требует комплексного сочетания методов теории ошибок и метрологии, учета назначения, условий эксплуатации, требований действующих стандартов.

Сложность расчета объясняется еще и тем, что современные ПУ представляют собой сочетание кинематических, электрических и электромеханических цепей, устройств и деталей.

Исходным критерием для расчета точности ПУ является суммарный допуск на интересующий разработчика показатель качества.

Для расчета на точность применяют проектный и проверочный расчеты, которые на практике известны как прямая и обратная задачи точности.

При проектном расчете, который является основным видом расчета, разработчик исходя из требуемой точности ПУ определяет требования к точностным параметрам составляющих элементов с учетом конструкции, технологических и экономических требований. Для сложных ПУ обычно расчет проводят отдельно для каждого функционального узла (ФУ), а не для всего ПУ в целом. Это обусловливается тем, что на этапе проектирования, как правило, конструкции некоторых узлов разработаны недостаточно, а также тем, что часто ПУ компонуется из отдельных функциональных законченных узлов. В процессе проектного расчета разработчик решает несколько последовательных задач: определение допуска на ФУ, а затем – допусков на составляющие узлы и элементы.

Проверочный расчет проводят, когда необходимо сравнить несколько вариантов конструкции или установить приемлемость выбора точностных параметров деталей или узлов, назначенных заранее по технологическим, экономическим или другим соображениям. Кроме того, проверочный расчет проводят для проверки результата проектного расчета или с целью определения возможности изменения точностных параметров некоторых составляющих элементов или узлов.

Расчеты на точность проводятся методами полной и неполной взаимозаменяемости. Выбор метода расчета имеет практическое значение, поскольку помимо получения достоверных результатов расчета необходимо учитывать и экономические факторы.

Современные ПУ (узлы) состоят из функциональных устройств, которые работают как на одинаковых, так и разных физических явлениях. Расчет таких ПУ имеет свою специфику. Для расчета ПУ первого типа используется теория размерных цепей, а второго типа – параметрических цепей. Примем, что погрешности устройств и их элементов носят случайный характер.

9.1. Расчет параметрических цепей

Под параметрическими цепями будем понимать цепи, включающие в себя узлы и элементы оптоэлектроники, РЭА, пневматики, упругие элементы и т.д., связанные общим воздействием на выходной параметр Z. Связь между элементами цепи характеризуется формулой

$$Z = f(a_1; a_2; \ldots; a_n). \qquad (59)$$

Функциональные элементы этой цепи $a_1, a_2, \ldots, a_n$ рассматриваются как независимые.

Связь между погрешностью выходного звена δZ и погрешностями составляющих звеньев $\delta a_1, \delta a_2, \ldots, \delta a_n$ выражается следующими формулами:

при расчете на максимум-минимум

$$\delta Z = \frac{\partial Z}{\partial a_1}\delta a_1 + \frac{\partial Z}{\partial a_2}\delta a_2 + \ldots + \frac{\partial Z}{\partial a_n}\delta a_n; \qquad (60)$$

при вероятностном методе расчета и нормальном законе распределения погрешностей

$$\delta Z^{в} = \sqrt{\left(\frac{\partial Z}{\partial a_1}\delta a_1\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial a_2}\delta a_2\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial Z}{\partial a_n}\delta a_n\right)^2}. \qquad (61)$$

В формулах (60) и (61) $\frac{\partial Z}{\partial a_1}; \frac{\partial Z}{\partial a_2}; \frac{\partial Z}{\partial a_n}$ – коэффициенты влияния (частные производные) соответствующей погрешности на выходную величину Z.

Коэффициенты влияния могут быть определены как расчетными, так и экспериментальными и графическими методами. Выбор конкретного метода осуществляется с учетом связи между выходным параметром и параметрами составляющих элементов [2, 8, 11, 16].

Проверочный расчет. Предельную погрешность δZ рассчитывают по формуле (60), а вероятную – по формуле (61), предварительно назначив допуски и установив коэффициенты влияния составляющих звеньев. При расчете максимальной погрешности исходят из условия, что все погрешности составляющих звеньев оказывают одновременное максимальное влияние на суммарную погрешность в направлении наибольшего (наименьшего) изменения выходной величины, поэтому каждую из составляющих погрешностей берут с такими знаками, чтобы получить наибольшее или наименьшее значение погрешности δZ.

Найденное значение δZ или $\delta Z^{в}$ (в зависимости от вида расчета) сравнивают с заданным значением $[\delta Z]$. Если условие $\delta Z\,(\delta Z^{в}) \leqslant [\delta Z]$ выполняется, то расчет на этом заканчивается; в противном случае необходимо наметить практические меры для уменьшения расчетной погрешности (переназначение допусков,

введение регулировки, селективной сборки и т.п.).

Проектный расчет. Проводится также на основе формул (60) и (61). Однако в этих формулах значения δZ и δZ^{β} полагают заданными и равными $[\delta Z]$. Расчет осуществляется в две стадии: 1) непосредственный расчет допусков составляющих звеньев; 2) согласование расчетных допусков со стандартными.

Для расчета допусков на составляющие звенья используют три способа.

Первый способ основан на предположении, что все функциональные узлы (элементы) изготавливаются с одинаковым допуском, т.е. $\delta a_1 = \delta a_2 = \ldots = \delta a_n$. Тогда допуски на составляющие звенья:

при расчете на максимум-минимум

$$\delta a_1 = \delta a_2 = \ldots = \delta a_n = [\delta Z] \Big/ \sum_{i}^{n} \frac{\partial Z}{\partial a_i} ; \qquad (62)$$

при вероятностном методе расчета

$$\delta a_1 = \delta a_2 = \ldots = \delta a_n = [\delta Z] \Big/ \sqrt{\sum_{i}^{n} \left(\frac{\partial Z}{\partial a_i}\right)^2} . \qquad (63)$$

Рассмотренный метод обладает тем недостатком, что при сильном влиянии некоторых устройств (элементов), допуск на все устройства (сильновлияющие и слабовлияющие) получается жестким, что удорожает конструкцию, поскольку затраты на выполнение допусков пропорциональны квадрату допусков.

Второй способ основан на предположении, что все функциональные узлы (элементы) одинаково влияют на суммарный допуск. Полагая, что $\left(\frac{\partial Z}{\partial a_1} \cdot \delta a_1\right) = \ldots = \left(\frac{\partial Z}{\partial a_n} \delta a_n\right)$ в уравнениях (60) и (61), находим погрешности составляющих звеньев:

при расчете на максимум-минимум

$$\delta a_1 = [\delta Z] \Big/ \left(n \frac{\partial Z}{\partial a_1}\right); \ldots; \ \delta a_n = [\delta Z] \Big/ \left(n \frac{\partial Z}{\partial a_n}\right); \qquad (64)$$

при вероятностном методе

$$\delta a_1 = [\delta Z] \Big/ \left(\frac{\partial Z}{\partial a_1} \cdot \sqrt{n}\right); \ldots; \ \delta a_n = [\delta Z] \Big/ \left(\sqrt{n} \frac{\partial Z}{\partial a_n}\right). \qquad (65)$$

При этом способе расчета допуски на функциональные узлы (элементы) получаются разные, что позволяет установить устройства или элементы, влияющие наиболее сильно, и наметить необходимые мероприятия для достижения расчетного допуска.

Третий способ распределения $[\delta Z]$ между устройствами (элементами) основан на учете затрат, связанных с выполнением допусков. Для этого случая

$$\delta a_i = [\delta Z] \Big/ \sqrt{\frac{\partial Z}{\partial a_i} \sum_{i}^{n} \frac{\partial Z}{\partial a_i}} . \qquad (66)$$

При окончательном назначении допусков следует учитывать графики (см. рис. 12), показывающие, что существует оптимальная зона на изготовление, при которой суммарные затраты на сборку и изготовление минимальны.

После определения допусков $\delta a_1, \delta a_2, \ldots, \delta a_n$ проводят их согласование со стандартными, т.е. округляют их значения до ближайших меньших по стандарту. При таком подходе создается некоторый запас точности на выходном звене (устройстве), который и может быть использован для расширения жестких допусков.

Расчет точности ПУ, включающего в себя функциональные узлы, работа которых основана на разных физических явлениях, часто выполняют, используя относительные погрешности параметров (см. ниже примеры 8 и 9). При этом максимальную и вероятную относительные погрешности определяют по формулам

$$\frac{\delta z}{Z} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\partial Z}{\partial a_i} \frac{1}{Z} \delta a_i ; \qquad (67)$$

$$\frac{\delta z}{Z} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial Z}{\partial a_i} \frac{1}{Z} \delta a_i\right)^2} . \qquad (68)$$

Пример 8. При определении фокусного расстояния объективов фотографических камер используют коллиматор (рис. 22). При известном фокусном расстоянии коллиматора $f'_{кол}$ фокусное расстояние объектива вычисляем по формуле

$$f'_{к} = \frac{l'}{l} f'_{кол} , \qquad (69)$$

где l – размер миры, устанавливаемой в фокальной плоскости

коллиматора; l' – размер изображения миры на планке фотографической камеры.

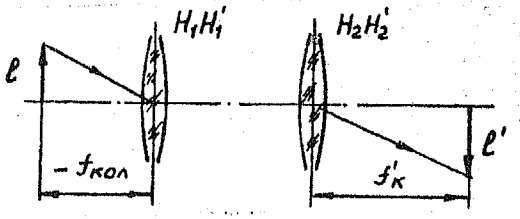


Рис. 22

Требуется определить максимальную погрешность измерения фокусного расстояния объектива, если $l = l' = 20$ мм.

Решение. Для оценки погрешности воспользуемся формулами (67) и (69).

Относительная погрешность объектива

$$\frac{\Delta f_к'}{f_к'} = \frac{\Delta l'}{l'} + \frac{\Delta f_{кол}'}{f_{кол}'} - \frac{\Delta l}{l}, \qquad (70)$$

где $\frac{\Delta f_к'}{f_к'}$; $\frac{\Delta f_{кол}'}{f_{кол}'}$; $\frac{\Delta l}{l}$ и $\frac{\Delta l'}{l'}$ – соответственно относительные погрешности фокусного расстояния объектива камеры, коллиматора, измерения миры и ее изображения.

В настоящее время отрезок l на мире может быть измерен с погрешностью $\Delta l = 5$ мкм, погрешность измерения размера миры на пленке $\Delta l = 0{,}02$ мм, погрешность коллиматора (при $f_{кол}' =$ = 1000 мм) – не более 0,05 % I2 .

Поскольку рассчитывается максимальная погрешность, то в правой части уравнения знак "–" необходимо заменить на "+". Тогда формула (70) для вычисления максимальной погрешности примет вид

$$\frac{\Delta f_к'}{f_к} = \frac{\Delta l'}{l'} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta f_{кол}'}{f_{кол}'} = \frac{0{,}02}{20} + \frac{0{,}005}{20} + 0{,}0005 = 12{,}5\cdot10^{-5},$$

откуда $\Delta f_к' = 0{,}175\cdot f_к'\cdot 100\% = 0{,}2\% f_к'$.

Таким образом, погрешность определения фокусного расстояния камеры при расчете на максимум-минимум $\Delta f_к' = 0{,}2\% f_к'$.

Найдем погрешность определения фокусного расстояния объектива при вероятностном способе подсчета. Принимая, что погрешности носят случайный характер и подчиняются нормальному закону распределения, при тех же значениях параметров по формуле (68) находим $\Delta f_к' = \pm 0{,}04\ \% f_к'$.

Пример 9. Определить погрешность усилия плоской пружины, изготовленной из стандартной бронзовой (БрБ2) ленты ($E =$ = I2,5·I0^4 МПа) и имеющей следующие конструктивные размеры по условиям работы в ПУ: длину $l = 40$ мм, ширину $b = 6$ мм и толщину $h = 0{,}4$ мм. Максимальный ход пружины $\lambda = 2$ мм. Назначить допуски на l, b, λ и h .

Решение. I. При назначении допусков на отклонения параметров l, b, h и λ следует учитывать условия эксплуатации, технологию изготовления и установки пружины, а также стоимость изделия. Пусть пружина изготавливается холодной штамповкой. На l, b назначаем допуски, соответствующие экономическому уровню точности – I2-му квалитету. Согласно ГОСТу на сортамент бронзовой ленты, при ее толщине $h = 0{,}4$ мм $\Delta h = 0{,}04$ мм, модуль упругости для материала БрБ2 $E = (I2...I3)\cdot I0^4$ МПа (Н/мм^2). Принимаем, что отклонение $\Delta E = 2\cdot I0^3$ МПа и что по условиям эксплуатации и установки $\Delta\lambda = \pm 0{,}2$ мм.

2. Определяем номинальное усилие пружины

$$F = bh^3E\lambda/4l^3 = 6\cdot0{,}4^3\cdot I2{,}5\cdot I0^4\cdot2/4\cdot40^3 = 0{,}375\ \text{Н}. \qquad (7I)$$

3.Находим частные производные

$$\frac{\partial F_h}{\partial h} = \frac{3h^2bE\lambda}{4l^3};\quad \frac{\partial F_b}{\partial b} = \frac{h^3E\lambda}{4l^3};\quad \frac{\partial F_E}{\partial E} = \frac{h^3b\lambda}{4l^3};$$
$$\frac{\partial F_\lambda}{\partial\lambda} = \frac{bh^3E}{4l^3};\quad \frac{\partial F_l}{\partial l} = \frac{3bh^3E\lambda}{4l^3}. \qquad (72)$$

4. Рассчитываем относительные погрешности усилия по каждой составляющей. Для этого заменяем частные производные (72) конечными приращениями и делим на F. После преобразования с учетом принятых отклонений получаем

$$\frac{\Delta F_h}{F} = \frac{3\Delta h}{h} = \frac{3\cdot0{,}04}{0{,}4} = 0{,}3;\quad \frac{\Delta F_E}{F} = \frac{\Delta E}{E} = \frac{2000}{125000} = 0{,}016, \qquad (73)$$

$$\frac{\Delta F_b}{F}=\frac{\Delta b}{b}=\frac{0{,}16}{6}=0{,}026;\quad \frac{\Delta F_l}{F}=\frac{3\Delta l}{l}=\frac{3\cdot 0{,}62}{40}=0{,}047; \tag{73}$$

$$\frac{\Delta F_\lambda}{F}=\frac{\Delta\lambda}{\lambda}=\frac{0{,}4}{2}=0{,}2.$$

5. Определяем суммарную относительную погрешность. Принимая, что отклонения всех параметров распределяются по нормальному закону, по формуле (68) вычисляем

$$\frac{\Delta F_\Sigma}{F}=\sqrt{\left(\frac{3\Delta h}{h}\right)^2+\left(\frac{\Delta b}{b}\right)^2+\left(\frac{3\Delta l}{l}\right)^2+\left(\frac{\Delta\lambda}{\lambda}\right)^2+\left(\frac{\Delta E}{E}\right)^2}=$$

$$=\sqrt{0{,}3^2+0{,}026^2+0{,}016^2+0{,}047^2+0{,}2^2}=0{,}366.$$

Отсюда допуск на усилие пружины $\Delta F_\Sigma = F\cdot 0{,}366 =$ $= 0{,}375\cdot 0{,}366 = 0{,}137$ Н.

Считая, что допуск имеет двустороннее отклонение, окончательно находим $F = 0{,}375\pm 0{,}069$ Н.

Полученное значение сравниваем с допустимым по условиям эксплуатации. Если отклонения превышают допустимые, то необходимо уточнить, за счет какого параметра и какой технологии можно обеспечить усилие в заданных пределах. Прежде всего следует обратить внимание на те относительные погрешности, которые вносят наибольший вклад в суммарную. В данном случае из анализа частных производных видно, что главная составляющая суммарной погрешности связана с отклонением толщины материала. Известно, что допуски на изготовление ленты регламентируются стандартами и точность их изготовления ограничивается современной технологией: применение вместо ленты из бериллиевой бронзы нормальной точности ($\Delta h = 0{,}04$ мм) ленты повышенной точности ($\Delta h = 0{,}03$ мм) позволяет уменьшить погрешность.

В этом случае значение $\Delta F_\Sigma / F = 0{,}306$. Если этого недостаточно, то следует рассмотреть возможность уменьшения погрешности за счет снижения вклада погрешности $\Delta\lambda/\lambda$. Если и в этом случае не удается довести суммарное усилие до требуемого значения, то следует применить метод компенсации.

9.2. Расчет размерных цепей методом максимума-минимума и вероятностным методом

В процессе проектирования разработчик, кроме кинематического, силового и прочностного расчетов, на основе которых создаются сборочные и рабочие чертежи ПУ и их деталей, должен выполнить геометрический расчет ПУ с целью установления допустимых ошибок взаимного положения, конструктивных форм и размеров, не нарушающих работоспособности ПУ. Геометрический расчет обеспечивается расчетом так называемых размерных цепей.

Под размерной цепью понимают совокупность взаимосвязанных геометрических размеров, расположенных по замкнутому контуру, непосредственно участвующих в решении задачи по достижению заданной точности. В зависимости от поставленных задач различают размерные цепи конструкторские, измерительные и технологические. По расположению звеньев размерные цепи подразделяются на плоские и пространственные, с параллельными и непараллельными звеньями, подетальные, сборочные и т.п.

Размеры, входящие в размерную цепь, называются звеньями и обозначаются прописными буквами русского алфавита с индексами.

В качестве звеньев размерной цепи могут быть не только размеры (расстояния между линиями или плоскостями), но и отклонения формы (эксцентриситет, несоосность, непараллельность и др.). Отклонение формы вводится в размерную цепь как звено, имеющее номинальный размер 0 и симметричные отклонения. Например, при радиальном биении $\Delta = 2e$ в цепь вводится звено $e = \pm\,\Delta/2$, номинальный размер которого равен 0. Это звено может быть введено в размерную цепь как увеличивающее или как уменьшающее. На результаты расчета это не влияет.

Звенья (размеры) делятся на составляющие и замыкающие.

Замыкающим звеном называется размер, получающийся последним в процессе обработки составляющих размеров деталей или в процессе сборки ПУ (узла). Такое звено обозначается буквой с индексом Δ.

По отношению к замыкающему звену все звенья делятся на увеличивающие и уменьшающие. Если при увеличении составляющего звена размер замыкающего также возрастает, то данное звено называется увеличивающим. Составляющее звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается, называется уменьшающим.

Порядок расчета размерных цепей установлен ГОСТ 16320-70.

Расчетом размерной цепи называется назначение согласованных между собой номинальных размеров, допусков и отклонений на все размеры, входящие в размерную цепь. Одно из звеньев (составляющее или замыкающее), к которому предъявляются какие-либо определенные точностные требования, называется исходным. Для обеспечения точностных требований к исходному звену составляется и рассчитывается размерная цепь.

Расчеты размерных цепей могут выполняться:

а) методом максимума-минимума, при котором учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев. Этот метод обеспечивает полную взаимозаменяемость;

б) вероятностным методом, при котором учитываются законы рассеяния размеров деталей и случайный характер их сочетания при сборке. Решение этим методом теоретически не обеспечивает полной взаимозаменяемости. Однако возможность возникновения брака из-за несоблюдения предельных значений замыкающего звена при вероятностном методе расчета ничтожна. Учет вероятного влияния погрешностей дает возможность расширить допуски составляющих размеров и снизить затраты производства.

Для достижения заданной точности исходного звена применяют методы полной и неполной взаимозаменяемости. Разновидностями метода неполной взаимозаменяемости являются методы групповой взаимозаменяемости, регулирования, пригонки и вероятностный метод.

При выборе конкретного метода достижения точности следует учитывать назначение изделия, условия эксплуатации, его конструктивные особенности, затраты на изготовление и сборку.

Метод полной взаимозаменяемости и вероятностный метод позволяют осуществить сборку изделий без подбора, пригонки и регулировки, упрощают возможность кооперирования заводов и проблему запасных частей.

К недостаткам метода полной взаимозаменяемости относят повышенные требования к точности изготовления по сравнению с другими методами. Применение этого метода экономически целесообразно для расчета точных цепей с небольшим числом звеньев или для цепей, отличающихся малой точностью. Рекомендуется для применения в индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Вероятностный метод более экономичен, чем метод полной

взаимозаменяемости за счет расширения допусков на составляющие звенья. Он применяется в серийном и массовом производстве для расчета размерных цепей с большим числом звеньев и малой величиной допуска исходного звена.

В случае, если допуски, рассчитанные по методу полной взаимозаменяемости или вероятностному методу настолько малы, что выполнять их экономически нецелесообразно или технически невозможно, то разработчику для расчета размерных цепей следует применить какой-либо из указанных выше методов неполной взаимозаменяемости, учитывая при этом возможности производства, особенности конструкции и экономические факторы.

При расчете размерных цепей рекомендуется придерживаться следующего порядка:

1) установить все звенья, составляющие размерную цепь;

2) среди найденных размеров выделить замыкающее звено A_{Δ};

3) построить схему размерной цепи и обозначить все звенья;

4) выполнить расчет размерной цепи.

Для удобства расчетов размерные цепи выносят из чертежа и изображают в виде схем без соблюдения масштаба. Построение схемы начинают с нанесения на рисунок замыкающего звена (его располагают между двумя параллельными линиями). Затем изображают составляющее звено, примыкающее к нему слева или справа, и наносят следующие размеры, обходя изделие по контуру в одном направлении. Последний составляющий размер замыкает размерную цепь.

Будем считать, что первые три пункта выполнены. Рассмотрим дальнейший ход расчета в зависимости от применяемого вида расчета и метода решения задачи.

Проверочный расчет размерных цепей. Задача проверочного расчета заключается в установлении правильности назначения и простановки размеров и допусков на чертежах, т.е. по заданным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определяют предельные размеры замыкающего звена и устанавливают их приемлемость по условиям работоспособности изделия. При этом должно выполняться условие: $A_{\Delta max} \leq [A_{\Delta max}]$ и $A_{\Delta min} \geq [A_{\Delta min}]$.

Расчет размерных цепей на максимум-минимум. На основании составленной размерной цепи определим номинальный размер замы-

кающего звена

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{m} A_j - \sum_{\kappa=m+1}^{n} A_\kappa , \qquad (74)$$

где A_j и A_κ – номинальные размеры увеличивающих и уменьшающих звеньев[*]; m – число увеличивающих звеньев; j – порядковый номер увеличивающих звеньев; n – число уменьшающих звеньев цепи; κ – порядковый номер уменьшающих звеньев, $\kappa = m+1$; $m+2; \ldots n$. Очевидно, что при сочетании наибольших увеличивающих размеров и наименьших уменьшающих замыкающий размер A_Δ будет иметь наибольшее значение, а при обратном сочетании – наименьшее, т.е. предельные размеры рассчитываются по формулам

$$A_{\Delta max} = \sum_{j=1}^{m} A_{j max} - \sum_{\kappa=m+1}^{n} A_{\kappa min} ,$$
$$A_{\Delta min} = \sum_{j=1}^{m} A_{j min} - \sum_{\kappa=m+1}^{n} A_{\kappa max} . \qquad (75)$$

Верхнее и нижнее предельные отклонения замыкающего звена связаны соотношениями

$$\Delta_{\Delta B} = \sum_{j=1}^{m} \Delta_{jB} - \sum_{\kappa=m+1}^{n} \Delta_{\kappa H} ,$$
$$\Delta_{\Delta H} = \sum_{j=1}^{m} \Delta_{jH} - \sum_{\kappa=m+1}^{n} \Delta_{\kappa B} . \qquad (76)$$

Допуск размера замыкающего звена определяется

$$\delta_\Delta = \sum_{i=1}^{m+n} \delta_i , \qquad \delta_\Delta = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i \qquad (77)$$

или

$$\delta_\Delta = A_{\Delta max} - A_{\Delta min} = \Delta_{\Delta B} - \Delta_{\Delta H} . \qquad (78)$$

[*] По ГОСТ 16319-70 рекомендуется увеличивающие звенья обозначать стрелками над соответствующей размерной буквой, направленными вправо, а уменьшающие – стрелками, направленными влево.

Величина δ_Δ называется допуском замыкающего звена условно, так как она не назначается чертежом, а подсчитывается по допускам составляющих звеньев. На чертежах размер замыкающего звена обычно не проставляют или проставляют с указанием: "Для справок".

Из формулы (77) следует важный практический вывод: если возможно, то в качестве замыкающего звена не следует выбирать звено, к которому предъявляются наиболее высокие точностные требования; вместо формул (75) для предельных размеров можно использовать формулы

$$A_{\Delta max} = A_\Delta + \Delta_{\Delta B} ;$$
$$A_{\Delta min} = A_\Delta + \Delta_{\Delta H} . \qquad (79)$$

Параметры замыкающего звена могут быть найдены через средние значения размеров и отклонений. Средние значения номинального размера и отклонения соответственно:

$$A_{\Delta 0} = \sum_{j=1}^{m} A_{j0} - \sum_{\kappa}^{n} A_{\kappa 0} ,$$
$$\Delta_{\Delta 0} = \sum_{j=1}^{m} \Delta_{j0} - \sum_{\kappa}^{n} \Delta_{\kappa 0} . \qquad (80)$$

где A_{j0}; $A_{\kappa 0}$ – средние значения размеров увеличивающих и уменьшающих звеньев; Δ_{j0}, $\Delta_{\kappa 0}$ – средние значения отклонений увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Предельные размеры $A_{\Delta max}$ и $A_{\Delta min}$ и отклонения (верхние и нижние) замыкающего звена:

$$A_{\Delta max} = A_{\Delta 0} + \delta_\Delta/2 , \qquad A_{\Delta min} = A_{\Delta 0} - \delta_\Delta/2 ;$$
$$\Delta_{\Delta B} = \Delta_{\Delta 0} + \delta_\Delta/2 , \qquad \Delta_{\Delta H} = \Delta_{\Delta 0} - \delta_\Delta/2 . \qquad (81)$$

Следует отметить, что если параметры замыкающего звена определены по формулам (75), (76), то для проверки правильности решения используют формулы (81).

Расчет размерных цепей вероятностным методом. Допуск замыкающего звена

$$\delta_\Delta = \frac{1}{3} t \sqrt{\sum_1^n \xi_i^2 k_i^2 \delta_i^2} \,, \qquad (82)$$

где t – коэффициент, зависящий от принимаемого процента риска (при нормальном законе распределения и совпадения центра группирования с серединой поля допуска для $p = 0{,}27\,\%$ $t = 3$);

k_i – коэффициент, учитывающий закон распределения погрешностей (для нормального закона $k = 1$; если при расчете ничего не известно о характере кривой рассеяния размеров, то $k = 1{,}73$);

ξ_i – коэффициент влияния i-го звена для абсолютных погрешностей; δ_i – допуск составляющего i-го звена.

Для наиболее распространенного нормального закона распределения ($k = 1$; $p = 0{,}27\,\%$; $|\xi_i| = 1$) формула (82) записывается в виде

$$\delta_\Delta = \sqrt{\sum_1^n \delta_i^2} \,. \qquad (83)$$

Применяя вероятностный метод, т.е. учитывая характер рассеяния размеров, расчет ведут по средним размерам или отклонениям по формулам (80) и (81). Номинальный размер A_Δ определяют по формуле (74). Верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена находят по формулам

$$\Delta_{\Delta в} = (A_{\Delta 0} + \delta_\Delta/2) - A_\Delta = A_{max} - A_\Delta \,,$$

$$\Delta_{\Delta н} = (A_{\Delta 0} - \delta_\Delta/2) - A_\Delta = A_{min} - A_\Delta \,, \qquad (84)$$

$$\Delta_{\Delta в} = \left(\Delta_{\Delta 0} + \delta_\Delta/2\right); \quad \Delta_{\Delta н} = \Delta_{\Delta 0} - \delta_\Delta/2 \,.$$

Пример 10. Вычислить размер отверстия втулки до покрытия. Толщина наносимого покрытия $t = 0{,}003 \ldots 0{,}008$ мм. Окончательный размер отверстия после покрытия $\varnothing 12^{+0{,}027}$.

Решение. Составим схему размерной цепи. Толщину покрытия вводим в размерную цепь в виде размера $0^{+0{,}008}_{+0{,}003}$. В рассматриваемом случае замыкающий размер известен, им является окончательный размер отверстия после покрытия, т.е. $\varnothing 12^{+0{,}027}$. Размер отверстия до покрытия, отклонения которого требуется найти, является увеличивающим, а толщина t – уменьшающим размером. Схема размерной цепи дана на рис. 23. По уравнениям (76) находим: $+0{,}0135 = \Delta_{\frac{x}{2}в} - 0{,}003$; $\Delta_{\frac{x}{2}в} = 0{,}0165$ мм; $0 = \Delta_{\frac{x}{2}н} -$

$- 0{,}008$; $\Delta_{\frac{x}{2}н} = 0{,}008$ мм. Отсюда найдем, что $x = 12^{+0{,}033}_{+0{,}016}$ и $\delta_x = 0{,}017$ мм. Проверка по уравнению (77): $0{,}0135 = \frac{\delta_x}{2} + 0{,}005$; $\frac{\delta_x}{2} = 0{,}085$; $\delta_x = 0{,}017$ мм. Следовательно, задача решена правильно.

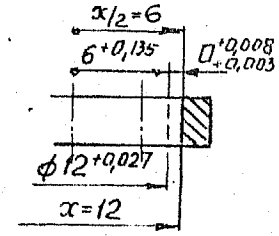


Рис. 23

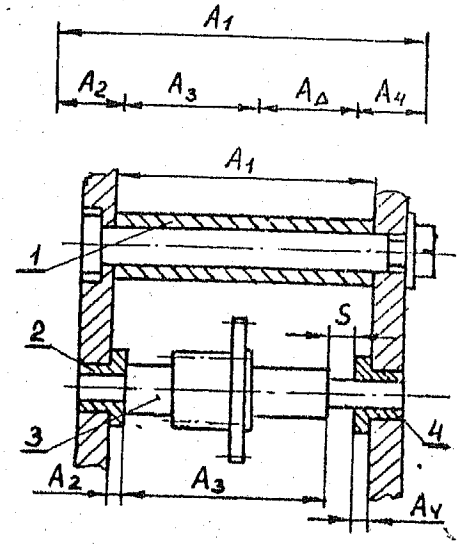


Рис. 24

Пример 11. Определить предельные размеры зазора S между торцом валика 3 и торцом втулки 4 редуктора часового типа (рис. 24). Размеры элементов конструкции: высота стойки 1 $A_1 = 20_{-0{,}033}$; толщина буртика втулки 2 $A_2 = A_4 = 2_{-0{,}025}$;

расстояние между торцами валика $A_3 = I5_{-0,027}$.

Решение. Определяем замыкающий размер. Поскольку в конструкции все размеры заданы, то искомый размер S и будет замыкающим A_Δ. Составляем схему размерной цепи (рис. 24). Размер A_1 – увеличивающий, а размеры A_2, A_3 и A_4 – уменьшающие. Определим параметры замыкающего звена двумя способами: методом минимума-максимума (вариант I) и теоретико-вероятностным методом (вариант 2).

Вариант I. Определяем номинальный размер замыкающего звена по формуле (74)

$$A_\Delta = A_1 - A_2 - A_3 - A_4 = 20 - 2 - I5 - 2 = I \text{ мм}.$$

Находим предельные отклонения замыкающего звена по формуле (76), предварительно установив верхние и нижние отклонения составляющих звеньев. Из условий задания имеем $\Delta_{1B} = 0$;

$\Delta_{1H} = -0,033$; $\Delta_{2B} = \Delta_{4B} = 0$; $\Delta_{3B} = 0$; $\Delta_{2H} = \Delta_{4H} = -0,025$ мм; $\Delta_{3H} = -0,027$ мм.

Теперь

$$\Delta_{\Delta B} = \Delta_{1B} - \Delta_{2H} - \Delta_{3H} - \Delta_{4H} = 0-(-0,025)-(-0,027)-(-0,025) = 0,077 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\Delta H} = \Delta_{1H} - \Delta_{2B} - \Delta_{3B} - \Delta_{4B} = -0,033 - 0 - 0 - 0 = -0,033 \text{ мм}.$$

Так как номинальный размер $A_\Delta = I$, то можно записать $A_\Delta = I^{+0,077}_{-0,033}$. Определим допуск замыкающего звена. По формуле (78) находим $\delta_\Delta = \Delta_{\Delta B} - \Delta_{\Delta H} = 0,077 - (-0,033) = 0,II0$ мм. Для проверки определим допуск замыкающего звена по формуле (77). Подставляя значения допусков составляющих звеньев δ_i', получим

$$0,II0 = 0,033+0,025+0,027+0,025 = 0,II0 \text{ мм}.$$

Значения допусков совпали. Следовательно, задача решена правильно.

Вариант 2. Определим среднее значение замыкающего звена $A_{\Delta 0}$. Предварительно устанавливаем по исходным данным средние значения составляющих звеньев. Имея $A_{10} = I9,967$ мм, $A_{20} = A_{40} = I,9875$ мм, $A_{30} = I4,9865$ мм, по формуле (80) находим

$$A_{\Delta 0} = A_{10} - A_{20} - A_{30} - A_{40} = I9,967 - I,9875 - I4,9865 - I,9875 = I,022 \text{ мм}.$$

Считая, что рассеяние размеров характеризуется нормальным законом распределения, получаем

$$\delta_\Delta = \sqrt{\sum_1^4 \delta_i^2} = \sqrt{0,033^2+0,025^2+0,027^2+0,025^2} = 0,0554 \text{ мм}.$$

Вычисляем верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена по формуле (84)

$$\Delta_\Delta^B = (A_{\Delta 0} + \delta_\Delta/2) - A_\Delta = (I,022+0,0277) - I = 0,0497 \text{ мм};$$

$$\Delta_\Delta^H = (A_{\Delta 0} - \delta_\Delta/2) - A_\Delta = (I,022-0,0277) - I = -0,0057 \text{ мм}.$$

Поскольку номинальный размер равен I, то $A_\Delta = I^{+0,0497}_{-0,0057}$.

Для наглядности результаты расчетов представлены на рис. 25. Из рисунка видно, что среднее значение $A_{\Delta 0}$ соответствует середине поля допуска, найденного при решении задачи методом максимума-минимума.

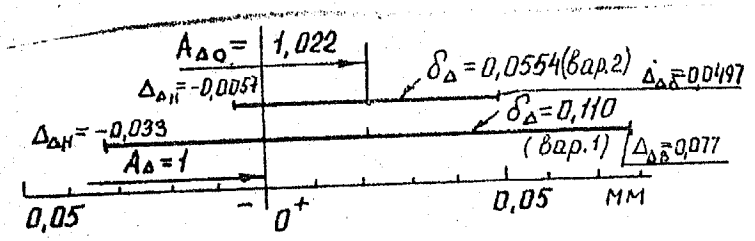


Рис. 25

Результаты расчета показывают, что допуск замыкающего звена, рассчитанный вероятностным методом, в два раза меньше допуска, найденного методом максимума-минимума. Благодаря этому допуски составляющих звеньев могут быть увеличены в 4 раза и тем самым значительно снижены затраты на изготовление.

Проектировочный расчет размерных цепей. Задачей проектировочного расчета является определение технологически приемлемых допусков на размеры составляющих звеньев, исходя из заданных размеров замыкающего звена $[A_{\Delta max}]$, $[A_{\Delta min}]$ и $[A_\Delta]$.

Допуск замыкающего звена $[\delta_\Delta]$ распределяют между составляющими звеньями одним из рассматриваемых ниже методов.

I. Способ попыток (пробных расчетов) заключается в том, что на составляющие звенья назначают экономически и технологически приемлемые допуски с учетом опыта эксплуатации и изготовления подобных изделий, конструкции и решают обратную задачу. Полученное значение δ_Δ сравнивают с заданным допуском исходного звена $[\delta_\Delta]$. Если при этом условие $\delta_\Delta \leq [\delta_\Delta]$ не выполняется, то изменяют допуски отдельных звеньев, добиваясь выполнения этого условия. Метод весьма универсален и применяется для расчета в условиях единичного и мелкосерийного производства.

2. Способ равных допусков рекомендуется применять, когда размеры составляющих звеньев находятся в одном или близких интервалах размеров.

Средние (равные) допуски размеров $\delta_1 = \delta_2 = \ldots = \delta_{ср}$ составляющих звеньев определяют при расчете на максимум-минимум

$$\delta_{ср} = [\delta_\Delta]/n, \qquad (85)$$

при вероятностном расчете

$$\delta_{ср} = [\delta_\Delta]/\sqrt{n}, \qquad (86)$$

где n – число составляющих звеньев, входящих в размерную цепь.

3. Способ равноточных допусков. Предполагает, что все составляющие размеры выполняются по одному квалитету точности $a_1 = a_2 = \ldots = a_{ср}$, и допуск составляющих звеньев зависит только от номинального размера, т.е. $T = ai = a(0{,}45\sqrt[3]{D_{ср}} + 0{,}001 D_{ср})$.

При решении задачи этим способом определяется общий для всех искомых размеров средний коэффициент точности цепи, т.е. среднее число единиц допуска $a_{ср}$.

При расчете на максимум-минимум

$$a_{ср} = [\delta_\Delta] / \sum_1^n i_i, \qquad (87)$$

при вероятностном расчете

$$a_{ср} = [\delta_\Delta] / \sqrt{\sum_1^n i_i^2}. \qquad (88)$$

В формулах (87) и (88) i_i – значение единицы допуска. По $a_{ср}$ (табл. 7) определяют квалитет точности цепи и допуски всех звеньев и назначают отклонения для составляющих звеньев, учитывая технологические требования. Отклонения назначают "в тело" детали, т.е. для охватывающих размеров в "плюс", а для охватываемых – в "минус". Если отклонения A_Δ симметричны, то отклонения всех составляющих звеньев также можно назначить симметричными, т.е. принять их равными $\pm TA_i/2$.

После установления допусков на составляющие звенья и замены их стандартными решают обратную задачу и определяют допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Полученные результаты сравнивают с исходным и принимают необходимое решение. При неудовлетворительных результатах изменяют допуски и снова проводят расчеты, и так до тех пор, пока не получат желаемых результатов.

Если подобные действия не приводят к решению задачи, то поступают следующим образом: принимают, что предельные отклонения всех размеров (в том числе замыкающего), за исключением одного (который обычно называется зависимым), заданы. Затем по формуле (76) определяют параметры зависимого звена. В качестве зависимого звена рекомендуется выбирать такое звено, которое легко изготавливается или измеряется (например, размеры толщин, высот и пр.).

На практике в размерную цепь могут входить звенья, допуски которых известны (например, при использовании стандартных или покупных изделий) или заданы разработчиком. Пусть сумма допусков этих звеньев равна C. В этом случае при расчете по формулам (85)...(88) среднего допуска $\delta_{ср}$ или среднего коэффициента точности цепи $a_{ср}$ учитывают только те звенья, для которых допуски не заданы. При этом принимают, что между ними распределяется не весь допуск замыкающего звена $[\delta_\Delta]$, а его часть, равная $[\delta_\Delta] - C$.

Пример I2. Требуется обеспечить гарантированный зазор $S = 0{,}I \ldots 0{,}25$ мм между заплечиками вала и торцом втулки. Номинальные размеры звеньев: высоты стойки $A_1 = 23$ мм; толщины буртика втулки $A_2 = A_4 = 2{,}5$ мм и расстояния между торцами валика $A_3 = I8$ мм (см. рис. 24). Задачу решить методом максимума-минимума.

Решение. На основе анализа исходных данных и рисунка уста-

навливаем, что исходным (замыкающим) звеном является зазор между заплечиком вала и торцом втулки; обозначим его A_Δ. Таким образом, рассматриваемая задача – второго типа, так как задан размер A_Δ и требуется найти размеры составляющих звеньев A_1, A_2, A_3, A_4. Определим номинальный размер A_Δ. Из рис. 24 следует, что размер A_1 – увеличивающий, а размеры A_2, A_3 и A_4 – уменьшающие. Тогда $A_\Delta = A_1 - A_2 - A_3 - A_4 =$ $= 23 - 2{,}5 - 18 - 2{,}5 = 0$ и, следовательно, $A_\Delta = 0^{+0{,}25}_{+0{,}10}$.

Допуск замыкающего звена $\delta_\Delta = \Delta_{\Delta B} - \Delta_{\Delta H} = 0{,}250 - 0{,}10 =$ $= 0{,}15$ мм. Устанавливаем по табл. 8 для составляющих размеров единицы допуска i и определяем $a_{ср}$. По формуле (87) имеем $a_{ср} = \delta_\Delta \Big/ \sum_1^n i_i = 150/(1{,}31+0{,}55+1{,}08+0{,}55) = 43$. По табл. 7 находим, что средняя точность цепи, соответствует 9-му квалитету. С учетом изложенных выше рекомендаций назначаем отклонения на составляющие размеры "в тело": $A_1 = 23h9$; $A_2 = 2{,}5h9$; $A_3 = 18h9$ и $A_4 = 2{,}5h9$. По табл. 5 находим допуски составляющих звеньев $TA_1 = 0{,}052$ мм; $TA_2 = TA_4 = 0{,}025$ мм и $TA_3 = 0{,}043$ мм. Определим допуск и предельные отклонения замыкающего звена по формулам (77) и (76): $\delta_\Delta = \Sigma TA_i =$ $= 0{,}052+0{,}025+0{,}043+0{,}025 = 0{,}145$ мм; $\Delta_{\Delta B} = \Delta_{1B} - \Delta_{2H} - \Delta_{3H} - \Delta_{4H} =$ $= 0-(-0{,}025)-(-0{,}043)-(-0{,}025) = +0{,}093$ мм; $\Delta_{\Delta H} =$ $= \Delta_{1H} - \Delta_{2B} - \Delta_{3B} - \Delta_{4B} = -0{,}052-0-0-0 = -0{,}052$ мм.

Полученные значения отклонений не удовлетворяют условию задачи. Поэтому необходимо изменить параметры какого-либо составляющего звена. В качестве зависимого звена целесообразно принять звено A_3. Обозначим его X и найдем его предельные отклонения Δ_{XB} и Δ_{XH}. По формулам (76) $\Delta_{XB} = \Delta_{1H} - \Delta_{2B} - \Delta_{4B} - \Delta_{\Delta H} =$ $= -0{,}052-0-0-0{,}1 = -0{,}152$; $\Delta_{XH} = \Delta_{1B} - \Delta_{2H} - \Delta_{4H} - \Delta_{\Delta B} =$ $= 0-(-0{,}025)-(-0{,}025) - 0{,}250 = -0{,}2$ мм. Таким образом, для $A_3 = 18^{-0{,}152}_{-0{,}200}$ $\delta_3 = 0{,}048$ мм. Проверим правильность назначения допусков решением обратной задачи: по формулам (80), (77) и (81) $\Delta_{\Delta 0} = 0{,}175$ мм; $\delta_\Delta = 0{,}150$ мм; $\Delta_{\Delta B} = 0{,}250$ мм и $\Delta_{\Delta H} = 0{,}100$ мм, т.е. допуски назначены правильно.

9.3. Методы неполной взаимозаменяемости

Метод групповой взаимозаменяемости. Для достижения заданной точности замыкающего звена методом групповой взаимозаменяемости (селективной сборки) в размерную цепь включают составляющие звенья из одноименных групп, на которые они предварительно рассортировываются. Достоинством метода является то, что необходимая точность замыкающего звена обеспечивается применением составляющих звеньев с экономически приемлемыми допусками. Число размерных групп n определяется из условия

$$n = \sum_1^{m+n} T_{D(d)i} \Big/ [\delta_\Delta], \qquad (89)$$

где $T_{D(d)i}$ – экономически приемлемые допуски составляющих звеньев.

Обычно n принимают в пределах от 2 до 5 (в отдельных случаях до 15).

Допуск составляющего размера (групповой допуск) в пределах группы

$$\delta_i^{гр} = T_{D(d)i} / n. \qquad (90)$$

При выборе числа групп следует учитывать, что возможные отклонения формы должны находиться в пределах группового допуска $\delta_i^{гр}$. Если отклонения формы превышают $\delta_i^{гр}$, то рассортировка на группы невозможна, поскольку размеры детали, измеренные в разных сечениях, входят в разные группы. Например, рассортировка на n групп возможна, если овальность, бочкообразность, конусообразность меньше $T_d(T_D)/n$, а некруглость или цилиндричность меньше $T_d/2n$.

Рассмотрим метод групповой взаимозаменяемости на примере размерной цепи, состоящей из трех звеньев, имея в виду, что полученные выводы могут быть распространены и на более сложные цепи. Обычно этот метод применяют при расчете на максимум-минимум. На рис. 26 приведены схемы расположения полей допусков и показаны предельные зазоры для 1-й и n-й групп и исходного соединения для деталей с одинаковыми допусками (рис. 26а) и разными (рис. 26б). Согласно рис. 26 можно написать:

$$S^{гр}_{min\,1} = S_{min} + T_d - T_d/n,$$
$$S^{гр}_{min\,n} = S_{min} + T_D - T_D/n,$$
$$S^{гр}_{max\,1} = S_{max} - T_D + T_D/n, \qquad (9I)$$
$$S^{гр}_{max\,n} = S_{max} - T_d + T_d/n.$$

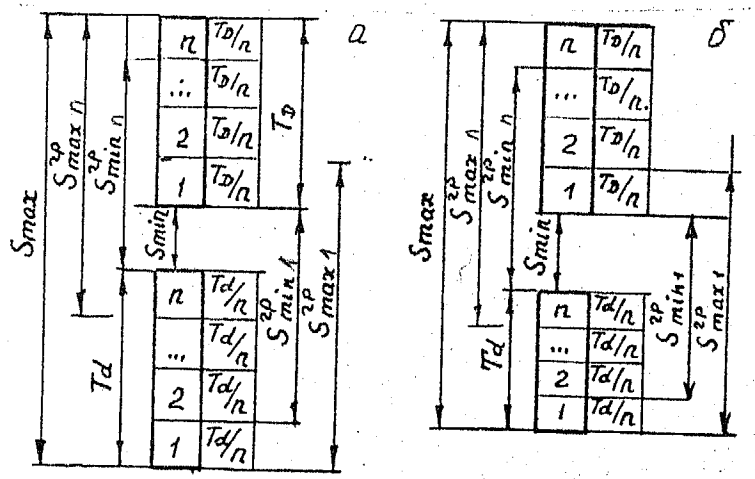


Рис. 26

Из анализа уравнений (9I) и рис. 26 следует, что: I) при одинаковых допусках составляющих звеньев ($T_D = T_d$) для всех групп зазоры $S^{гр}_{min}$ и $S^{гр}_{max}$ будут одинаковы; 2) если допуски составляющих звеньев не равны ($T_D \neq T_d$), то предельные значения $S^{гр}_{min}$ и $S^{гр}_{max}$ будут разными. При $T_D > T_d$ наибольшие зазоры получаются в n-й группе, а при $T_D < T_d$ – в I-й группе; 3) точность посадки $T_S^{гр}$ после селективной сборки повышается в n раз: $T_S^{гр} = \delta_D^{гр} + \delta_d^{гр} = T_S/n$; 4) при увеличении числа групп наибольший зазор уменьшается, а наименьший – увеличивается и оба они приближаются к среднему.

Указанные выводы полностью распространяются и на соединения с переходными посадками и натягами.

Иногда селективную сборку применяют для уменьшения наибольшего зазора или натяга. При этом число групп определяют по формуле (9I) для наихудшего случая.

Недостатком метода групповой взаимозаменяемости является так называемое незавершенное производство, поскольку не все детали поступают на сборку из-за разного их числа в одноименных группах. Для уменьшения объема незавершенного производства необходимо, чтобы кривые рассеяния размеров были идентичны по форме и характеристикам. Нельзя применять метод групповой взаимозаменяемости и когда какая-либо деталь входит в размерную цепь двумя или более своими размерами, поскольку при сортировке на группы она по какому-то размеру может быть отнесена к одной размерной группе, а по другим – к иным.

Пример I3. На сколько групп можно рассортировать валики $\varnothing 20h$ I0 (T_d = 84 мкм), если их овальность достигает 20 мкм.

Решение. Рассортировка на группы возможна, если отклонение формы лежит в пределах группового допуска. Принимая, что групповой допуск равен отклонению формы, находим $n = T_d/T_ф$ = 84/20 = 4,2. Принимаем n = 4.

Пример I4. Определить предельные групповые зазоры и допуск для посадки $\varnothing 32$ H11/d11, если детали рассортированы на четыре группы (n = 4).

Решение. По заданию имеем n = 4; для отверстия $\varnothing 32^{+0,I6}$; для вала $\varnothing 32^{-0,08}_{-0,24}$. При обычной сборке S_{max} = +I60–(–240) = = 400 мкм; S_{min} = 0–(–80) = 80 мкм; T_S = 400–80 = 320 мкм. При групповой сборке (при $T_D = T_d$) по формулам (9I) находим $S^{гр}_{max}$ = 400–I60+I60/4 = 280 мкм; $S^{гр}_{min}$ = 80+I60–I60/4 = = 200 мкм; $\delta_S^{гр}$ = 280–200 = 80 мкм. Следовательно, при использовании селективной сборки допуск замыкающего звена уменьшился в четыре раза.

Метод регулирования. Этот метод заключается в том, что необходимые показатели качества прибора (узла) достигаются при сборке изменением параметров одного или нескольких компенсирующих элементов – компенсаторов, предусмотренных в изделии заранее. Метод регулирования рекомендуется для применения в сложных

радиоэлектронных, оптико-электронных, оптико-механических и других приборах с высокой точностью выходных параметров, когда использование методов полной, частичной или групповой взаимозаменяемости экономически не оправдывается.

В условиях крупносерийного производства методом регулирования в основном устраняют только те погрешности, которые не позволяют получить требуемый показатель качества прибора (узла). Это объясняется тем, что затраты на точное изготовление деталей обычно меньше, чем при использовании компенсаторов, которые требуют регулировки и юстировки.

В условиях мелкосерийного и единичного производства метод регулирования применяют для достижения одновременно двух целей: обеспечить требуемые показатели качества и повысить технологичность конструкции. Последнее обеспечивается расширением допусков на изготовление и сборку деталей и узлов до экономически целесообразных.

Дополнительным преимуществом метода регулирования по сравнению с другими методами является возможность компенсации погрешностей, возникающих при эксплуатации в результате износа, температурных и упругих деформаций.

Метод регулировки осуществляется с помощью ступенчатых компенсаторов, регулировочных и юстировочных устройств, силового замыкания, элементов с изменяемыми параметрами.

Ступенчатые компенсаторы – это детали, изменением размеров которых добиваются компенсации технологических и других погрешностей приборов. Изменение размеров компенсаторов происходит при их замене. Применение ступенчатых компенсаторов (в виде кольца) показано на рис. 27. Подбором толщины колец (К) обеспечивают фокусировку объектива (рис. 27а) и осевой натяг подшипников (рис. 27б).

Регулировочные устройства в отличие от ступенчатых компенсаторов позволяют плавно изменять размеры и положение деталей и узлов, подвижкой которых обеспечивается требуемое качество. К регулировочным устройствам относятся простые конструкции (без введения дополнительных деталей), например соединение оправы объектива с корпусом по резьбе обеспечивает плавную фокусировку изображения , а также сложные, например юстировочные устройства (регулировочные столики, эксцентриковые оправы, регулируемые опоры и т.д.). На рис. 27г изображено устройство для плавного регулирования зазора в опоре на центрах.

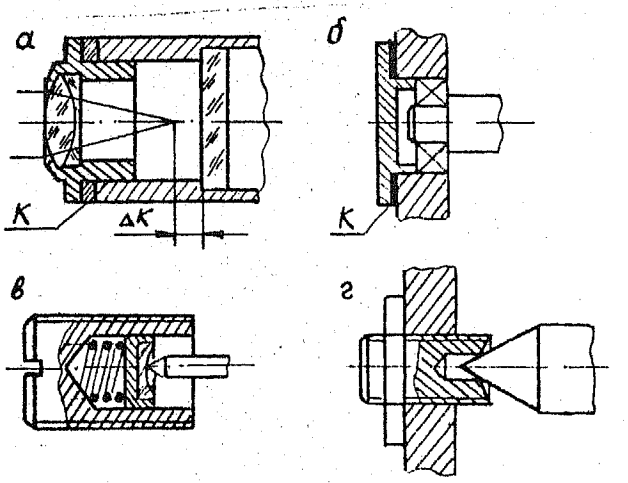


Рис. 27

Силовое замыкание позволяет компенсировать погрешности изготовления и сборки. В качестве таких компенсаторов часто используют упругие элементы. Пружинное кольцо (см. рис. I9а) компенсирует колебание температуры в процессе эксплуатации прибора. В беззазорном зубчатом колесе (см. рис. I3к) или подпружиненном подпятнике (рис. 27в) зазоры выбираются автоматически.

Переменные конденсаторы, сопротивления и подобные им элементы также применяют в качестве компенсаторов. Например, изменением сопротивления r_3 обеспечивают компенсацию погрешностей сопротивлений r_1 и r_2 и поддерживают сопротивление цепи в заданных пределах (рис. 28).

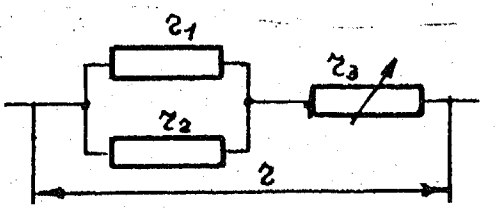


Рис. 28

Решение о целесообразности применения метода регулирования следует принять на этапе проектного расчета, когда по заданному допуску на показатель качества прибора (узла) определяют требования к параметрам точности деталей и узлов. По результатам расчета выявляют погрешности, требующие компенсации. Исходя из вида этих погрешностей, условий производства и эксплуатации ПУ разработчик выбирает и рассчитывает сначала компенсатор, который позволяет компенсировать наиболее сильно влияющую погрешность или несколько погрешностей одновременно. Затем переходят к расчету других компенсаторов, обеспечивающих достижение заданной точности.

При проектировании компенсаторов (независимо от их типа) определяют их размеры и чувствительность, с которой надо изменять эти размеры (подбором, перемещением или регулировкой).

Изменение параметров компенсаторов (диапазон компенсирования) рассчитывается из условия (без учета допусков на изготовление самого компенсатора)

$$\Delta K = \delta'_{\Delta} - \delta_{\Delta}, \qquad (92)$$

где δ_{Δ} – заданная точность выходного звена; δ'_{Δ} – допуск выходного звена, получающийся в результате изготовления составляющих звеньев с экономически целесообразными допусками:

$$\delta'_{\Delta} = \Sigma \delta_i,$$

где δ_i – допуск составляющего звена, выполненного с экономически целесообразной точностью.

Параметры компенсаторов (номинальный размер и предельные отклонения) рассчитывают по формулам:

для компенсатора K – увеличивающего звена (рис. 29а) –

$$K = A_{\Delta} - \sum_{j=1}^{m} A_j + \sum_{\kappa=m+1}^{n} A_{\kappa},$$

$$\Delta_{B} K = \Delta_{\Delta H} + \sum_{\kappa=m+1}^{n} \Delta_{\kappa B} - \sum_{j=1}^{m} \Delta_{jH}, \qquad (93)$$

$$\Delta_{H} K = \Delta_{\Delta B} + \sum_{\kappa=m+1}^{n} \Delta_{\kappa H} - \sum_{j=1}^{m} \Delta_{jB};$$

для компенсатора K – уменьшающего звена (рис. 29б) –

$$K = \sum_{1}^{m} A_j - \sum_{\kappa=m+1}^{n} A_{\kappa} - A_{\Delta},$$

$$\Delta_{B} K = \sum_{j=1}^{m} \Delta_{jB} - \Delta_{\Delta B} - \sum_{\kappa=m+1}^{n} \Delta_{\kappa H}, \qquad (94)$$

$$\Delta_{H} K = \sum_{j=1}^{m} \Delta_{jH} - \Delta_{\Delta H} - \sum_{\kappa=m+1}^{n} \Delta_{\kappa B}.$$

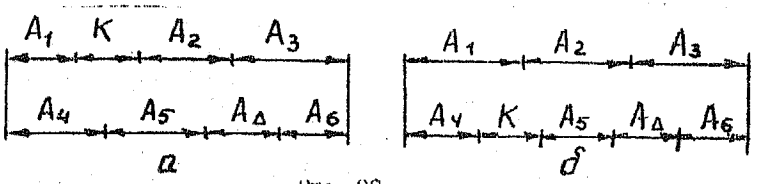


Рис. 29

Предельные размеры компенсаторов K_{max} и K_{min} определяют по формулам (79), затем определяют значение компенсации и сравнивают его с необходимой компенсацией ΔK, рассчитанной по формуле (92).

Рассмотрим методики расчета компенсаторов со ступенчатым и плавным регулированием размеров (параметров).

Компенсаторы первого типа находят наибольшее применение благодаря простоте конструкций и высокой надежности. Их выполняют по одному из двух вариантов:

1. Набора постоянных прокладок, состоящего из одной постоянной прокладки $t_{пост}$ и нескольких сменных t. Число прокладок n, устанавливаемых при сборке, зависит от действительных размеров деталей собираемого узла (прибора).

2. Набора прокладок, размеры которых меняются от меньшей до большей с постоянным или переменным шагом. При сборке используется одна прокладка в зависимости от действительных размеров деталей собираемого узла (прибора).

Для расчета параметров компенсаторов по каждому варианту предварительно определяют параметры K; K_{max} и K_{min} назначив

на все размеры экономически целесообразные допуски.

При расчете компенсаторов по первому варианту принимают

$$t_{пост} = K_{min}. \qquad (95)$$

Число сменных прокладок n определяют по формуле

$$n = \frac{\Delta K}{\delta_\Delta} + 1. \qquad (96)$$

Чувствительность (толщина сменных прокладок) компенсаторов

$$t = \Delta K / n. \qquad (97)$$

Значения n округляют до целого числа в бо́льшую сторону, а $t_{пост}$ и t – в меньшую до получения приемлемых размеров (например, соответствующих стандартным рядам). Для нормальной работы компенсатора должно выполняться условие $t \leqslant \delta_\Delta$, т.е. толщина сменной прокладки должна быть меньше допуска замыкающего звена.

Размеры, определяющие границы групп компенсаторов, равны

$$t_1 = t_{посл} = K_{min}; \quad t_2 = K_{min} + t; \quad t_3 = K_{min} + 2t$$

и т.д.

Максимальный размер компенсатора t_{max}:

$$t_{max} = t_{пост} + n t \geqslant K_{max}. \qquad (98)$$

Если условие (98) не выполняется, то следует увеличить либо число прокладок, либо их толщину, причем первый способ является предпочтительным.

При расчете компенсатора по второму варианту толщину одной из прокладок (колец) принимают $t_1 = K_{min}$, а толщины ($t_2 = \ldots = t_n$) всех последующих изменяют по арифметической прогрессии с разностью (шагом) t или по геометрической со знаменателем прогрессии $q = 2$.

Для регулировки используется одна прокладка, номер которой n определяется в зависимости от действительных размеров деталей.

Методику расчета компенсатора, обеспечивающего плавное изменение параметров, рассмотрим на примере электрической цепи.

Пример I4. Определить параметры переменного сопротивления r_3, если общее сопротивление цепи r должно находиться

в пределах $10 \pm 0{,}05$ Ом. Сопротивления резисторов равны $r_1 = 20 \pm 1$ Ом; $r_2 = 18 \pm 0{,}9$ Ом. Схема электрической цепи дана на рис. 28.

Решение. Из условия видно, что рассматриваемая задача – на расчет диапазона регулирования, т.е. на расчет компенсатора. В данной цепи замыкающим звеном является сопротивление r, а r_3 – компенсатором. Уравнение цепи имеет следующий вид:

$$r = r_3 + \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} = r_3 + R.$$

Найдем параметры параллельной цепи R. Номинальный размер цепи

$$R = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} = \frac{20 \cdot 18}{20 + 18} = 9{,}47 \text{ Ом}.$$

Определим отклонения функции R. С учетом (60) получим

$$\Delta R = \frac{\partial R}{\partial r_1} \Delta r_1 + \frac{\partial R}{\partial r_2} \Delta r_2, \qquad (99)$$

где коэффициенты влияния равны

$$\frac{\partial R}{\partial r_1} = \frac{r_2^2}{(r_1 + r_2)^2}; \quad \frac{\partial R}{\partial r_2} = \frac{r_1^2}{(r_1 + r_2)^2}. \qquad (100)$$

Поскольку отклонения ЭРЭ обычно симметричны, то значения Δr_1 и Δr_2 следует взять равными половине допуска. Подставляя значения r_1, r_2, Δr_1 и Δr_2 в формулы (99) и (100), получим $\Delta R = 0{,}45$ Ом. Откуда $\Delta_{RB} = +0{,}45$ Ом; $\Delta_{RH} = -0{,}45$ Ом.

Из уравнения электрической цепи $r = r_3 + R$ определим номинальный размер $r_3 = 10 - 9{,}47 = 0{,}53$ Ом. Поскольку компенсатор является увеличивающим звеном, то его предельные отклонения рассчитывают по формулам (93)

$$\Delta r_{3B} = \Delta_{AH} - (-\Delta_{RH}) = -0{,}05 - (-0{,}45) = 0{,}4 \text{ Ом};$$
$$\Delta r_{3H} = \Delta_{AB} - (\Delta_{RB}) = +0{,}05 - (+0{,}45) = -0{,}4 \text{ Ом}.$$

Следовательно, $r_3 = 0{,}53 \pm 0{,}4$ Ом; $r_{3max} = 0{,}93$ Ом; $r_{3min} = 0{,}13$ Ом.

Диапазон компенсации (регулировки) ΔK сопротивления r_3 составит $\Delta r_{3B} - \Delta r_{3H} = 0{,}8$ Ом.

Проверяем результаты расчета по уравнениям

$$r_{3\,max} = R_{max} + r_{3\,min} = (9{,}47+0{,}45)+0{,}13 = 10{,}05\ \text{Ом};$$

$$r_{3min} = R_{min} + r_{3max} = (9{,}47-0{,}45)+0{,}93 = 9{,}95\ \text{Ом},$$

что совпадает с предельными значениями r_3, данными в условии задачи.

Аналогично решают задачи с цепями конденсаторов, источников света и т.д.

Метод пригонки. Этот метод может рассматриваться как разновидность метода регулировки. Отличие заключается в том, что необходимая точность узла (прибора) достигается при сборке изменением размера (пригонки) компенсирующего звена на величину ΔK, которую удаляют путем снятия материала. Этот метод применяется в мелкосерийном и единичном производстве для многозвенных цепей, когда возникает необходимость увеличить допуски составляющих звеньев до экономически приемлемых.

Поэтому на чертежах размеры, которые выполняются при сборке, задают с припуском на обработку. Пример оформления чертежа при использовании метода пригонки показан на рис. 17, 18. Высокая точность центрирования линз обеспечивается при сборке одновременно расточкой гнезда под линзу в оправе и обточкой центрирующего пояска или посадочной резьбы.

Недостатками указанного метода являются отсутствие полной взаимозаменяемости и сложность сборки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Атлас конструкций элементов приборных устройств: Учеб. пособие / Буцев А.А., Еремеев А.И., Кокорев Ю.А. и др.; Под общ. ред. О.Ф.Тищенко. М.: Машиностроение, 1982. 116 с.

2. Вопилкин Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. М.: Высш. шк., 1980. 463 с.

3. Дунаев Д.Ф., Леликов С.П., Варламова Л.П. Допуски и посадки. М.: Высш. шк., 1984. 112 с.

4. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник. Л.: Машиностроение, 1990. 669 с.

5. Зябрева Н.Н., Перельман Е.И., Шегал М.Я. Пособие к решению задач по курсу "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. пособие для вузов. М.: Высш. шк., 1977. 204 с.

6. Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Ожерельев А.Я. Выбор и расчет параметров точности деталей и узлов приборов: Учеб. пособие по курсовому проектированию по курсу "Основы конструирования приборов" / Под ред. О.Ф.Тищенко. М.: Изд-во МГТУ, 1989. 58 с.

7. Конструирование приборов: В 2 кн.: Пер. с нем. / М.Бауэршмидт, Э.Бергер, М.Витте и др.; Под ред. В.Краузе, О.Ф.Тищенко. М.: Машиностроение, 1987. Кн. 1. 384 с.

8. Красковский Е.Д., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование приборов и вычислительных систем: Учеб. пособие для приборостроит. вузов / Под ред. Ю.А.Дружинина. 2-е изд. М.: Высш. шк., 1991. 480 с.

9. Мягков В.Д. Краткий справочник конструктора. Л.: Машиностроение. 1975. 816 с.

10. Основные термины в области метрологии: Словарь-справочник / Юдин М.В., Селиванов М.Н., Тищенко О.Ф. и др.; Под ред. Ю.В.Тарбеева. М.: Изд-во стандартов, 1989. 113 с.

11. Пименов А.И. Погрешности деталей механизмов РЭА. М.: Сов. радио, 1975. 96 с.

12. Плотников В.С., Варфоломеев Д.И., Пустовалов В.Е. Расчет и конструирование оптико-механических приборов: Учебник для техникумов. М.: Машиностроение, 1983. 256 с.

13. Рощин Г.И. Несущие конструкции и механизм РЭА. М.: Высш. шк., 1981. 375 с.

14. Справочник конструктора оптико-механических приборов / Панов В.А., Кругер М.Я., Кулагин В.В. и др.; Под общ. ред. Д.Ю.Панова. Л.: Машиностроение, 1980. 742 с.

15. Справочник конструктора точного приборостроения /Г.А.Веркович, Е.Н.Головенкин, В.А.Голубков и др.; Под общ. ред. К.Н.Явленского, Б.Ф.Тимофеева, Е.Е.Чаадаевой. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. 792 с.

16. Тищенко О.Ф., Валединский А.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1977. 358 с.

17. Чурабо Д.Д. Детали и узлы приборов. Конструирование и расчет: Справ. пособие. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3
I. Обеспечение взаимозаменяемости деталей, узлов и приборов. Стандарты единой системы допусков и посадок 4
2. Расчет размеров деталей и соединений 22
2.I. Построение полей допусков 22
2.2. Расчет предельных размеров деталей и соединений. Метод максимума-минимума 23
2.3. Вероятностный расчет точности размеров и посадок 25
3. Рекомендации по выбору точностных параметров деталей и соединений приборных устройств 32
3.I. Условия, определяющие выбор системы посадок 33
3.2. Рекомендации по выбору квалитета для деталей и соединений 33
3.3. Характеристика посадок и примеры их применения 35
4. Посадки подшипников качения и методика их выбора 45
5. Особенности выбора полей допусков для оптических деталей и узлов 50
6. Расчет и выбор посадок с учетом температурных деформаций соединяемых деталей 54
7. Назначение параметров шероховатости поверхностей деталей и соединений 57
8. Рекомендации по назначению допусков формы и расположения поверхностей 64
9. Методы обеспечения необходимой точности деталей и узлов приборов в процессе проектирования 7I
9.I. Расчет параметрических цепей 72
9.2. Расчет размерных цепей методом максимума-минимума и вероятностным методом 79
9.3. Методы неполной взаимозаменяемости 9I
Литература I00

Редакция заказной литературы

Юрий Алексеевич Кокорев

Способы расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов

Заведующая редакцией Н.Г.Ковалевская
Редактор Ю.Н.Хлебинский
Корректор О.В.Калашникова

Подписано в печать 25.05.92. Формат 60x84/I6. Бумага тип. № 2.
Печ.л. 6,5. Усл.печ.л. 6,05. Уч.-изд.л. 6,03. Тираж 500 экз.
Изд. № I06. Заказ 606 С 164

Издательство МГТУ, типография МГТУ.
I07005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.