

ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатационные показатели механизмов и машин (долговечность, надежность, точность и т. д.) в значительной мере зависят от правильности выбора посадок, допусков формы и расположения, шероховатости поверхностей у отдельных деталей. В собранном изделии детали связаны друг с другом, и отклонения размеров, формы и расположения осей или поверхностей одной из деталей вызывают отклонения других. Сумма этих отклонений приводит к повышенному и неравномерному изнашиванию деталей, снижает точность работы подвижных соединений, вызывает интенсивный износ, очаги задиров, неравномерное распределение напряжений в неподвижных сопряжениях.

Для повышения технического уровня и качества продукции, роста производительности труда, экономии трудовых и материальных ресурсов необходимо во всех отраслях народного хозяйства развивать и совершенствовать системы стандартизации на основе внедрения достижений науки, техники и практического опыта.

Следует усилить действенное и активное влияние стандартов на выпуск продукции, соответствующей по своим технико-экономическим показателям высшему мировому уровню. В этих целях в широких масштабах вводится государственная приемка продукции.

В настоящее время, когда для производства одной машины необходима кооперация между сотнями предприятий различных отраслей промышленности, вопросы качества продукции невозможно решить без расширения работ по совершенствованию системы взаимозаменяемости, метрологического обеспечения, улучшения методов и средств контроля продукции.

Поэтому подготовка современного инженера включает освоение широкого круга вопросов, часть которых связана с метрологией, стандартизацией и сертификацией.

В соответствии с квалификационной характеристикой инженер в области сельского хозяйства **должен знать**: основные положения, понятия и определения в области метрологии, стандартизации и сертификации; государственную систему стандартизации и ее роль в ускорении научно-технического прогресса, интенсификации производства, повышении качества сельскохозяйственной техники и экономической эффективности ее использования; основные вопросы теории взаимозаменяемости и технических измерений, правила обозначения норм точности в конструкторской и технологической документации; мето-

дики расчета и выбора стандартных посадок типовых соединений деталей машин, а также **уметь** практически выбирать точностные параметры по таблицам Единой системы допусков и посадок, определять точностные показатели, используя современные методы расчета, обозначать нормы точности в сборочных и рабочих чертежах деталей, выбирать измерительные средства и пользоваться ими.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В Республике Беларусь действует Единая система допусков и посадок (ЕСДП), разработанная в соответствии с рекомендациями Международной организации по стандартизации (ИСО).

Гладкие цилиндрические соединения по назначению можно подразделить на три типа:

- подвижные со свободным взаимным перемещением деталей, обеспечиваемым гарантированным зазором;

- неподвижные, в процессе работы которых отверстие и вал относительно не перемещаются, что обеспечивается гарантированным натягом или применением еще и дополнительных деталей (шпонок, стопорных винтов и т. д.);

- переходные, в которых центрирование деталей обеспечивается наличием небольших зазоров или натягов, а взаимные перемещения предотвращаются применением дополнительных деталей.

В соответствии с этим необходимо иметь посадки с гарантированным зазором, гарантированным натягом и переходные. Чтобы обеспечить минимально необходимое число посадок в соответствии с эксплуатационными требованиями, разрабатываются системы допусков и посадок.

Системой допусков и посадок называется закономерно построенная совокупность допусков и посадок, оформленная в виде стандартов. Использование стандартных допусков и посадок обеспечивает взаимозаменяемость деталей и делает возможной стандартизацию режущего и измерительного инструмента.

Основные определения допусков и посадок для элементов деталей и их соединений, имеющих гладкие цилиндрические или плоские параллельные поверхности, содержатся в ГОСТ 25346-2013 и ГОСТ 25347-2013. Стандарт регламентирует термины и определения, вносящие строгую однозначность в описание элементов.

1.1. Термины и определения по ГОСТ 25346-2013

и ГОСТ 25347-2013

Внутренние цилиндрические поверхности, а также внутренние поверхности с параллельными плоскостями (отверстия в ступицах, шпоночные пазы, диаметр внутреннего кольца подшипника качения и пр.) являются охватываемыми и условно называются *отверстиями*. Диаметр данных размеров обозначается прописной буквой латинского алфавита D .

Наружные поверхности, а также наружные поверхности с параллельными плоскостями (диаметр валов, боковые грани шпонок, диаметр наружного кольца подшипника качения и пр.) являются охватываемыми и условно называются *валами* и обозначаются строчной буквой латинского алфавита d .

Размер – числовое значение линейной величины в выбранных единицах измерения.

Номинальный размер (D_n, d_n) – размер геометрического элемента идеальной формы, определенной чертежом.

Относительно номинального размера определяются предельные размеры. Номинальный размер, общий для отверстия и вала, образующих соединение, называется номинальным размером соединения.

Номинальный размер определяется на стадии разработки изделия исходя из функционального назначения деталей путем выполнения кинематических, динамических и прочностных расчетов с учетом конструктивных, технологических и других условий. Полученный таким образом номинальный размер должен быть округлен обычно в большую сторону до значений, установленных по ГОСТ 6636-69 и распространенных на базе рядов предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-84.

Действительный размер (D_r, d_r) – размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Погрешность измерения, а следовательно, и выбор измерительных средств необходимо согласовывать с точностью, которая требуется для данного размера.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер. Большой из двух предельных размеров называют **наибольшим предельным размером** (D_{\max}, d_{\max}), а меньший – **наименьшим предельным размером** (D_{\min}, d_{\min}).

Отклонением называют алгебраическую разность между размерами (действительным, предельным) и соответствующим номинальным размером. Отклонение отверстий обозначают буквой E , валов – e .

Действительное отклонение (E_r, e_r) равно алгебраической разности

сти действительного и номинального размеров (мм) и определяется по формуле

$$E_r = D_r - D_n; e_r = d_r - d_n. \quad (1.1)$$

Предельное отклонение равно алгебраической разности предельного и номинального размеров. Различают верхнее, нижнее и среднее отклонение.

Верхнее отклонение (ES, es) равно алгебраической разности наибольшего предельного и номинального размеров (мм) и определяется по формуле

$$ES = D_{\max} - D_n; es = d_{\max} - d_n. \quad (1.2)$$

Нижнее отклонение (EI, ei) равно алгебраической разности наименьшего предельного и номинального размеров (мм) и определяется по формуле

$$EI = D_{\min} - D_n; ei = d_{\min} - d_n. \quad (1.3)$$

Среднее отклонение (E_m, e_m) равно полусумме верхнего и нижнего отклонений (мм) и определяется по формуле

$$E_m = 0,5 \cdot (ES + EI); e_m = 0,5 \cdot (es + ei). \quad (1.4)$$

Примечание. Отклонения являются алгебраическими величинами и могут быть положительными, если предельный или действительный размер больше номинального, отрицательными, если предельный или действительный размер меньше номинального, и равны нулю при равенстве указанных размеров. Поэтому всегда следует учитывать знак отклонения, и в формулах (1.1)–(1.4) не допускается перестановка вычитаемых. В справочной информации, как правило, отклонения указаны в микрометрах, а на чертежах их следует давать в миллиметрах.

Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии (линии номинального размера). В данной системе допусков и посадок основным является отклонение, ближайшее к нулевой линии. Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита ($A...ZC$), валов – строчными ($a...zc$).

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру,

от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные – вниз.

Допуск (T – общее обозначение, T_D – обозначение отверстия, T_d – обозначение вала) равен разности между наибольшим и наименьшим предельными размерами или представляет собой алгебраическую разность между верхним и нижним отклонениями (мм):

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI; T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei. \quad (1.5)$$

Стандартный допуск (IT) – любой из допусков, устанавливаемых данной системой допусков и посадок. В дальнейшем под термином «допуск» понимается «стандартный допуск».

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

В ЕСДП предусмотрено по 27 вариантов основных отклонений отверстий и валов. Каждому из основных отклонений на рис. 1.1 соответствует определенный уровень относительно нулевой линии, от которого начинается поле допуска. Штриховкой показано направление допуска, а второе предельное отклонение не указано, так как оно зависит от поля допуска.

Основные отклонения стандартизованы, как правило, независимо от допусков, а их численные значения установлены в зависимости от интервалов номинальных размеров.

Одинаковые наборы основных отклонений валов и отверстий обеспечивают равные возможности образования полей допусков валов и отверстий. Отметим, что на рис. 1.1 указан полный набор основных отклонений, который характеризует потенциальные возможности системы.

Квалитет (степень точности) – совокупность допусков, соответствующих одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Для каждого квалитета существует закономерно построенный ряд полей допусков, в котором разные по величине размеры (в одном интервале номинальных размеров) имеют одну и ту же относительную точность, определяемую **единицами допуска** (i, I).

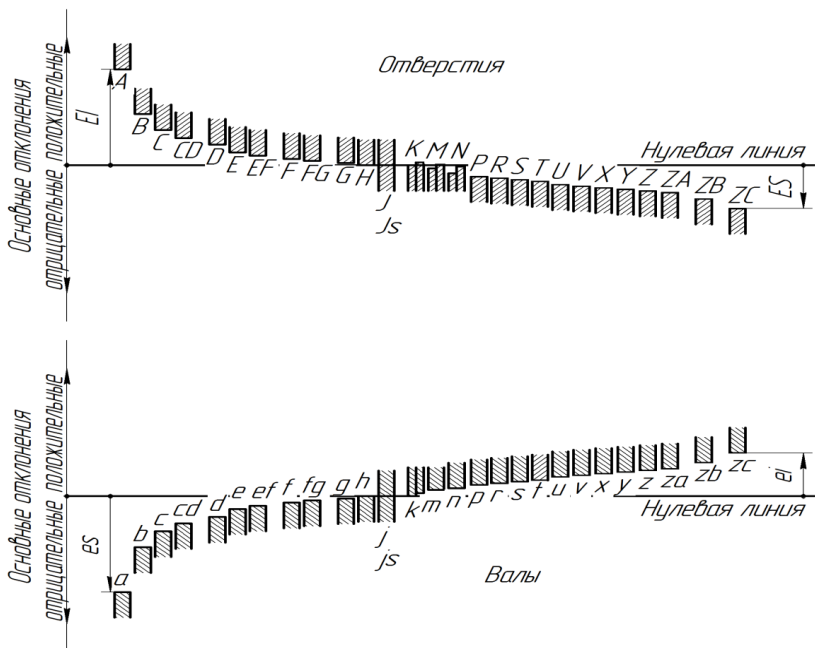


Рис. 1.1. Схема расположения и обозначения основных отклонений

Допуски деталей одинаковой точности характеризуются постоянным коэффициентом k , который называется **числом единиц допуска** (k).

Единица допуска (i, I) – множитель в формулах допусков, являющийся функцией номинального размера и служащий для определения числового значения допуска (мкм):

– для размеров до 500 мм

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

– для размеров свыше 500 до 10 000 мм

$$I = 0,004 \cdot D_m + 2,1, \quad (1.7)$$

где D_m – средний геометрический диаметр интервала, мм.

Средний геометрический диаметр интервала (D_m , мм) определяется по формуле

$$D_m = \sqrt{D_{\max} \cdot D_{\min}} = \sqrt{d_{\max} \cdot d_{\min}}. \quad (1.8)$$

Стандартом ГОСТ 25346-2013 установлены допуски и посадки для диаметров до 3 150 мм. При этом размеры, охватываемые ЕСДП, разбиты на следующие диапазоны: менее 1 мм; от 1 до 500; свыше 500 до 3 150 мм, что позволяет учесть особенности достижения заданной точности различных размеров при изготовлении.

Наиболее широко используемым диапазоном является диапазон размеров от 1 до 500 мм, так как абсолютное большинство соединений в автотракторной технике, применяемой в АПК, имеет размеры до 500 мм.

Для данного диапазона размеров по ГОСТ 25346-2013 установлены 13 основных интервалов номинальных размеров (табл. 1.1) и формулы для расчетов допусков качеств (табл. 1.2).

Таблица 1.1. Интервалы номинальных размеров от 1 до 500 мм

Основной интервал		Промежуточный интервал		Основной интервал		Промежуточный интервал	
Св.	До	Св.	До	Св.	До	Св.	До
–	3	–	–	80	120	80	100
						100	120
3	6	–	–	120	180	120	140
						140	160
						160	180
6	10	–	–	180	250	180	200
						200	225
						225	250
10	18	10	14	250	315	250	280
		14	18			280	315
18	30	18	24	315	400	315	355
		24	30			355	400
30	50	30	40	400	500	400	450
		40	50			450	500
50	80	50	65				
		65	80				

В ЕСДП предусмотрено 20 качеств для удовлетворения потребностей промышленности. Качество определяет величину допуска на изготовление изделия, а следовательно, предопределяет методы и

средства изготовления деталей машин. Квалитеты обозначаются порядковыми номерами, возрастающими с увеличением допуска: 01; 0; 1; 2...18. Вследствие этого допуск обозначается совместно с номером квалитета в виде *IT*01; *IT*0; *IT*1...*IT*18.

Квалитеты включают допуски, назначаемые на соединяемые и несоединяемые размеры, допуски калибров. Строгого разграничения областей применения различных квалитетов нет, но преимущественно используют квалитеты:

- для концевых мер длины – *IT*01; *IT*0; *IT*1;
- для калибров и особо точных изделий – *IT*1...*IT*5;
- для соединяемых размеров – *IT*6...*IT*12;
- для несоединяемых размеров – *IT*13...*IT*18.

Каждый квалитет может быть достигнут различными способами обработки, но обычно назначают технологические процессы, при которых себестоимость изготовления наименьшая. В машиностроении для окончательной обработки наиболее распространены квалитеты *IT*6 и *IT*7.

Таблица 1.2. Формулы для расчета допусков от 1 до 500 мм

Квалитет																			
01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска <i>k</i>																			
–	–	–	2,7	3,7	5	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1 000	1 600	2 500
Формулы для определения допуска для номинальных размеров, мкм																			
$IT = 0,3 + 0,008 \cdot D_m$	$IT = 0,5 + 0,012 \cdot D_m$	$IT = 0,8 + 0,020 \cdot D_m$	$IT = k \cdot i$																

Методы обработки, обеспечивающие получение различных квалитетов при средней экономической точности, приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3. Методы обработки, обеспечивающие получение различных квалитетов при средней экономической точности

Квалитеты		Методы обработки (в скобках указаны возможные пределы колебания достижимых квалитетов)
вала	отверстия	
1	2	3
4...5	5...6	Шлифование круглое, тонкое; полирование тонкое; притирка тонкая; хонингование цилиндров (6, 7); суперфиниширование; анодно-механическое шлифование притирочное (5, 6)

1	2	3
6...7	7...8	Обтачивание или растачивание тонкое (алмазное), чистовое (6...9); развертывание чистовое, тонкое (6, 7); протягивание чистовое, отделочное; шлифование круглое чистовое; шлифование плоское чистовое, тонкое; прошивание чистовое (7, 8); полирование обычное; хонингование плоскостей; анодно-механическое шлифование черновое (6...9), чистовое; электрополирование декоративное (6...9); электромеханическое точение обычное (6...9), чистовое; электромеханическое сглаживание
8...9	9	Строгание тонкое; фрезерование тонкое; обтачивание поперечной подачей тонкое (8...11); развертывание получистовое (9, 10, для чугуна 8); протягивание получистовое; шабрение тонкое; слесарная опиловка (9...11); шлифование круглое получистовое (8...11); калибрование отверстий шариком или оправкой после сверления
10	10	Зенкерование чистовое (10, 11) (см. также методы обработки для 9-го квалитета – возможные пределы колебания квалитетов)
11	11	Строгание чистовое (11...13); фрезерование скоростное чистовое (11...13); обтачивание поперечной передачей чистовое (11...13); обтачивание скоростное; подрезка торцов (11...13); сверление по кондуктору (11...13); шабрение грубое; литье по выплавляемым моделям – мелкие детали из черных металлов (11...13)
12	13	Строгание черновое (12...14); долбление чистовое; фрезерование черновое (12...14); фрезерование скоростное (12...14); обтачивание продольной подачей получистовое (12...14); сверление без кондуктора (12...14); рассверливание (12...14); зенкерование черновое; растачивание получистовое (12...14); литье в оболочковые формы – детали из черных металлов (12...14)
14...17		Строгание черновое (12...14); долбление чистовое; фрезерование черновое (12...14); фрезерование скоростное (12...14); обтачивание продольной подачей получистовое (12...14); сверление без кондуктора (12...14); рассверливание (12...14); зенкерование черновое; растачивание получистовое (12...14); литье в оболочковые формы – детали из черных металлов (12...14)

Согласно данным табл. 1.1 и 1.2 числовые значения допусков для интервалов номинальных размеров от 1 до 500 мм приведены в табл. 1.4 с учетом установленных 20 квалитетов и правил округлений (ГОСТ 25346-2013).

Для размеров от 1 до 500 мм согласно ГОСТ 25347-2013 установлено 79 полей допусков валов (табл. 1.5) и 70 полей допусков отверстий (табл. 1.6) общего применения.

Из указанного числа полей допусков выделены предпочтительные поля допусков – 16 валов и 10 отверстий (в табл. 1.5 и 1.6 заключены в утолщенные рамки).

Таблица 1.4. Числовые значения допусков размеров от 1 до 500 мм

Размеры, мм		Квалитет																			
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Св.	До	мкм											мм								
–	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70

Таблица 1.5. Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Квалитет	Основные отклонения																					
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	
01								<i>h01*</i>	<i>js01*</i>													
0								<i>h0*</i>	<i>js0*</i>													
1								<i>h1*</i>	<i>js1*</i>													
2								<i>h2*</i>	<i>js2*</i>													
3								<i>h3*</i>	<i>js3*</i>													
4							<i>g4</i>	<i>h4</i>	<i>js4</i>	<i>k4</i>	<i>m4</i>	<i>n4</i>										
5							<i>g5</i>	<i>h5</i>	<i>js5</i>	<i>k5</i>	<i>m5</i>	<i>n5</i>	<i>p5</i>	<i>r5</i>	<i>s5</i>							
6						<i>f6</i>	<i>g6</i>	<i>h6</i>	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>						
7					<i>e7</i>	<i>f7</i>		<i>h7</i>	<i>js7</i>	<i>k7</i>	<i>m7</i>	<i>n7</i>		<i>s7</i>		<i>u7</i>						
8			<i>c8</i>	<i>d8</i>	<i>e8</i>	<i>f8</i>		<i>h8</i>	<i>js8*</i>							<i>u8</i>	<i>x8</i>		<i>z8</i>			
9				<i>d9</i>	<i>e9</i>	<i>f9</i>		<i>h9</i>	<i>js9*</i>													
10				<i>d10</i>				<i>h10</i>	<i>js10*</i>													
11	<i>a11</i>	<i>b11</i>	<i>c11</i>	<i>d11</i>				<i>h11</i>	<i>js11*</i>													
12		<i>b12</i>						<i>h12</i>	<i>js12*</i>													
13								<i>h13*</i>	<i>js13*</i>													
14								<i>h14*</i>	<i>js14*</i>													
15								<i>h15*</i>	<i>js15*</i>													
16								<i>h16*</i>	<i>js16*</i>													
17								<i>h17*</i>	<i>js17*</i>													
18								<i>h18*</i>	<i>js18*</i>													

*Поля допусков, не предназначенные для посадок.

Таблица 1.6. Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Квалитет	Основные отклонения																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
01								H01*	JS01*												
0								H0*	JS0*												
1								H1*	JS1*												
2								H2*	JS2*												
3								H3*	JS3*												
4								H4*	JS4*												
5							G5	H5	JS5	K5	M5	N5									
6							G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6								
7						F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7					
8				D8	E8	F8		H8	JS8	K8	M8	N8					U8				
9				D9	E9	F9		H9	JS9*												
10				D10				H10	JS10*												
11	A11	B11	C11	D11				H11	JS11*												
12		B12						H12	JS12*												
13								H13*	JS13*												
14								H14*	JS14*												
15								H15*	JS15*												
16								H16*	JS16*												
17								H17*	JS17*												
18								H18*	JS18*												

*Поля допусков, не предназначенные для посадок.

Посадка – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки. Стандартами установлены две равноправные системы посадок: система отверстия и система вала.

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 1.2). Основное отверстие имеет нижнее отклонение, равное нулю.

Посадки в системе вала – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 1.3). Основной вал имеет верхнее отклонение, равное нулю.

По экономическим соображениям посадки следует назначать главным образом в системе отверстия и реже в системе вала. Это обусловлено значительно меньшей номенклатурой инструментов для обработки. Различные валы в системе отверстия могут обрабатываться резцом, тогда как для получения в системе вала разнообразных посадок при определенном размере сопряжения требуется большое количество мерного инструмента для обработки различных отверстий (сверл, зенкеров, разверток, протяжек).

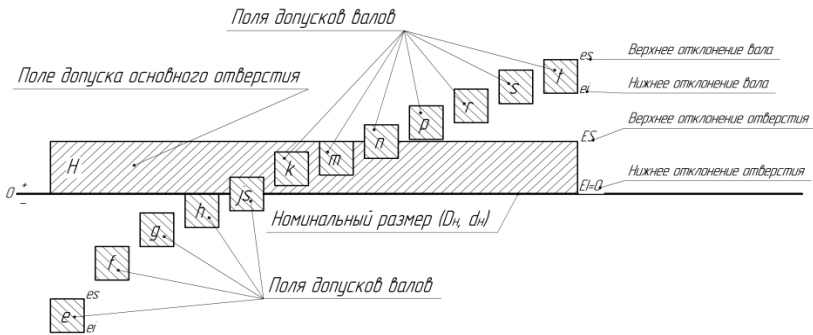


Рис. 1.2. Расположение полей допусков для посадок в системе отверстия

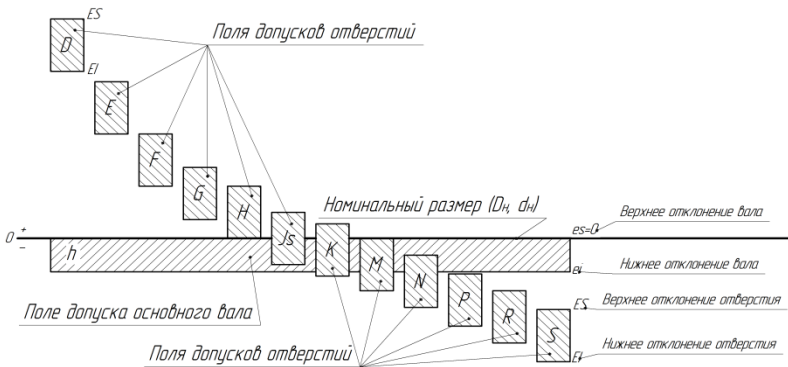


Рис. 1.3. Расположение полей допусков для посадок в системе вала

Номинальный размер посадки (D_n, d_n) – номинальный размер, общий для отверстия и вала, составляющих соединение.

Зазор (S) – положительная разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг (N) – положительная разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Примечание. Натяг можно определять как отрицательную разность между размерами отверстия и вала.

Допуск посадки ($T_{S(N)}$) – сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение (мм):

$$T_{S(N)} = T_D + T_d. \quad (1.9)$$

Посадка с зазором – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении (наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему).

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (см. рис. 1.2 посадки H/e , H/f , H/g , H/h ; рис. 1.3 посадки D/h , E/h , F/h , G/h , H/h).

Посадки с зазором характеризуются предельными зазорами – наибольшим и наименьшим.

Наибольший зазор (S_{\max}) – разность наибольшего предельного размера отверстия и наименьшего предельного размера вала или алгебраическая разность между верхним отклонением отверстия и нижним отклонением вала (мм):

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei. \quad (1.10)$$

Наименьший зазор (S_{\min}) – разность наименьшего предельного размера отверстия и наибольшего предельного размера вала или алгебраическая разность между нижним отклонением отверстия и верхним отклонением вала (мм):

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es. \quad (1.11)$$

Посадка с натягом – посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении (наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему).

При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (см. рис. 1.2 посадки H/p , H/r , H/s , H/t ; рис. 1.3 посадки P/h , R/h , S/h).

Посадки с натягом характеризуются предельными натягами.

Наибольший натяг (N_{\max}) – разность наибольшего предельного размера вала и наименьшего предельного размера отверстия или алгебраическая разность между верхним отклонением вала и нижним отклонением отверстия (мм):

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI. \quad (1.12)$$

Наименьший натяг (N_{\min}) – разность наименьшего предельного размера вала и наибольшего предельного размера отверстия или алгебраическая разность между нижним отклонением вала и верхним отклонением отверстия (мм):

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES. \quad (1.13)$$

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении в зависимости от действительных размеров отверстия и вала.

При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично (см. рис. 1.2 посадки H/js , H/k , H/m , H/n ; рис. 1.3 посадки Js/h , K/h , M/h , N/h).

Переходные посадки характеризуются наибольшими зазорами и наибольшими натягами.

В ЕСДП установлены 69 посадок общего применения в системе отверстия для размеров от 1 до 500 мм (табл. 1.7). Из посадок общего применения выделены предпочтительные 17 посадок в системе отверстия.

Предпочтительные посадки, образованные из предпочтительных полей допусков, следует применять в первую очередь.

В системе отверстия установлено несколько посадок с более точными полями допусков отверстий ($H7/c8$ и др.). Это объясняется необходимостью получения посадок с увеличенными зазорами.

Кроме посадок, рекомендуемых к применению и дополнительно установленных, для всех диапазонов размеров в технически обоснованных случаях допускаются и другие посадки, образованные полями допусков, содержащихся в ГОСТ 25347-2013. При этом, по возможности, посадки должны относиться к системе отверстия или системе вала, при неодинаковых допусках больший допуск назначают для отверстия, а допуск вала не должен быть грубее допуска отверстия более чем на два качества.

1.2. Применение посадок с зазором

Характер и условия работы подвижных соединений отличаются разнообразием. Например, соединения «поршень – гильза», «шейка коленчатого вала – вкладыш», «поршневой палец – втулка верхней головки шатуна» одного и того же двигателя отличаются друг от друга характером взаимного перемещения деталей, температурным режимом, действующими нагрузками и т. д. Поэтому использовать единую методику расчета зазоров подвижных соединений для конкретного случая практически невозможно.

Для соединений каждого типа существует своя методика расчета зазоров. Так как подбирать специальную методику в большинстве слу-

чаев нецелесообразно, часто используют установленные практическим опытом примерные области применения рекомендуемых посадок.

Посадки группы H/h отличаются тем, что минимальный зазор в них равен нулю. Они применяются для пар с высокими требованиями к центрированию отверстия и вала, если взаимное перемещение вала и отверстия предусматривается при регулировании, а также при малых скоростях и нагрузках.

Посадку $H5/h4$ назначают для соединений с высокими требованиями к точности центрирования и направлению, в которых допускается проворачивание и продольное перемещение деталей при регулировании. Эти посадки используют вместо переходных (в том числе для сменных частей). Для вращающихся деталей их применяют только при малых нагрузках и частотах вращения.

Посадку $H6/h5$ назначают при высоких требованиях к точности центрирования (например, пиноли задней бабки токарного станка, измерительных зубчатых колес при их установке на шпиндели зубоизмерительных приборов).

Посадку $H7/h6$ (предпочтительная) используют при менее жестких требованиях к точности центрирования (например, сменных зубчатых колес в станках, корпусов под подшипники качения в станках, автомобилях и других машинах).

Посадку $H8/h7$ (предпочтительную) назначают для центрирующих поверхностей, если можно расширить допуски на изготовление при несколько пониженных требованиях к соосности.

ЕСДП допускает применение посадок группы H/h , образованных из полей допусков квалитетов 9...12, для соединений с низкими требованиями к точности центрирования (например, для посадки шкивов зубчатых колес, муфт и других деталей на вал с креплением шпонкой для передачи крутящего момента, при невысоких требованиях к точности механизма в целом и небольших нагрузках).

Посадки группы H/g ($H5/g4$; $H6/g5$ и $H7/g6$ – предпочтительная) имеют наименьший гарантированный зазор из всех посадок с зазорами. Их применяют для точных подвижных соединений, требующих гарантированного, но небольшого зазора для обеспечения точного центрирования, например, золотника в пневматических устройствах, шпинделя в опорах делительной головки, в плунжерных парах и т. п.

Из всех подвижных посадок наиболее распространены посадки группы H/f ($H7/f7$ – предпочтительная, $H8/f8$ и т. п., образованные из полей допусков квалитетов 6, 8 и 9). Например, посадку $H7/f7$ применяют в подшипниках скольжения электродвигателей малой и средней

мощности, поршневых компрессорах, в коробках скоростей станков, центробежных насосах, в двигателях внутреннего сгорания и др.

Посадки группы *H/e* (*H7/e8*, *H8/e8* – предпочтительная, *H7/e7* и посадки, подобные им, образованные из полей допусков квалитетов 8 и 9) обеспечивают легкоподвижное соединение при жидкостном трении. Их применяют для быстровращающихся валов больших машин. Например, первые две посадки применяют для валов турбогенераторов и электродвигателей, работающих с большими нагрузками. Посадки *H9/e9* и *H8/e8* применяют для крупных подшипников в тяжелом машиностроении, свободно вращающихся на валах зубчатых колес, и для других деталей, включаемых муфтами сцепления, для центрирования крышек цилиндров.

Посадки группы *H/d* (*H8/d9*, *H9/d9* – предпочтительная и подобные им посадки, образованные из полей допусков квалитетов 7, 10 и 11) применяют сравнительно редко. Например, посадка *H7/d8* используется при высокой частоте вращения и относительно малом давлении в крупных подшипниках, а также в сопряжении «поршень – цилиндр» в компрессорах, а посадка *H9/d9* – при невысокой точности механизмов.

Посадки группы *H/c* (*H7/c8* и *H8/c9*) характеризуются значительными гарантированными зазорами, и их применяют для соединений с невысокими требованиями к точности центрирования. Наиболее часто эти посадки назначают для подшипников скольжения (с различными температурными коэффициентами линейного расширения вала и втулки), работающих при повышенных температурах (в паровых турбинах, двигателях, турбокомпрессорах, других машинах, в которых при работе зазоры значительно уменьшаются вследствие того, что вал нагревается и расширяется больше, чем вкладыш подшипника).

1.3. Применение переходных посадок

Переходные посадки групп *H/js*, *H/k*, *H/m*, *H/n* применяются для неподвижных разъемных соединений, в которых требуется обеспечить центрирование сменных деталей или (при необходимости) перемещение их друг относительно друга. Посадки характеризуются возможностью появления в сопряжении как зазоров, так и натягов. Неподвижность соединения достигается дополнительным креплением с помощью шпонок, штифтов и других видов креплений.

Переходные посадки предусмотрены только в квалитетах 4...8, причем точность вала в них должна быть на один квалитет выше точности отверстия.

В переходных посадках наибольший натяг получается при сочетании наибольшего предельного размера вала (d_{\max}) и наименьшего предельного размера отверстия (D_{\min}), а наибольший зазор – при сочетании наибольшего предельного размера отверстия (D_{\max}) и наименьшего предельного размера вала (d_{\min}).

Примерное соотношение натягов и зазоров в различных переходных посадках представлено в табл. 1.8.

Таблица 1.8. Соотношение зазоров и натягов в переходных посадках

Вид соединения	Соотношение зазоров и натягов при посадках, %			
	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{js6}$
С натягом	99	80	37	1
С зазором	1	20	63	99

При посадке $H7/k6$ (табл. 1.8) большая часть сопряжений будет иметь натяги и зазоры, близкие к нулю. Поэтому для центрирования деталей наибольшее распространение получила именно эта посадка.

Посадку $H7/n6$ рекомендуется применять в тех случаях, если кроме центрирования натяг необходим для предотвращения осевых перемещений.

При частой разборке и сборке соединения чаще всего рекомендуется посадка $H7/js6$.

1.4. Применение посадок с натягом

Посадки с гарантированным натягом применяют для получения неподвижных неразъемных соединений, причем относительная неподвижность сопрягаемых деталей обеспечивается благодаря упругим деформациям, возникающим при соединении вала с отверстием. При этом предельные размеры вала больше предельных размеров отверстия.

В некоторых случаях для повышения надежности соединения дополнительно используют штифты или другие средства крепления, при этом крутящий момент передается штифтом, а натяг удерживает деталь от осевых перемещений.

Благодаря надежности и простоте конструкции и сборки узлов, включающих в себя соединения с натягом, применяются во всех отраслях машиностроения (например, при сборке оси с колесом для железнодорожного транспорта, втулок с валами, ступицы червячного колеса с венцом и т. д.).

Выбор способа получения соединения (под прессом, с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали и т. д.) определяется конструкцией деталей, их размерами, требуемым натягом и другими факторами.

Надежность посадок с натягом зависит от многих факторов: механических свойств материалов соединяемых поверхностей, шероховатости и геометрии поверхностей, конструктивных факторов, величины натяга, метода сборки и т. д. Одна часть этих факторов учитывается при расчете посадки с натягом, а другую часть учесть в расчетах трудно или невозможно, поэтому в ответственных случаях выбранную в соответствии с расчетом посадку рекомендуется проверять экспериментально.

Частота применяемости предпочтительных посадок с натягом соответствует порядку увеличения гарантированного натяга.

Для соединений тонкостенных деталей, а также деталей со стенками большей толщины, испытывающих небольшие нагрузки, предпочтительной будет посадка $H7/p6$.

Для соединений кондукторных втулок с корпусом кондуктора, запорных втулок с дополнительным креплением предпочтительными будут посадки $H7/r6$, $H7/s6$.

Посадка $H7/u7$ применяется для таких соединений, как втулки подшипников скольжения в тяжелом машиностроении, венцы червячных колес, маховики.

Посадки, характеризуемые самыми большими величинами гарантированного натяга ($H8/x8$, $H8/z8$), применяются для тяжело нагруженных соединений, воспринимающих большие крутящие моменты и осевые силы.

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДОК С ЗАГОРОМ

Исходными данными для расчета являются:

- номинальный диаметр соединения (D_n , d_n), м;
- длина соединения (l), м;
- абсолютная вязкость масла (η), Н · с/м²;
- угловая скорость (ω), рад/с;
- удельное давление на опору (g), Н/м²;
- шероховатость поверхности втулки (R_{zD}), мкм;
- шероховатость поверхности вала (R_{zd}), мкм.

Качество, надежность и долговечность работы подвижного соединения зависят от толщины масляного слоя h , на которую, при прочих равных условиях работы соединения, будет влиять зазор S .

Если зазор S будет очень небольшим, то в этом случае величина масляного слоя h также будет маленькой, и по ряду причин работа подвижного соединения будет неустойчивой (разрыв масляного слоя и т. д.). При достаточно большом зазоре S значение масляного слоя h также будет маленьким из-за малой подъемной силы гидродинамического клина. Поэтому сущность расчета посадки заключается в том, чтобы определить интервал зазоров $[S_{\min}] \dots [S_{\max}]$ (рис. 2.1), при котором величина всплытия вала относительно масляного слоя будет не меньше предварительно выбранной допустимо минимальной толщины масляного слоя $[h_{\min}]$.

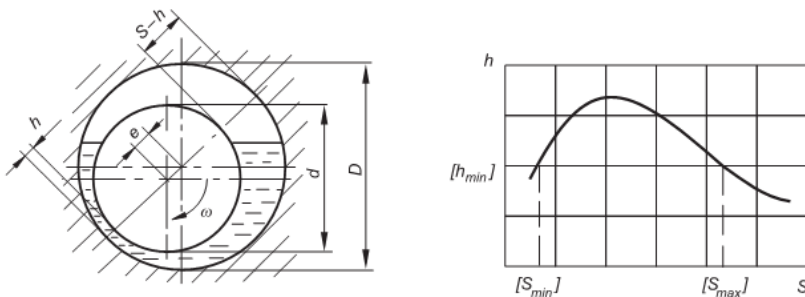


Рис. 2.1. Схема к расчету посадок для подвижного соединения: h – толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения поверхностей вала и подшипника в рабочем состоянии, м; S – зазор между валом и подшипником в состоянии покоя, м; e – эксцентриситет, м

Из гидродинамической теории смазки известно, что соотношение между величинами h и S (рис. 2.1) в подшипниках конечной длины hS , мкм^2 , определяется по формуле

$$hS = \frac{0,52 \cdot d_{\text{н}}^2 \cdot \omega \cdot \eta}{g} \cdot \frac{l}{d_{\text{н}} + l}, \quad (2.1)$$

где h – толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения поверхностей вала и подшипника в рабочем состоянии, м;

S – зазор между валом и подшипником в состоянии покоя, м.

Зная величину произведения hS , определяют величину наивыгоднейшего зазора $S_{\text{наив}}$, мкм, по формуле

$$S_{\text{наив}} = 2 \cdot \sqrt{hS}. \quad (2.2)$$

С учетом наличия шероховатости поверхностей соединяемых деталей находится величина расчетного зазора $S_{\text{расч}}$, мкм:

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наив}} - 1,4 \cdot (R_{zD} + R_{zd}). \quad (2.3)$$

По прил. 1 подбирается посадка, удовлетворяющая следующему условию:

$$S_{\text{ср. ст}} \leq S_{\text{расч}}, \quad (2.4)$$

где $S_{\text{ср. ст}}$ – средний стандартный зазор, мкм.

Средний стандартный зазор $S_{\text{ср. ст}}$, мкм, определяется по формуле

$$S_{\text{ср. ст}} = \frac{S_{\text{max}} + S_{\text{min}}}{2}, \quad (2.5)$$

где S_{max} – наибольший зазор посадки, мкм;

S_{min} – наименьший зазор посадки, мкм.

Выбранную посадку нужно проверить на наличие жидкостного трения. Для этого определяется наименьшая толщина слоя смазки h_{min} , мкм, при наибольшем стандартном зазоре выбранной посадки по формуле

$$h_{\text{min}} = \frac{hS}{S_{\text{max}} + 1,4 \cdot (R_{zD} + R_{zd})}. \quad (2.6)$$

Достаточность слоя смазки, обеспечивающего жидкостное трение при выбранных параметрах принятой посадки, проверяют по формуле

$$h_{\text{min}} \geq (R_{zD} + R_{zd}). \quad (2.7)$$

Если условие выполняется, значит, посадка выбрана правильно.

После этого производится расчет предельных размеров на обработку деталей соединения и параметров принятой посадки.

Вычисляем предельные размеры и допуски на обработку деталей соединения:

Для втулки наибольший предельный размер диаметра D_{\max} , мм, определяется по формуле

$$D_{\max} = D_n + ES, \quad (2.8)$$

где ES – верхнее отклонение размера диаметра отверстия втулки, мм (прил. 3).

Наименьший предельный размер диаметра D_{\min} , мм, определяется по формуле

$$D_{\min} = D_n + EI, \quad (2.9)$$

где EI – нижнее отклонение размера диаметра отверстия втулки, мм (прил. 3).

Допуск размера диаметра T_D , мм, определяется по формуле

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI. \quad (2.10)$$

Для вала наибольший предельный размер диаметра d_{\max} , мм, определяется по формуле

$$d_{\max} = d_n + es, \quad (2.11)$$

где es – верхнее отклонение размера диаметра вала, мм (прил. 4–9).

Наименьший предельный размер диаметра d_{\min} , мм, определяется по формуле

$$d_{\min} = d_n + ei, \quad (2.12)$$

где ei – нижнее отклонение размера диаметра вала, мм (прил. 4–9).

Допуск размера диаметра T_d , мм, определяется по формуле

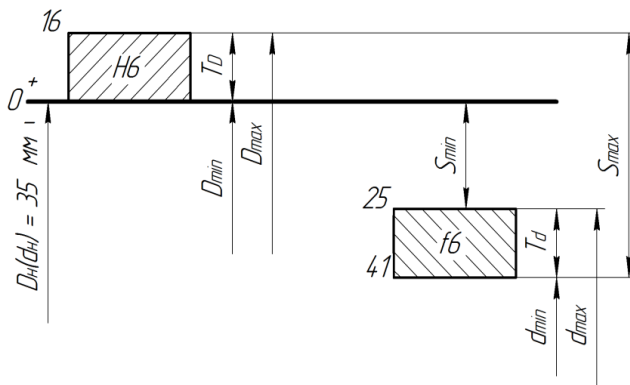
$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei. \quad (2.13)$$

Для заданного номинального размера соединения и принятой посадки для него определяем допуск посадки T_S , мм, по формуле

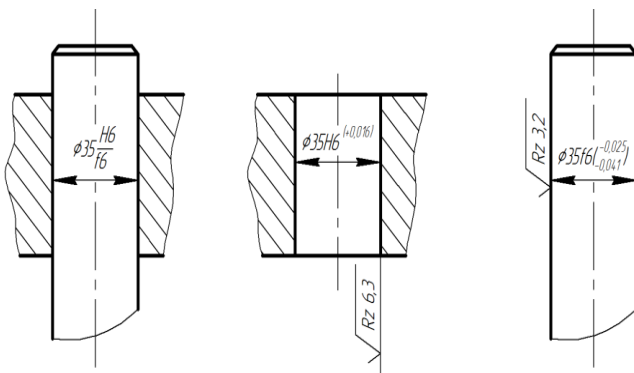
$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d. \quad (2.14)$$

Для графического изображения выбранной посадки для заданного номинального размера в произвольном масштабе необходимо построить сборочный и подетальный эскизы соединяемых деталей с указанием посадки, предельных отклонений деталей и шероховатости поверхностей для соответствующих деталей, а также схему полей допусков соединяемых деталей с указанием характеристик посадки (прил. 13).

Для примера данного графического изображения рассмотрим посадку $H6/f6$ для номинального размера соединения 35 мм (рис. 2.2). Схема изображается в произвольном масштабе.



a



б

Рис. 2.2. Графическое изображение посадки: а – схема расположения полей допусков соединения $\text{Ø}35H6/f6$; б – обозначение посадок и отклонений на чертежах

Номинальному размеру соединения соответствует нулевая линия, которая изображается горизонтально. Вверх от нее откладываются положительные отклонения размера (мкм), вниз – отрицательные.

Также необходимо для измерения действительных размеров деталей соединения выбрать универсальные средства измерения для полученных квалитетов принятой посадки. Выбираем универсальные средства измерения соединяемых деталей, считая, что измерения производим в индивидуальном производстве.

Выбор универсальных измерительных средств производится с учетом метрологических, конструктивных и экономических факторов. При выборе универсальных средств измерения необходимо, чтобы предельная погрешность средств измерения Δlim равнялась или была бы меньше допустимой погрешности измерения δ , т. е. чтобы соблюдалось условие

$$\pm\Delta\text{lim} \leq \delta. \quad (2.15)$$

Допустимая погрешность измерения линейных размеров зависит от номинального размера и допуска на этот размер IT и устанавливается ГОСТ 8.051-81 (прил. 10, 11). Характеристика выбранных средств измерения для деталей соединения записывается в виде табл. 2.1.

Таблица 2.1. Исходные данные и характеристика выбранных средств измерения

Деталь	Величина допуска детали IT , мкм	Допустимая погрешность измерения δ , мкм	Предельная погрешность измерения Δlim , мкм	Наименование средств измерения и их метрологическая характеристика
Отверстие	T_D			
Вал	T_d			

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДОК С НАТЯГОМ

Исходными данными для расчета являются:

- номинальный диаметр соединения (D_n, d_n), м;
- внутренний диаметр вала (d_1), м;
- наружный диаметр втулки (d_2), м;
- длина соединения (l), м;
- материал вала и втулки;
- передаваемый крутящий момент ($M_{кр}$), Н · м;

- коэффициент трения материалов соединяемых деталей (f);
- шероховатость поверхности втулки (R_{zD}), мкм;
- шероховатость поверхности вала (R_{zd}), мкм.

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных (или разбираемых в отдельных случаях при ремонте) соединений деталей. Иногда в таких соединениях используют дополнительное крепление винтами, штифтами, шпонками. Относительная неподвижность деталей обеспечивается силами трения, возникающими на контактирующих поверхностях вследствие их упругой деформации, создаваемой натягом при сборке соединения.

Расчет посадок с натягом выполняется с целью обеспечить прочность соединения и прочность сопрягаемых деталей. Иными словами, к посадкам с натягом предъявляются два основных требования:

- посадка должна гарантировать относительную неподвижность соединяемых деталей при наименьшем действительном натяге N_{\min} , необходимом для восприятия и передачи внешних нагрузок;

- посадка должна обеспечить прочность соединяемых деталей при наибольшем действительном натяге N_{\max} , при котором будут отсутствовать пластические деформации.

В процессе сборки соединения на прочность влияет много факторов. К ним относятся коэффициент трения материалов соединяемых деталей, шероховатость поверхностей соединяемых деталей, скорость запрессовки, наличие масла и т. д. В практических расчетах коэффициент трения выбирается в зависимости от материала соединяемых деталей (табл. 3.1).

Таблица 3.1. Коэффициент трения f для различных материалов соединяемых деталей

Материал соединяемых деталей	Значение f
Сталь – сталь	0,06...0,13
Сталь – чугун	0,07...0,12
Сталь – латунь	0,05...0,10

По крутящему моменту и размерам соединения определяется величина наименьшего удельного давления между поверхностями соединения вала и втулки (рис. 3.1).

Величина наименьшего удельного давления между поверхностями вала и втулки p_{\min} , Н/м², определяется по формуле

$$p_{\min} \geq \frac{2M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d_{\text{н}}^2 \cdot l \cdot f}. \quad (3.1)$$

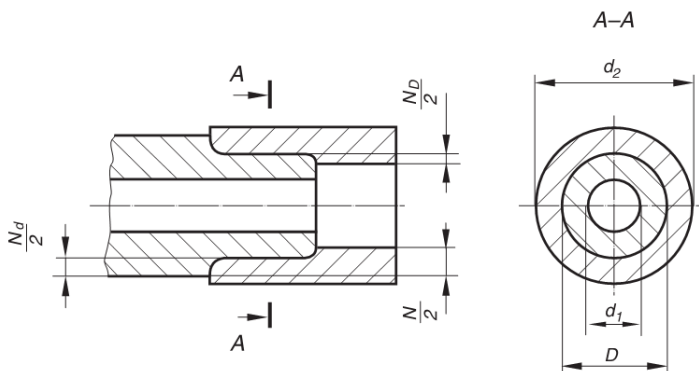


Рис. 3.1. Схема к расчету посадок для неподвижного соединения:
 D – номинальный диаметр; d_2 – наружный диаметр втулки, м; d_1 – внутренний диаметр вала, м; N – натяг в соединении, мкм; N_D – растяжение втулки, мкм; N_d – сжатие вала, мкм

Величина наименьшего допустимого натяга N_{\min} , мкм, определяется по формуле

$$N_{\min} = p_{\min} \cdot d_{\text{н}} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (3.2)$$

где E_D и E_d – модули упругости материала втулки и вала, Н/м² (принимают для углеродистых сталей $E = 2,0 \dots 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м², а для легированных сталей $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м²);
 C_D и C_d – коэффициенты, определяемые по формулам

$$C_D = \frac{1 + (d_{\text{н}}/d_2)^2}{1 - (d_{\text{н}}/d_2)^2} + \mu_D; \quad (3.3)$$

$$C_d = \frac{1 + (d_1/d_{\text{н}})^2}{1 - (d_1/d_{\text{н}})^2} - \mu_d, \quad (3.4)$$

где μ_D и μ_d – коэффициент Пуассона для материала втулки и вала (принимают для стали равным 0,3, а для чугуна и цветных металлов – 0,25).

С учетом наличия шероховатости поверхностей соединяемых деталей величина расчетного натяга $N_{\text{расч}}$, мкм, определяется по формуле

$$N_{\text{расч}} = N_{\text{мин}} + 1,2 \cdot (R_{zD} + R_{zd}). \quad (3.5)$$

По прил. 2 подбирается стандартная посадка, удовлетворяющая следующему условию:

$$N_{\text{мин ст}} \geq N_{\text{расч}}, \quad (3.6)$$

где $N_{\text{мин ст}}$ – минимальный стандартный натяг, мкм.

Находим для принятой посадки наибольшее удельное давление на сопрягаемых поверхностях при максимальном натяге p_{max} , Н/м²:

$$p_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}} - 1,2 \cdot (R_{zD} + R_{zd})}{d_{\text{н}} \cdot \left(\frac{C_D + C_d}{E_D + E_d} \right)}, \quad (3.7)$$

где N_{max} – наибольший натяг посадки, м.

Напряжение на поверхности втулки при наибольшем удельном давлении σ_D , Н/м², определяется по формуле

$$\sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{d_{\text{н}}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{\text{н}}}{d_2} \right)^2} \cdot p_{\text{max}}. \quad (3.8)$$

Напряжение на поверхности вала при наибольшем удельном давлении σ_d , Н/м², определяется по формуле

$$\sigma_d = \frac{2 \cdot p_{\text{max}}}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{\text{н}}} \right)^2}. \quad (3.9)$$

Полученные напряжения на поверхностях отверстия и вала сравнивают с допустимыми напряжениями для материалов втулки и вала (прил. 12) по условию

$$\sigma_D < [\sigma_{TD}]; \quad (3.10)$$

$$\sigma_d < [\sigma_{Td}], \quad (3.11)$$

где $[\sigma_{TD}]$ и $[\sigma_{Td}]$ – допустимое значение текучести соответственно материала втулки и вала.

При соблюдении условий (3.10) и (3.11) определяется усилие R_n , кН, необходимое для запрессовки вала во втулку при максимальном натяге:

$$R_n = \pi \cdot d_n \cdot l \cdot f_n \cdot p_{\max}. \quad (3.12)$$

После этого производится расчет предельных размеров на обработку деталей соединения и параметров принятой посадки.

Вычисляем предельные размеры и допуски на обработку деталей соединения:

Для втулки наибольший предельный размер диаметра D_{\max} , мм, определяется по формуле

$$D_{\max} = D_n + ES, \quad (3.13)$$

где ES – верхнее отклонение размера диаметра отверстия втулки, мм.

Наименьший предельный размер диаметра D_{\min} , мм, определяется по формуле

$$D_{\min} = D_n + EI, \quad (3.14)$$

где EI – нижнее отклонение размера диаметра отверстия втулки, мм.

Допуск размера диаметра T_D , мм, определяется по формуле

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI. \quad (3.15)$$

Для вала наибольший предельный размер диаметра d_{\max} , мм, определяется по формуле

$$d_{\max} = d_n + es, \quad (3.16)$$

где es – верхнее отклонение размера диаметра вала, мм.

Наименьший предельный размер диаметра d_{\min} , мм, определяется по формуле

$$d_{\min} = d_n + ei, \quad (3.17)$$

где ei – нижнее отклонение размера диаметра вала, мм.

Допуск размера диаметра T_d , мм, определяется по формуле

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei. \quad (3.18)$$

Для заданного номинального размера соединения и принятой посадки для него определяем допуск посадки T_S , мм, по формуле

$$T_S = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d. \quad (3.19)$$

Для графического изображения выбранной посадки для заданного номинального размера в произвольном масштабе необходимо построить сборочный и подетальный эскизы соединяемых деталей с указанием посадки, предельных отклонений деталей и шероховатости поверхностей для соответствующих деталей, а также схему полей допусков соединяемых деталей с указанием характеристик посадки (прил. 14).

Для примера данного графического изображения рассмотрим посадку $H8/u8$ для номинального размера соединения 65 мм (рис. 3.2).

Схема изображается в произвольном масштабе. Номинальному размеру соединения соответствует нулевая линия, которая изображается горизонтально. Вверх от нее откладываются положительные отклонения размера (мкм), вниз – отрицательные.

Так же как и при расчете посадок с зазором, для измерения действительных размеров деталей соединения необходимо выбрать универсальные средства измерения для полученных квалитетов принятой посадки. Характеристики выбранных измерительных средств измерения для деталей соединения записываются в виде табл. 3.2.

Таблица 3.2. Исходные данные и характеристика выбранных средств измерения

Деталь	Величина допуска детали IT , мкм	Допустимая погрешность измерения δ , мкм	Предельная погрешность средств измерения Δlim , мкм	Наименование измерительных средств измерений и их метрологическая характеристика
Отверстие	T_D			
Вал	T_d			

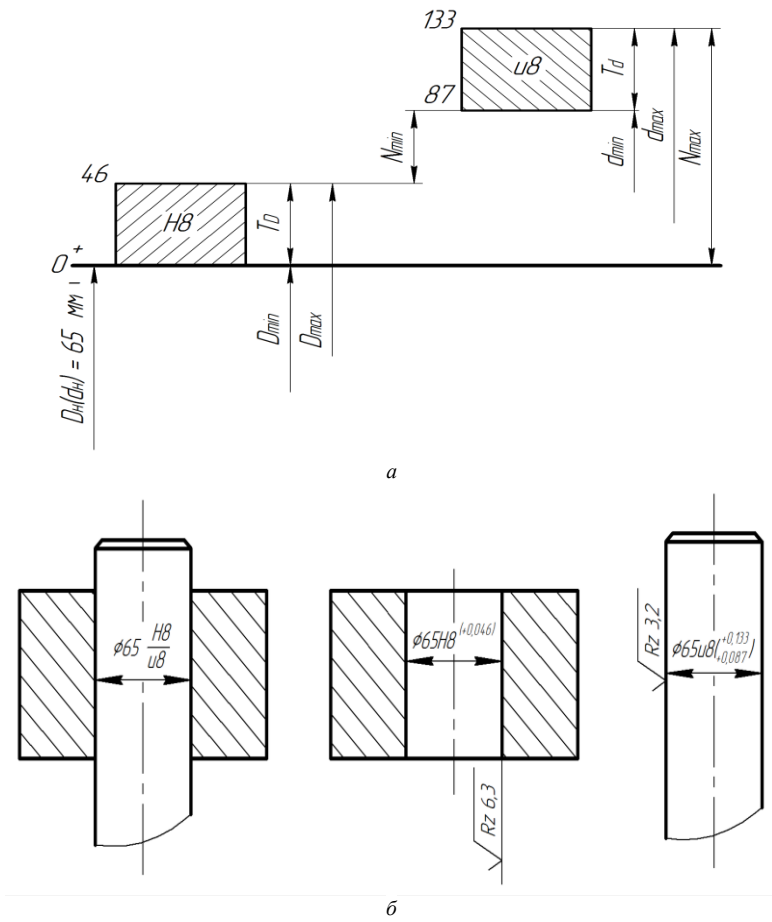


Рис. 3.2. Графическое изображение посадки: а – схема расположения полей допусков соединения $\phi 65H8/u8$; б – обозначение посадок и отклонений на чертежах

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки: ГОСТ 25346-2013 (ISO 286-1:2010). – М.: Стандартиформ, 2014. – 38 с.
2. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов: ГОСТ 25347-2013 (ISO 286-2:2010). – М.: Стандартиформ, 2014. – 54 с.
3. Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм: ГОСТ 8.051-81 (СТ СЭВ 303-76). – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 12 с.
4. Серый, И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / И. С. Серый. – М.: Агропромиздат, 1987. – 367 с.
5. Соломахо, В. Л. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения: учеб. пособие / В. Л. Соломахо, Б. В. Цитович. – Минск: Оракул, 2004. – 216 с.
6. Палей, М. А. Допуски и посадки: справочник. В 2 ч. / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – СПб.: Политехника, 2001. – Ч. 1. – 576 с.
7. Анухин, В. И. Допуски и посадки: учеб. пособие / В. И. Анухин. – СПб.: Питер, 2012. – 256 с.
8. Завистовский, В. Э. Допуски, посадки и технические измерения: учеб. пособие / В. Э. Завистовский, С. Э. Завистовский. – Минск: РИПО, 2012. – 277 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Зазоры посадок в системе отверстия, мкм

Посадки	Зазоры	Номинальный диаметр сопряжения, мм						
		от 10 до 18	от 18 до 30	от 30 до 50	от 50 до 80	от 80 до 120	от 120 до 180	от 180 до 250
$\frac{H5}{g4}$	max	6	7	9	10	12	14	15
	min	19	22	27	31	37	44	49
$\frac{H6}{g5}$	max	6	7	9	10	12	14	15
	min	25	29	36	42	49	57	64
$\frac{H7}{g6}$	max	6	7	9	10	12	14	15
	min	35	41	50	59	69	79	90
$\frac{H6}{f6}$	max	16	20	25	30	36	43	50
	min	38	46	57	68	80	93	108
$\frac{H7}{f7}$	max	16	20	25	30	36	43	50
	min	52	62	75	90	106	123	142
$\frac{H8}{f7}$	max	16	20	25	30	36	43	50
	min	61	74	89	106	125	146	168
$\frac{H8}{f8}$	max	16	20	25	30	36	43	50
	min	70	86	103	122	144	169	194
$\frac{H8}{f9}$	max	16	20	25	30	36	43	50
	min	86	105	126	150	177	206	237
$\frac{H9}{f8}$	max	16	20	25	30	36	43	50
	min	86	105	126	150	177	206	237

Посадки	Зазоры	Номинальный диаметр сопряжения, мм						
		от 10 до 18	от 18 до 30	от 30 до 50	от 50 до 80	от 80 до 120	от 120 до 180	от 180 до 250
$\frac{H7}{e7}$	max min	32 68	40 82	50 100	60 120	72 142	85 165	100 192
$\frac{H7}{e8}$	max min	32 77	40 94	50 114	60 136	72 161	85 188	100 218
$\frac{H8}{e8}$	max min	32 86	40 106	50 128	60 152	72 180	85 211	100 244
$\frac{H8}{e9}$	max min	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287
$\frac{H9}{e8}$	max min	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287
$\frac{H9}{f9}$	max min	16 102	20 124	25 149	30 178	36 210	43 243	50 280
$\frac{H7}{d8}$	max min	50 95	65 119	80 144	100 176	120 209	145 248	170 288
$\frac{H8}{d8}$	max min	50 104	65 131	80 158	100 192	120 228	145 271	170 314
$\frac{H9}{e9}$	max min	32 118	40 144	50 174	60 208	72 246	85 285	100 330
$\frac{H8}{d9}$	max min	50 120	65 150	80 181	100 220	120 261	145 308	170 367

$\frac{H8}{d9}$	max	50	65	80	100	120	145	170
	min	136	169	204	248	294	345	400
$\frac{H10}{d10}$	max	50	65	80	100	120	145	170
	min	190	233	280	340	400	465	540
$\frac{H11}{d11}$	max	50	65	80	100	120	145	170
	min	270	325	400	480	560	645	750

Примечание. Предпочтительные посадки заключены в утолщенные рамки.

Приложение 2

Натяги посадок в системе отверстия, мкм

Посадки	Натяги	Номинальный диаметр сопряжения, мм															
		от 10 до 14	от 14 до 18	от 18 до 24	от 24 до 30	от 30 до 40	от 40 до 50	от 50 до 65	от 65 до 80	от 80 до 100	от 100 до 120	от 120 до 140	от 140 до 160	от 160 до 180	от 180 до 200	от 200 до 225	от 225 до 250
$\frac{H6}{p5}$	max	7	7	9	9	10	10	13	13	15	15	18	18	18	21	21	21
	min	26	26	31	31	37	37	45	45	52	52	61	61	61	70	70	70
$\frac{H6}{r5}$	max	12	12	15	15	18	18	22	24	29	32	38	40	43	48	51	55
	min	31	31	37	37	45	45	54	56	66	69	81	83	86	97	100	104
$\frac{H6}{s5}$	max	17	17	22	22	27	27	34	40	49	57	67	75	83	93	101	111
	min	36	36	44	44	54	54	66	72	86	94	110	118	126	142	150	160
$\frac{H7}{p6}$	max	0	0	1	1	1	1	2	2	2	2	3	3	3	4	4	4
	min	29	29	35	35	42	42	51	51	59	59	68	68	68	79	79	79
$\frac{H7}{r6}$	max	5	5	7	7	9	9	11	13	16	19	23	25	28	31	34	38
	min	34	34	41	41	50	50	60	62	73	76	88	90	93	106	109	113

Посадки	Натяги	Номинальный диаметр сопряжения, мм															
		от 10 до 14	от 14 до 18	от 18 до 24	от 24 до 30	от 30 до 40	от 40 до 50	от 50 до 65	от 65 до 80	от 80 до 100	от 100 до 120	от 120 до 140	от 140 до 160	от 160 до 180	от 180 до 200	от 200 до 225	от 225 до 250
$\frac{H7}{p6}$	max min	0 29	0 29	1 35	1 35	1 42	1 42	2 51	2 51	2 59	2 59	3 68	3 68	3 68	4 79	4 79	4 79
$\frac{H7}{r6}$	max min	5 34	5 34	7 41	7 41	9 50	9 50	11 60	13 62	16 73	19 76	23 88	25 90	28 93	31 106	34 109	38 113
$\frac{H7}{s6}$	max min	10 39	10 39	14 48	14 48	18 59	18 59	23 72	29 78	36 93	44 101	52 117	60 125	68 133	76 151	84 159	94 169
$\frac{H7}{s7}$	max min	10 46	10 46	14 56	14 56	18 68	18 68	23 83	29 89	36 106	44 114	52 132	60 140	68 148	76 168	84 176	94 186
$\frac{H7}{t6}$	max min	– –	– –	– –	20 54	23 64	29 70	36 85	45 94	56 113	69 126	82 147	94 159	106 171	120 195	134 209	150 225
$\frac{H7}{u7}$	max min	15 51	15 51	20 62	27 69	35 85	45 95	57 117	72 132	89 159	109 179	130 210	150 230	170 250	190 282	212 304	238 303
$\frac{H8}{s7}$	max min	1 46	1 46	2 56	2 56	4 68	4 68	7 83	13 89	17 106	25 114	29 132	37 140	45 148	50 168	58 176	68 186
$\frac{H8}{u8}$	max min	6 60	6 60	8 74	15 81	21 99	31 109	41 133	56 148	70 178	90 198	107 233	127 253	147 273	164 308	186 330	212 356
$\frac{H8}{x8}$	max min	13 67	18 72	21 87	31 97	41 119	58 136	76 168	100 192	124 232	156 264	185 311	217 343	247 373	278 422	313 457	353 497
$\frac{H8}{z8}$	max min	23 77	33 87	40 106	55 121	73 151	97 175	126 218	164 256	204 312	256 364	302 428	352 478	402 528	448 592	503 647	568 712

Примечание. Предпочтительные посадки заключены в утолщенные рамки.

Предельные отклонения отверстий (основное отклонение H), мкм

Номинальный размер		Основное отклонение						
		H						
		Квалитет						
Свыше	До (включ.)	5	6	7	8	9	10	11
10	18	+8 0	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0
18	30	+9 0	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0
30	50	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0
50	80	+13 0	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0
80	120	+15 0	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0
120	180	+18 0	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0
180	250	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0

Предельные отклонения валов (основные отклонения d и e), мкм

Номинальный размер		Основное отклонение						
		d				e		
		Квалитет						
Свыше	До (включ.)	8	9	10	11	7	8	9
10	18	-50	-50	-50	-50	-32	-32	-32
		-77	-93	-120	-160	-50	-59	-75
18	30	-65	-65	-65	-65	-40	-40	-40
		-98	-117	-149	-195	-61	-73	-92
30	50	-80	-80	-80	-80	-50	-50	-50
		-119	-142	-180	-240	-75	-89	-112
50	80	-100	-100	-100	-100	-60	-60	-60
		-146	-174	-220	-290	-90	-106	-134
80	120	-120	-120	-120	-120	-72	-72	-72
		-174	-207	-260	-340	-107	-126	-159
120	180	-145	-145	-145	-145	-85	-85	-85
		-208	-208	-208	-208	-125	-148	-185
180	250	-170	-170	-170	-170	-100	-100	-100
		-242	-285	-355	-460	-146	-172	-215

Приложение 5

Предельные отклонения валов (основные отклонения f и g), мкм

Номинальный размер		Основное отклонение						
		f				g		
		Квалитет						
Свыше	До (включ.)	6	7	8	9	4	5	6
10	18	-16 -27	-16 -34	-16 -43	-16 -59	-6 -11	-6 -14	-6 -17
18	30	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-20 -72	-7 -13	-7 -16	-7 -20
30	50	-25 -41	-25 -50	-25 -64	-25 -87	-9 -16	-9 -20	-9 -25
50	80	-30 -49	-30 -60	-30 -76	-30 -104	-10 -18	-10 -23	-10 -29
80	120	-36 -58	-36 -71	-36 -90	-36 -123	-12 -22	-12 -27	-12 -34
120	180	-43 -68	-43 -83	-43 -106	-43 -143	-14 -26	-14 -32	-14 -39
180	250	-50 -79	-50 -96	-50 -122	-50 -165	-15 -29	-15 -35	-15 -44

Приложение 6

Предельные отклонения валов (основные отклонения p), мкм

Номинальный размер		Основное отклонение	
		p	
		Квалитет	
Свыше	До (включ.)	5	6
10	18	+26 +18	+29 +18
18	30	+31 +22	+35 +22
30	50	+37 +26	+42 +26
50	80	+45 +32	+51 +32
80	120	+52 +37	+59 +37
120	180	+61 +43	+68 +43
180	250	+70 +50	+79 +50

Предельные отклонения валов (основные отклонения r и s), мкм

Номинальный размер		Основное отклонение				
		r		s		
		Квалитет				
Свыше	До (включ.)	5	6	5	6	7
10	18	+31 +23	+34 +23	+36 +28	+39 +28	+46 +28
18	30	+37 +28	+41 +28	+44 +35	+48 +35	+56 +35
30	50	+45 +34	+50 +34	+54 +43	+59 +43	+68 +43
50	65	+54 +41	+60 +41	+66 +53	+72 +53	+83 +53
65	80	+56 +43	+62 +43	+72 +59	+78 +59	+89 +59
80	100	+66 +51	+73 +51	+86 +71	+93 +71	+106 +71
100	120	+69 +54	+76 +54	+94 +79	+101 +79	+114 +79
120	140	+81 +63	+88 +63	+110 +92	+117 +92	+132 +92
140	160	+83 +65	+90 +65	+118 +100	+125 +100	+140 +100
160	180	+86 +68	+93 +68	+126 +108	+133 +108	+148 +108
180	200	+97 +77	+106 +77	+144 +122	+151 +122	+168 +122
200	225	+100 +80	+109 +80	+150 +130	+159 +130	+176 +130
225	250	+104 +84	+113 +84	+160 +140	+169 +140	+186 +140

Предельные отклонения валов (основные отклонения t и u), мкм

Номинальный размер		Основное отклонение		
		t	u	
		Квалитет		
Свыше	До (включ.)	6	7	8
10	18	–	+51 +33	+60 +33
18	24	–	+62 +41	+74 +41
24	30	+54 +41	+69 +48	+81 +48
30	40	+64 +48	+85 +60	+99 +60
40	50	+70 +54	+95 +70	+109 +70
50	65	+85 +66	+117 +87	+133 +87
65	80	+94 +75	+132 +102	+148 +102
80	100	+113 +91	+159 +124	+178 +124
100	120	+126 +104	+179 +144	+198 +144
120	140	+147 +122	+210 +170	+233 +170
140	160	+159 +134	+230 +190	+253 +190
160	180	+171 +146	+250 +210	+273 +210
180	200	+195 +166	+282 +236	+308 +236
200	225	+209 +180	+304 +258	+330 +258
225	250	+225 +196	+330 +284	+356 +284

Предельные отклонения валов (основные отклонения x и z), мкм

Номинальный размер		Основное отклонение	
		x	z
		Квалитет	
Свыше	До (включ.)	8	8
10	14	+67 +40	+77 +50
14	18	+72 +45	+87 +60
18	24	+87 +54	+106 +73
24	30	+97 +64	+121 +88
30	40	+119 +80	+151 +112
40	50	+136 +97	+175 +136
50	65	+168 +122	+218 +172
65	80	+192 +146	+256 +210
80	100	+232 +178	+312 +258
100	120	+264 +210	+384 +310
120	140	+311 +248	+428 +365
140	160	+343 +280	+478 +415
160	180	+373 +310	+528 +465
180	200	+422 +350	+592 +520
200	225	+457 +385	+647 +575
225	250	+497 +425	+712 +640

Допускаемые погрешности при измерениях линейных размеров, мкм

Номинальные размеры, мм	Квалитеты															
	4		5		6		7		8		9		10		11	
	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ
Св. 10 до 18	5	1,6	8	2,8	11	3	18	5	27	7	43	10	70	14	110	30
Св. 18 до 30	6	2	9	3	13	4	21	6	33	8	52	12	84	18	130	30
Св. 30 до 50	7	2,4	11	4	16	5	25	7	39	10	62	16	100	20	160	40
Св. 50 до 80	8	2,8	13	4	19	5	30	9	46	12	74	18	120	30	190	40
Св. 80 до 120	10	3	15	5	22	6	35	10	54	12	87	20	140	30	220	50
Св. 120 до 180	12	4	18	6	25	7	40	12	63	16	100	30	160	40	250	50
Св. 180 до 250	14	5	20	7	29	8	46	12	72	18	115	30	185	40	290	60

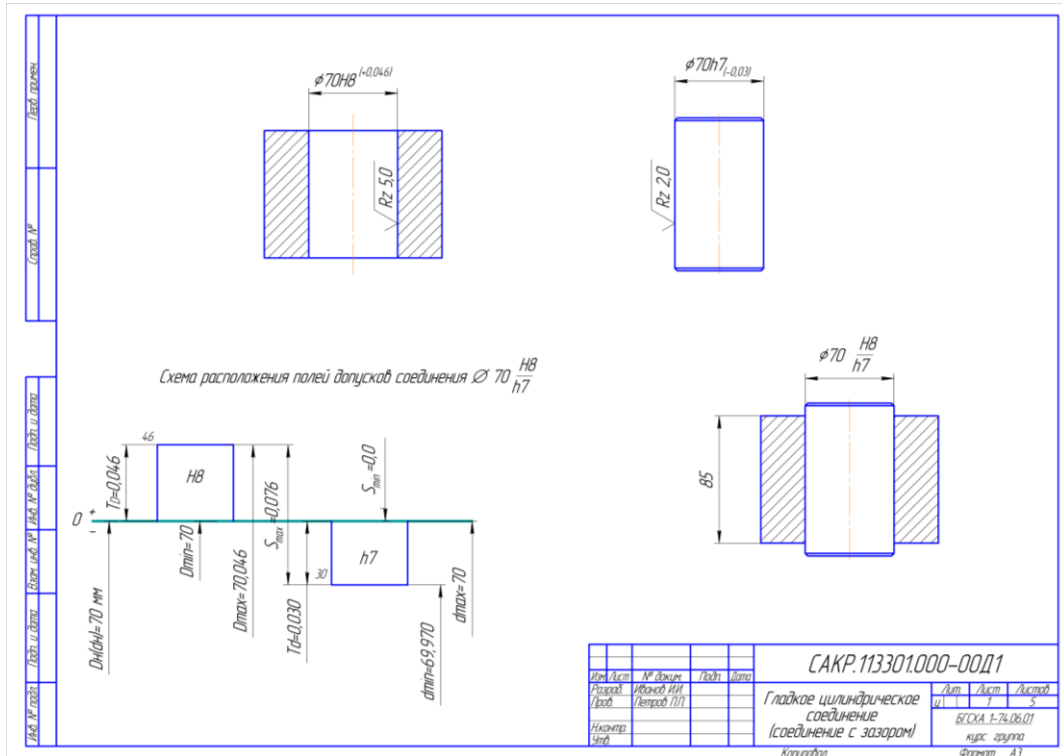
Предельные погрешности измерения $\pm \Delta_{lim}$ универсальных средств измерения, мкм

Наименование измерительного средства	Класс точности концевых мер	Интервалы размеров, мм			
		10...50	50...80	80...120	120...180
Штангенциркуль с отсчетом по нониусу 0,05 мм: при измерении отверстий при измерении валов	—	100 80	130 90	130 100	150 100
	—	5,5	6	7	8
Микрометр 0-го класса	—	8	6	10	12
Микрометр 1-го класса	—	13	14	10	18
Микрометр 2-го класса	—	2	1	1,4	1,8
Миниметр с ценой деления 0,001 мм	2	1,5	2	2,5	3
	3	1,5	1,8	3	3
Миниметр с ценой деления 0,002 мм	2	1,8	2,5	3,5	3,5
	3	2	2,2	2,5	3
Миниметр с ценой деления 0,005 мм	2	2,5	3	3,5	4
	3	3	—	—	—
Скоба рычажная с ценой деления 0,002 мм	2	3,5	4	4,5	—
	3	5	15	20	20
Скоба индикаторная с ценой деления 0,01 мм	5	3,5	4,5	4,5	6,5
Нутромер индикаторный с индикатором нулевого класса точности и ценой деления 0,001 мм	3	11	12	12	13
Нутромер индикаторный с индикатором нулевого класса точности и ценой деления 0,01 мм	3	17	17	17	18
Нутромер индикаторный с индикатором 1-го класса точности и ценой деления 0,01 мм	3	—	18	20	22
Нутромер микрометрический 1-го класса	—	—	20	25	30
Нутромер микрометрический 2-го класса	—	—	—	—	—

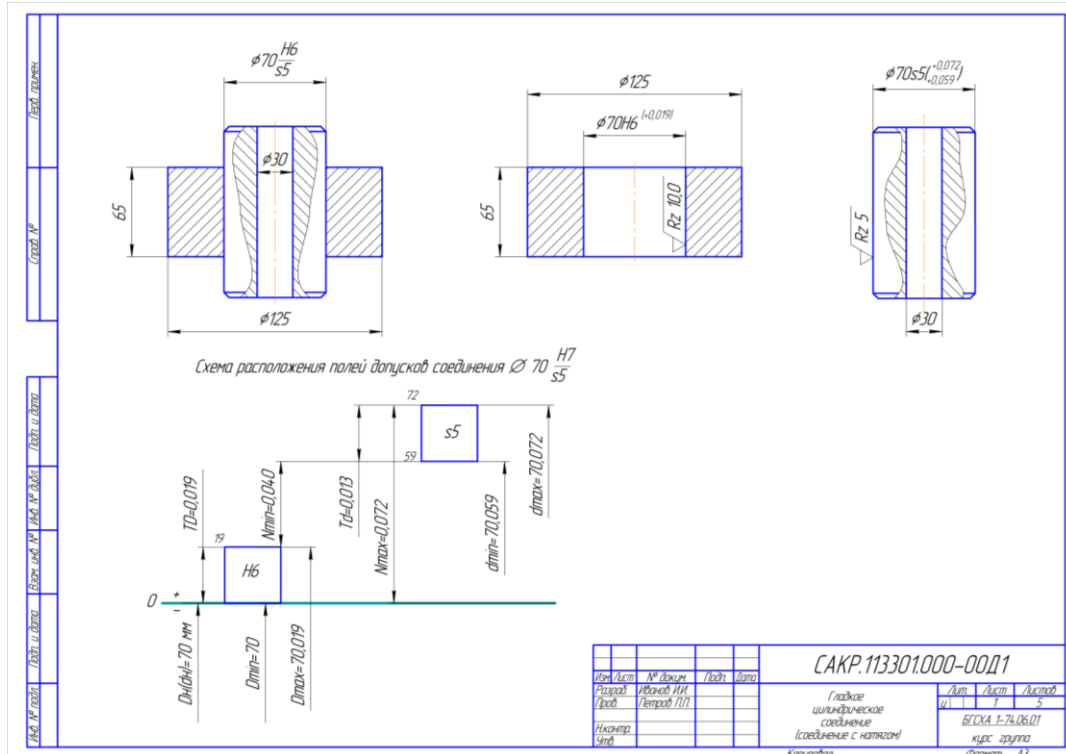
Значение предела текучести для различных материалов

Марка материала	$\sigma_T, \text{Н/м}^2$
Сталь 20	$250 \cdot 10^6$
Сталь 20Х	$650 \cdot 10^6$
Сталь 25	$270 \cdot 10^6$
Сталь 30	$290 \cdot 10^6$
Сталь 35	$320 \cdot 10^6$
Сталь 35Х	$750 \cdot 10^6$
Сталь 40	$340 \cdot 10^6$
Сталь 40Х	$800 \cdot 10^6$
Сталь 45	$360 \cdot 10^6$
Сталь 50	$380 \cdot 10^6$
Сталь 50ХГ	$900 \cdot 10^6$
Сталь 60	$410 \cdot 10^6$

Оформление листа графической части при расчете посадки с зазором



Оформление листа графической части при расчете посадки с натягом



СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	4
1.1. Термины и определения по ГОСТ 25346-2013 и ГОСТ 25347-2013.....	5
1.2. Применение посадок с зазором.....	16
1.3. Применение переходных посадок.....	18
1.4. Применение посадок с натягом.....	19
2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ.....	20
3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДОК С НАТЯГОМ.....	25
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	32
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	33