

Министерство образования и науки Ульяновской области
областное государственное бюджетное
профессиональное образовательное учреждение
«Димитровградский технический колледж»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

*по выполнению лабораторных и практических работ
по учебной дисциплине общепрофессионального цикла*

ОП. 05 МЕТРОЛОГИЯ СТАНДАРТИЗАЦИЯ

СЕРТИФИКАЦИЯ

по специальности:

*23.02.05 Эксплуатация транспортного электрооборудования и
автоматики (по видам транспорта, за исключением водного)*

Димитровград
2018 г.

Методические указания по выполнению лабораторных работ и практических занятий составлены на основе рабочей программы по учебной дисциплине общеобразовательного цикла ОП. 05 Метрология стандартизация сертификация

Организация-разработчик: областное государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение «Димитровградский технический колледж»

РАССМОТРЕНО

на заседании цикловой комиссии
Общепрофессиональные и специальные
дисциплины и профессиональные модули
укрупненной группы профессий и
специальностей «Машиностроение»
Протокол заседания ЦК № _____
от «__» _____ 20__ г

РЕКОМЕНДОВАНО

Научно-методическим советом
ОГБПОУ ДТК
Протокол № ____ от
«__» _____ 20__ г.

Разработчик: В.В. Ищанова - преподаватель ОГБОУ ДТК

Содержание

Пояснительная записка.....	4
Практическая работа №1 «Выбор системы посадок, расчет зазоров, натягов».....	6
Практическое занятие № 2 Тема: «Расчет исполнительных размеров гладких калибров».....	18
Практическое занятие №3 ««Расчет допусков и посадок подшипников качения»»	23
Практическое занятие №4 «Расчет допусков и посадок резьбовых соединений».....	30
Практическое занятие № 5 «Расчет шпоночных соединений, допусков и посадок».....	36
Практическое занятие № 6 «Расчет шлицевых соединений, допусков и посадок».....	41

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Для успешного усвоения знаний, освоения обучающимися умений, приобретения опыта самостоятельной деятельности в содержание обучения дисциплины «Метрологии, стандартизация, сертификация» включено выполнение лабораторных работ и практических занятий.

Целями проведения лабораторных работ и практических занятий являются:

- обобщение, систематизация, углубление, закрепление полученных теоретических знаний по конкретным темам дисциплины;
- формирование умений применять полученные знания на практике, реализацию единства интеллектуальной и практической деятельности;
- развитие интеллектуальных умений у будущих специалистов: аналитических, проектировочных, конструктивных и др.;

Ведущей дидактической целью **практических занятий** является формирование практических (профессиональных) умений – выполнение определённых действий, операций, необходимых в последующей профессиональной или учебной деятельности. В связи с этим содержанием практических занятий является решение разного рода задач, выполнение вычислений, расчётов, работа с оборудованием, аппаратурой, нормативными документами, инструкциями, справочниками.

Продолжительность лабораторного занятия, как вид учебного занятия, составляет не менее одного академического часа. Основными этапами лабораторного занятия являются инструктаж, проводимый преподавателем, самостоятельная работа обучающихся, обсуждение итогов выполнения лабораторной работы, анализ и оценка выполненной работы, уровня овладения запланированными умениями.

Практическое занятие проводится в учебных кабинетах. Продолжительность занятия — не менее двух академических часов.

Выполнению лабораторных и практических занятий предшествует проверка знаний обучающихся, их теоретической готовности к выполнению заданий.

Формы организации деятельности обучающихся на лабораторных и практических занятиях могут быть: фронтальная, групповая и индивидуальная.

При фронтальной форме все обучающиеся выполняют одновременно одно и то же задание.

При групповой форме организации деятельности одно и то же задание выполняется группами от двух до пяти человек.

При индивидуальной форме каждый обучающийся выполняет индивидуальное задание.

Структура и содержание лабораторных и практических занятий включает в себя следующие элементы:

- тема занятия,
- цель занятия,
- краткие теоретические основания выполняемого задания,
- оборудование и аппаратура,
- материалы и их характеристики,
- порядок выполнения задания,
- таблицы,

- выводы (без формулировки),
- контрольные вопросы,
- учебная и специальная литература.

Оценки за выполнение заданий на лабораторных и практических занятиях могут выставляться по пятибалльной системе или в форме зачёта и учитываться как показатели текущей успеваемости обучающихся и студентов.

Практическое занятие №1

Тема : «Выбор системы посадок, расчет зазоров, натягов»

Цель работы: определять вид посадок для соединений деталей.

Краткие теоретические основания выполняемого задания

Системой допусков и посадок (СДП) называют комплекс рядов допусков и посадок, созданный на основе теоретических исследований и обобщения опыта проектирования, изготовления и эксплуатации изделий.

Стандартные системы допусков и посадок разработаны для различных типовых соединений деталей машин и приборов. Они обеспечивают взаимозаменяемость в машино- и приборостроении; создают условия для стандартизации конечной продукции, комплектующих изделий, режущего инструмента и калибров; способствуют повышению качества продукции.

Системы допусков и посадок оформлены в виде таблиц, содержащих значения допусков и отклонений для всех интервалов, размеров, квалитетов, степеней и классов точности.

Система допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений оформленной в виде стандартов СТ СЭВ 144—75, СТ СЭВ 145—75, СТ СЭВ 177—75, СТ СЭВ 179—75 и СТ СЭВ 302—76. Система допусков и посадок СЭВ почти полностью соответствует системе допусков и посадок ИСО.

Деталь, у которой положение поля допуска не зависит от вида посадки, называют основной деталью системы. Это может быть отверстие или вал, имеющие любое основное отклонение. В системе допусков и посадок СЭВ основными деталями служат отверстия или валы, имеющие основное отклонение, равное нулю.

Основная деталь — это деталь, поле допуска которой является базовым для образования посадок, установленных в данной системе допусков и посадок.

Основное отверстие — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю $EI = 0$ (см. рис. 9). У основного отверстия верхнее отклонение всегда положительное и равно допуску $ES = 0 + TD$; поле допуска расположено выше нулевой линии и направлено в сторону увеличения номинального размера.

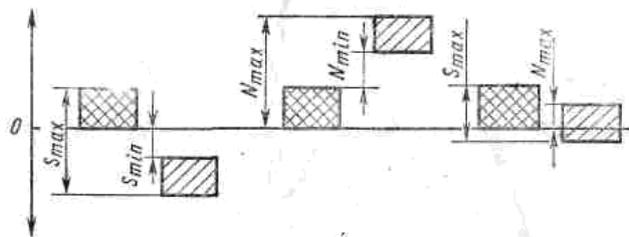


Рис 9

Основной вал — вал, верхнее отклонение которого равно нулю $es = 0$ (см. рис. 10). У основного вала $Td = 0 - (-ei) = |ei|$, -поле допуска расположено ниже нулевой линии и направлено в сторону уменьшения номинального размера.

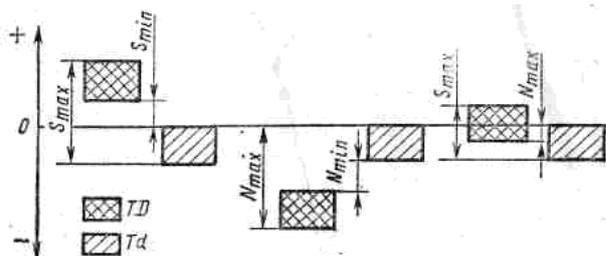


Рис 10

Посадки в системе отверстия и в системе вала

Посадки всех трех групп с различными зазорами и натягами можно получить, изменяя положения полей допусков обеих сопрягаемых деталей (рис. 11).

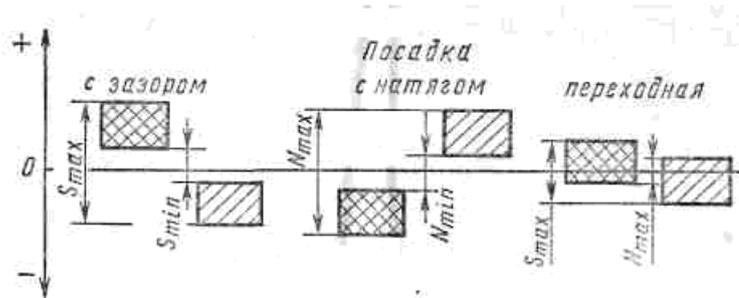


Рис 11

Однако удобнее в технологическом и эксплуатационном отношениях получать разнообразные посадки, изменяя положения поля допуска только вала (рис. 10) или только отверстия (рис. 9).

В зависимости от того, какая из двух сопрягаемых деталей является основной, системы допусков и посадок включают два ряда посадок:

Посадки в системе отверстия — различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием.

Посадки в системе вала — различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом

Нужные зазоры и натяги получают, изменяя основные отклонения неосновных деталей: валов в системе отверстия и отверстий в системе вала. Основные отклонения неосновных деталей системы изменяются по абсолютной величине и могут быть положительными, отрицательными и равными нулю.

Валы различной точности (даже высокой) можно обрабатывать и измерять универсальными инструментами — резцами, шлифовальными кругами, микрометрами и т. д. Для обработки и измерения точных отверстий применяют специальные, дорогостоящие инструменты (зенкеры, развертки, протяжки, калибры-пробки). Число комплектов таких инструментов, необходимых для обработки отверстий с одинаковым номинальным размером, зависит от разнообразия предельных отклонений, которые могут быть назначены. Допустим, требуется изготовить три комплекта деталей одинаковых номинальных размеров и одинаковой точности для получения посадок с зазором, натягом и переходной. В системе отверстия предельные размеры отверстий одинаковы для всех трех посадок и для обработки потребуется только один комплект специальных инструментов. В системе вала предельные размеры отверстий для каждой посадки различны, и для обработки потребуется три комплекта специальных инструментов.

Благодаря тому, что для получения разнообразных посадок в системе отверстия требуется значительно меньше специальных инструментов для обработки отверстий, эта система в машиностроении имеет преимущественное применение.

Диапазоны размеров, единицы допусков и качества ЕСП СЭВ

Диапазоны и интервалы размеров.

Система допусков и посадок СЭВ распространяется на размеры до 10 000 мм (нижний предел — менее 1 мм — неограничен). Указанный диапазон размеров разбит на три группы:

1. до 500 мм,
2. свыше 500 до 3150 мм и
3. свыше 3150 до 10 000 мм.

Перечисленные группы размеров подразделены на основные и промежуточные интервалы.

Для размеров до 500 мм установлено 13 основных интервалов: до 3 мм; свыше 3 до 6, свыше 6 до 10, свыше 10 до 18 мм и т. д. (табл. 2). Начиная с 10 мм основные интервалы дополнительно разбиты на промежуточные.

Таблица 2 Единицы допуска для размеров до 500 мм

Основные интервалы	До 3	Св. 3 ДО. 6	Св. 6 до 10	Св. 10 ДО 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 До 80
D_m , мм	1,73	4,24	7,75	13,4	23,2	38,7	63,2
i , мкм	0,55	0,73.	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86
Основные интервалы	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	
D_m , мм	97,8	147	2,12	281	355	447	
i , мкм	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89	

Например, в основном интервале свыше 10 до 18 мм имеется два промежуточных — свыше 10 до 14 и свыше 14 до 18 мм (см. табл. 5.4).

Размеры свыше 500 до 3150, мм разбиты на 8 основных и 16 промежуточных интервалов, а свыше 3150 мм на 5 основных и 10 промежуточных. Промежуточные интервалы введены для отклонений, образующих посадки с большими натягами и зазорами для получения более равномерных зазоров и натягов.

Единицы допуска i (I) вычисляются по формулам (4.11) и (4.12) для всех интервалов размеров по среднему геометрическому размеру данного интервала

$$D_m = \sqrt{D_\sigma \cdot D_i} \quad (5.1)$$

где D_σ и D_m — больший и меньший размеры интервала.

Например, для интервала размеров свыше 18 до 30 мм $D_m = \sqrt{18 \cdot 30} = 23,2$ мм; для размеров до 3 мм $D_m = \sqrt{3}$ мм.

Единицы допуска основных интервалов для наиболее распространенных в машиностроении размеров (до 500 мм) приведены в табл. 5.1. Деление размеров, которые охватываются системой допусков и посадок, на интервалы и применение для всех размеров каждого интервала одной общей единицы допуска позволяет ограничить разнообразие допусков и отклонений и упрощает таблицы стандартов.

В системе допусков и посадок СЭВ для гладких цилиндрических соединений допуски отверстий и валов обозначают *IT*, что означает «допуск ИСО».

Квалитеты. В ЕСДП СЭВ для размеров до 10 000 мм установлено 19 квалитетов:

01, 0, 1, 2, ..., 17.

В порядке убывания точности допуски квалитетов условно обозначают

IT01, IT0, , IT1, IT2, ..., IT 16, IT17.

Для квалитетов от 5 до 17 допуски вычисляют по формуле $T = a \cdot i(I)$

Образование посадок в ЕСДП СЭВ

Основные условия образования посадок:

- 1) посадки с нужными зазорами или натягами образуются сочетанием полей допусков соединяемых деталей — отверстия и вала;
- 2) поля допусков определяются численными значениями допуска и основного отклонения;
- 3) для получения различных посадок в системах допусков и посадок должно содержаться достаточное разнообразие полей допусков.

Посадки можно получать двумя способами.

При первом способе стандартизуются ряды посадок в системе отверстий и в системе вала; для каждой посадки устанавливают пару полей допусков отверстия и вала; каждое поле допуска задают двумя предельными отклонениями, присущими только данному полю допуска. Такой способ образования посадок применяли в более ранних системах. Недостаток этого способа заключается в том, что разнообразие и число посадок зависят от числа стандартизованных полей допусков.

При втором способе стандартизуются отдельно параметры, из которых образуются поля допусков, т. е. ряды допусков в разных квалитетах (см. табл. 3), и независимо от допусков ряды основных отклонений валов (рис. 5.1 и табл. 4) и отверстий.

Т а б л и ц а 3 Допуски для размеров до 500 мм (СТ СЭВ 145—75)

Интервал размеров, мм	Значение допуска для квалитета, мкм								
	5	6	7	8	9	10	11	12	13
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180
» 6 » 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220
» 10 » 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270
» 18 » 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330
» 30 » 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390
» 50 » 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460

» 80 » 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540
» 120 » 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630
» 180 » 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720
» 250 » 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810
» 315 » 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890
» 400 » 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970

Т а б л и ц а 4 Основные отклонения валов, мкм, для размеров до 500 мм (СТ СЭВ 145—75)

Интервал	Верхнее отклонение —es						Нижнее отклонение +ei											
	d	e	f	g	h	js	k		m	п	р	г	S	t	и	υ		
	Все качества						От 4 до 7	До 3 Св. 7	Все качества									
До 3	20	14	6	2	0	Предельные отклонения = $\pm IT/2$	0	0	2	4	6	10	14	-	18	-		
Св. 3 до 6	30	20	10	4	0		1	0	4	8	12	15	19	-	23	-		
» 6 » 10	40	25	13	5	0		1	0	6	10	15	19	23	-	28	-		
Св. 10, до 14	50	32	16	6	0		1	0	7	12	18	23	28	—	33	—		
» 14 » 18							2"	0	8	15	22	28	35	—	41	47		
Св. 18 до 24	65	40	20	7	0		2	0	9	17	26	34	43	48	60	68		
» 24 » 30							2	0	11	20	32	41	53	66	87	102		
Св. 30 до 40	80	50	25	9	0		3	0	13	23	37	51	71	91	124	146		
» 40 » 50							3	0	15	27	43	63	92	122	170	202		
Св. 50 до 65	100	60	30	10	0		4	0	17	31	50	77	122	166	236	284		
» 65 » 80						4	0	20	34	56	94	158	218	315	385			
Св. 80 до 100	120	72	36	12	0	4	0	21	37	62	108	190	268	390	475			
» 100 » 120						4	0	23	40	68	114	208	294	435	530			
Св. 120 до 140	145	85	43	14	0	5	0	23	40	68	126	232	330	490	595			
» 140 » 160						5	0	25	43	77	142	250	350	500	600			
» 160 » 180	170	100	50	15	0	4	0	17	31	50	80	130	180	258	310			
Св. 180 до 200	190	110	56	17	0	4	0	20	34	56	94	158	218	315	385			
» 200 » 225						4	0	22	37	62	108	190	268	390	475			
» 225 » 250	4	0	23	40	68	114	208	294	435	530	630	730	830	930				
Св. 250 до 280	210	125	62	18	0	4	0	21	37	62	108	190	268	390	475			
» 280 » 315						4	0	23	40	68	114	208	294	435	530			
Св. 315 до 355	230	135	68	20	0	5	0	23	40	68	126	232	330	490	595			
» 355 » 400						5	0	25	43	77	142	250	350	500	600			
Св. 400 до 450	230	135	68	20	0	5	0	23	40	68	126	232	330	490	595			
» 450 » 500						5	0	25	43	77	142	250	350	500	600			

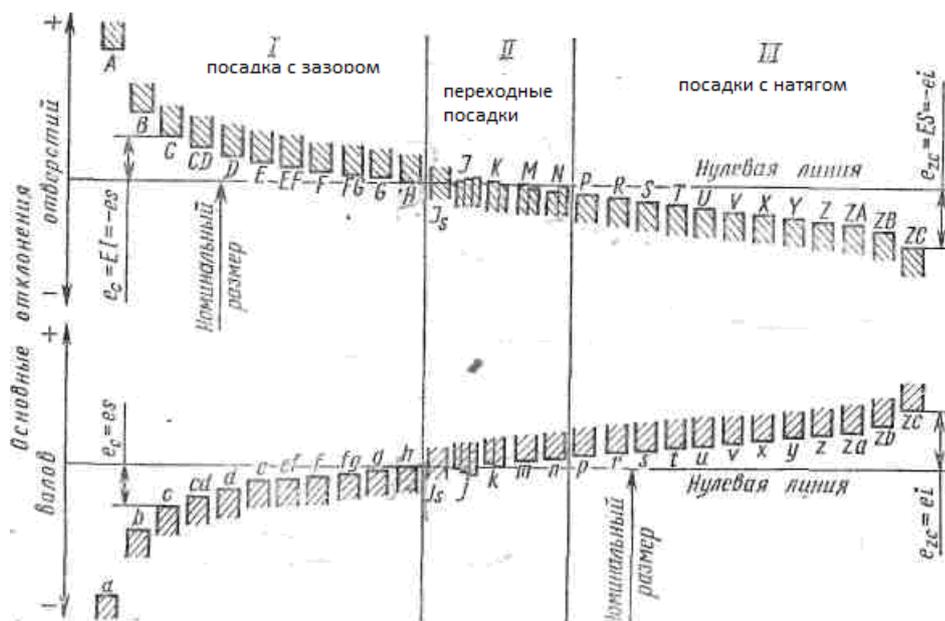


Рис. 12

Поля допусков получают, сочетая любые допуски и основные отклонения. Этот способ обеспечивает большое разнообразие полей допусков и соответственно посадок при сравнительно ограниченных комплектах допусков и основных отклонений. Он является современным и применяется для образования посадок в системах ИСО и СЭВ.

Основные отклонения. Для образования полей допусков в ЕСДП СЭВ для каждого интервала номинальных размеров установлены ряд допусков из 19 квалитетов и по 28 основных отклонений (см. рис.12) полей допусков валов (см. табл. 4) и отверстий. Основные отклонения обозначают одной или двумя буквами латинского алфавита — прописными (*A, B, C, CD, D* и т. д.) для отверстий и строчными (*a, b, c, cd* и т. д.) для валов.

Двумя буквами *CD, cd* и т. д. обозначают основные отклонения, которые были дополнительно введены в систему ИСО для сопряжений, имеющих $D < 10$ мм (точное приборостроение)

Для обозначения номинальных размеров отверстий и валов и одной разновидности основных отклонений приняты одинаковые буквы *D* и *d*.

Основные отклонения полей допусков можно обозначать буквой *e* с буквенным индексом, соответствующим данному полю допуска,

например: eC — основное отклонение отверстия *C*; e_c — основное отклонение вала *c*.

Основные отклонения валов зависят от номинальных размеров и остаются постоянными для всех квалитетов (см. табл. 4). Исключение составляют основные отклонения отверстий *J, K, M, N* и валов *j* и *k*, которые при одинаковых номинальных размерах, в разных квалитетах имеют различные значения (см. отклонения *k* в табл. 4). Поэтому на рис. 12 поля допусков с отклонениями *J, K, M, N* и *j, k*, разделены на части и показаны ступенчатыми.

Все поля допусков (кроме J_s и j_s , которые расположены симметрично относительно нулевой линии) ограничены горизонтальными линиями только с одной стороны: с нижней, если поле допуска расположено выше нулевой линии, или с верхней — если оно расположено ниже нулевой линии.

Это объясняется тем, что *при одном и том же номинальном размере для всех квалитетов допуск имеет различные значения, а основные отклонения не изменяются.*

Следовательно, на рис. 12 показано расположение полей допусков в разных квалитетах при одинаковом номинальном размере.

Основными отклонениями служат:

для валов $a — h$ верхние отклонения $—es$;

для отверстий $A — H$ нижние отклонения $+EI$;

для валов $j — zc$ нижние отклонения $+ei$;

для отверстий $J — ZC$ верхние отклонения $—ES$.

Основные отклонения валов вычисляют по эмпирическим формулам. Исходным параметром, по которому вычисляют основные отклонения, служит средний геометрический диаметр D_m интервала размеров (рекомендации ИСО/Р 286 и СТ СЭВ 145—75).

Основные отклонения отверстий должны допускать образование посадок в системе отверстия и в системе вала с равными зазорами и натягами. Для этого установлены два правила вычисления отклонений отверстий — общее и специальное.

Общее правило:

В соответствии с общим правилом основные отклонения отверстий принимают равными по абсолютной величине и противоположными по знаку основным отклонениям валов, обозначенным теми же буквами.

Например, для отверстия C основное отклонение $eC = —e_c$ или $EI = —es$ (см. рис. 12). Таким образом, основные отклонения отверстий являются относительно нулевой линии зеркальным отражением основных отклонений валов и в тех случаях, когда применимо общее правило, их вычисляют по формулам:

для отверстий $A — H$ $EI = —es$;

для отверстий $J — ZC$ $ES = —ei$.

Общее правило не распространяется на те случаи, когда действует специальное правило, а также на отверстия N с допусками $IT9—IT17$ (у этих отверстий при размерах более 3 мм $e_N = 0$).

Вторые (неосновные) предельные отклонения вычисляют по формулам

$TD = ES - EI$; $Td = es - ei$, полагая известными основные отклонения и допуски. Для валов и отверстий, расположенных ниже нулевой линии, искомыми являются нижние отклонения, а для валов и отверстий расположенных выше нулевой линии — верхние отклонения.

Поля допусков в ЕСДП СЭВ образуют сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов. В соответствии со способом образования поля допусков обозначают одной буквой или сочетанием двух букв основного отклонения и цифрой, указывающей номер квалитета.

Например, обозначения rb , pb , gb (рис. 13 а) означают, что на схеме показаны поля допусков валов квалитета 6 с основными отклонениями r , p , и g ; обозначение $H7$ соответствует полю допуска отверстия квалитета 7 ($IT7$) с основным отклонением H .

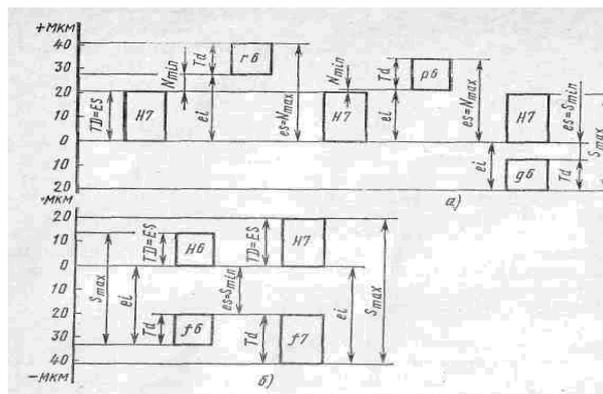


Рис13

Принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ, допускает сочетание любых основных отклонений с любыми квалитетами.

Посадки можно получать, сочетая любые поля допусков из числа рекомендованных для применения. Однако в ЕСДП СЭВ установлены посадки двух групп: посадки в системе отверстия с основным отверстием H , у которого $EI = 0$ и посадки в системе вала с основным валом h , у которого $es = 0$ (СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 177—75).

В каждой группе посадок установлены посадки с зазором, переходные и с натягом. Для посадок с зазором (I) применяют неосновные валы $d-h$ или неосновные отверстия $A-H$; для переходных посадок (II) — неосновные валы j_s-n или неосновные отверстия J_s-N ; для посадок с натягом (III) — неосновные валы $p-zc$ или неосновные отверстия $P-ZC$ (см. рис. 12).

Так как допуск определяет точность деталей, а величина и знак основного отклонения — характер соединения деталей, то сочетая различные поля допусков, можно получить любую необходимую посадку.

На рис. 13, б показаны две посадки с зазором, имеющие одинаковые отклонения валов и наименьшие зазоры, но разные допуски: допуски первой пары соединяемых деталей (отверстие $H6$ и вал $f6$) меньше допусков второй пары деталей (отверстие $H7$ и вал $f7$). С учетом соотношения допусков соединение отверстия $H7$ с валом $f7$ имеет больший разброс зазоров, но обходится дешевле, чем соединение отверстия $H6$ с валом $f6$.

В ЕСДП СЭВ посадки не имеют специальных названий и обозначаются комбинациями условных обозначений полей допусков, которыми они образованы.

Например, соединение отверстия и вала, имеющих номинальные диаметры 20 мм и обработанных по полям допусков $H6$ и $f6$ (см. рис. 5.2, б), дает посадку в системе отверстия, которую можно обозначить на чертеже одним из следующих способов: $\text{Ø}20 \frac{H6}{f6}$ $\text{Ø}20H6/f6$ или $\text{Ø}20 H6-f6$.

Независимо от способа записи в числителе дроби или на первом месте строки помещают условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе или на втором месте строки — условное обозначение поля допуска вала. Это правило является общим для обозначения посадок в системе отверстия и в системе вала. Если основное отклонение вала обозначено символом основного вала — буквой h , то посадка выполнена в системе вала.

Например, посадки $F7/h7$ и $F6/h6$ относятся к системе вала. Таким образом, условные обозначения показывают принятую систему посадок, намеченные квалитеты, основные отклонения и характер соединения, а также дают представление об относительной величине зазоров или натягов.

Образец выполнения практической работы

Дано: посадки $\varnothing 20 \text{ H7/g6}$, $\varnothing 20\text{H7/p6}$ и $\varnothing 20 \text{ H7/g6}$

Определить: допуски и предельные отклонения и построить схемы полей допусков.

Решение.

1 Определим допуски соединений По табл. 3 в интервале размеров свыше 18 до 30 мм находим допуски (мкм):

для отверстий в квалитете 7 $TD = IT7 = 21\text{мкм}$;

для валов в квалитете 6 $Td = IT6 = 13\text{мкм}$.

Находим отклонения отверстий.

Так как отверстия H являются основными, то для него $EI = 0$; $ES = TD - EI = 21 - 0 = 21 \text{ мкм}$.

По табл. 4 в интервале свыше 18 до 30 мм находим основные отклонения валов (мкм): для основного отклонения

Для вала r $e_r = ei = 28\text{мкм} = +0,028\text{мм}$;

для вала p $e_p = ei = 22\text{мкм} = +0,022\text{мм}$;

для вала g $e_g = -es = -7\text{мкм} = -0,007\text{мм}$.

Вычисляем вторые отклонения валов (мкм)

по формуле $Td = es - ei$. Преобразовав найдем $es = Td + ei$ $ei = es - Td$

для вала r $es = Td + ei = 13 + 28 = 41\text{мкм} = +0,041\text{мм}$;

для вала p $es = Td + ei = 13 + 22 = 35\text{мкм} = +0,035\text{мм}$,

для вала g $ei = es - Td = -7 - 13 = -20 \text{ мкм} = -0,020\text{мм}$.

$$\varnothing 20 \text{ H7/g6} = \varnothing 20 \begin{array}{c} +0,021 \\ 0 \\ +0,041 \\ +0,028 \end{array} \quad \varnothing 20\text{H7/p6} = \varnothing 20 \begin{array}{c} +0,021 \\ 0 \\ +0,035 \\ +0,022 \end{array} \quad \varnothing 20 \text{ H7/g6} = \varnothing 20 \begin{array}{c} +0,021 \\ 0 \\ -0,007 \\ -0,020 \end{array}$$

Схемы полей допусков построим по результатам расчета см рис 14

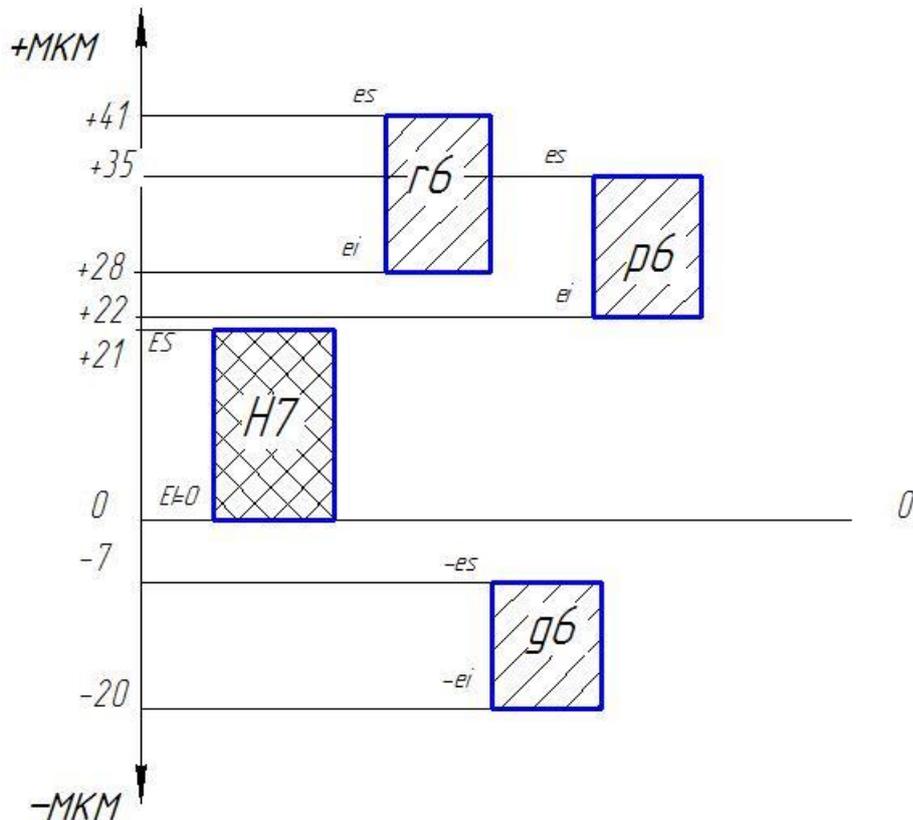


Рис 14 Схемы полей допусков

ФОРМА ОТЧЁТА

Отчёт по выполнению практической работы №4 «Расчет посадок для соединений деталей» выполняется, в соответствии с ГОСТ 2.106-68, как конструкторский документ рукописным или машинописным способом на стандартных листах формата А4, сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Образец титульного листа приведен в приложении 2

Если отчет выполняется на ПК то шрифт должен быть 12 Times New Roman интервал 1 .

Если отчет выполняется рукописным способом , то он должен быть выполнен черной пастой.

Отчет выполняется с одной стороны листа. Нумерация страниц сверху листа.

В отчете необходимо отразить следующие пункты.

1. Записать тему, цели практической работы.
2. Выполнить расчет задания согласно варианта (Приложение 3)
3. Начертить схему полей допусков
4. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?
2. Какие основные условия образования посадок?
3. Что называют основным отверстием, основным валом и основной деталью?

Литература

Основные источники:

1. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебное пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

Дополнительные источники:

2. Дубовой, Н.Д. Основы метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие / Н.Д. Дубовой, Е.М. Портнов. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

3. Ильянков, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении: Практикум: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования / А.И. Ильянков, Н.Ю. Марсов, Л.В. Гутюм. - М.: ИЦ Академия, 2013. - 160 с.

4. Кошечая, И.П. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / И.П. Кошечая, А.А. Канке. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 416 с.

Практическое занятие №2

Тема : «Расчет исполнительных размеров гладких калибров»

Цель работы: ознакомиться с конструкциями калибров, правилами конструирования и расчета гладких калибров.

Краткие теоретические основания выполняемого задания Измерение – это нахождение числового значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств (например, универс. измерит. средств). Контроль – это проверка соответствия показателей качества продукции установленным требованиям, т.е. определение того, находится ли значение контролируемой физической величины между предельными ее значениями или вне их, исключая процесс измерения. Калибры – бесшкальные контрольные инструменты, которые позволяют осуществлять контроль детали, исключая процесс измерения. Каждый из видов измерительных средств имеет свои конкретные области применения: - калибры применяются для контроля размеров деталей 6-го – 17-го квалитетов при известных номинальных размерах в пределах 1...500 мм.

Классификация калибров.

По виду контролируемых изделий и параметров:

- гладкие для цилиндрических изделий;
- резьбовые;
- шлицевые;

и др.

По числу одновременно контролируемых элементов:

- элементные – для контроля отдельных линейных размеров;
- комплексные – для одновременного контроля нескольких элементов.

По условиям оценки годности деталей:

- нормальные;
- предельные.

При контроле нормальными калибрами годность проверяемых элементов оценивают на основании субъективных ощущений контролирующего (т.к. нормальный калибр должен проходить без усилия, но и без зазора).

Предельные калибры ограничивают размеры деталей, распределяя их на три группы:

- годные;
- брак вследствие перехода за верхнюю границу допуска;
- брак вследствие перехода за нижнюю границу допуска.

Для работы с предельными калибрами требуется меньшая квалификация рабочего и контролёра и повышается объективность процесса контроля.

Предельные калибры изготавливают попарно. Один из них называют проходным, а другой непроходным.

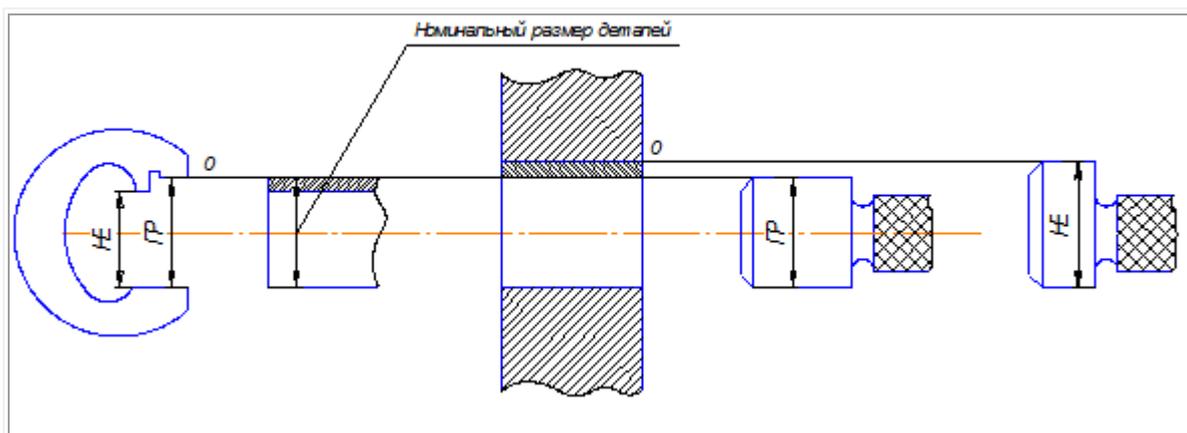


Рисунок 1 – Схема контроля деталей гладкими калибрами

Для внутренних измерений номинальный размер проходного калибра выполняют по номинальному, а непроходного по наибольшему предельным размерам.

Для наружных измерений номинальный размер проходного калибра выполняют по наибольшему, а непроходного по наименьшему предельным размерам.

Проверяемое изделие считают годным, если проходной калибр проходит, а непроходной калибр не проходит в проверяемое изделие (Показать на образцах).

Если проходной калибр не проходит, то деталь является исправимым браком, если непроходной калибр проходит, то деталь – неисправимый брак.

По технологическому назначению калибры подразделяют на:

- рабочие;
- контрольные.

Рабочие калибры используют для контроля деталей на рабочих местах в процессе их изготовления. Этими калибрами пользуются рабочие и контролеры ОТК завода – изготовителя.

Контрольные калибры предназначены для контроля или регулировки рабочих калибров. Они являются непроходными и служат для изъятия и эксплуатации вследствие износа проходных рабочих калибров – скоб.

Согласно действующим стандартам калибры имеют следующие обозначения:

Р – ПР – проходной рабочий калибр;

Р – НЕ – непроходной рабочий калибр;

К – ПР – контрольный калибр для проходного рабочего (нового) калибра;

К – НЕ – контрольный калибр для непроходного рабочего (нового) калибра;

К – И – контрольный калибр для контроля износа проходной стороны рабочего калибра.

Конструкции калибров.

Для контроля валов используют главным образом скобы. Основные конструкции калибров – скоб установлены ГОСТ 18355 – 73 ¼18368 – 73. Наиболее распространены односторонние двух предельные скобы (Показать!). Применяют также регулируемые скобы, которые можно настраивать на различные размеры.

Регулируемые скобы имеют меньшую точность и надежность, поэтому их применяют для контроля изделий 8 – го и грубее квалитетов.

Для контроля отверстий применяют калибры – пробки конструкции, которых установлены ГОСТ 14807 - 69¼14827 – 69. Калибры – пробки могут быть двухсторонними для размеров до 50 мм и односторонними для размеров свыше 50 мм.

Для снижения затрат на калибры стремятся увеличить их износостойкость. Для изготовления калибров используются стали марок 20; 20Х; У7; У8; ХВГ; ШХ15; Для рабочих поверхностей калибров используются пластинки из твердых сплавов ВК –6, ВК – 8.

Калибры, оснащенные сплавами имеют износостойкость в 50¼150 раз выше, чем стальные.

Основной принцип конструирования калибров

При конструировании предельных калибров следует соблюдать принцип подобия (принцип Тейлора), согласно которому проходные калибры должны являться прототипом сопрягаемой детали с длиной, равной длине соединения (т.е. калибры для валов должны иметь форму колец), и контролировать размеры по всей длине соединения с учетом погрешностей формы деталей.

Непроходные калибры должны иметь малую измерительную длину и контакт, приближающийся к точному, чтобы проверять собственно только размер детали.

На практике иногда приходится отступать от принципа подобия вследствие неудобства контроля. Например, контроль проходным кольцом потребовал бы

снятия детали, закрепленной в центрах станка. Поэтому вместо колец применяют проходные скобы с широкими измерительными поверхностями.

Маркировка калибров.

На калибрах наносят следующую маркировку:

- номинальный размер изделия; ($\text{Æ}70$)
- условное обозначение предельных отклонений изделия (H7);
- величины предельных отклонений изделия в мм; $\begin{pmatrix} +0,03 \\ 0 \end{pmatrix}$
- обозначение калибра (ПР, НЕ);
- товарный знак завода – изготовителя.

Допуски на изготовление гладких калибров.

Допуски на изготовление гладких калибров и кондукторных калибров регламентированы ГОСТ 24853 – 81, который предусматривает следующие допуски:

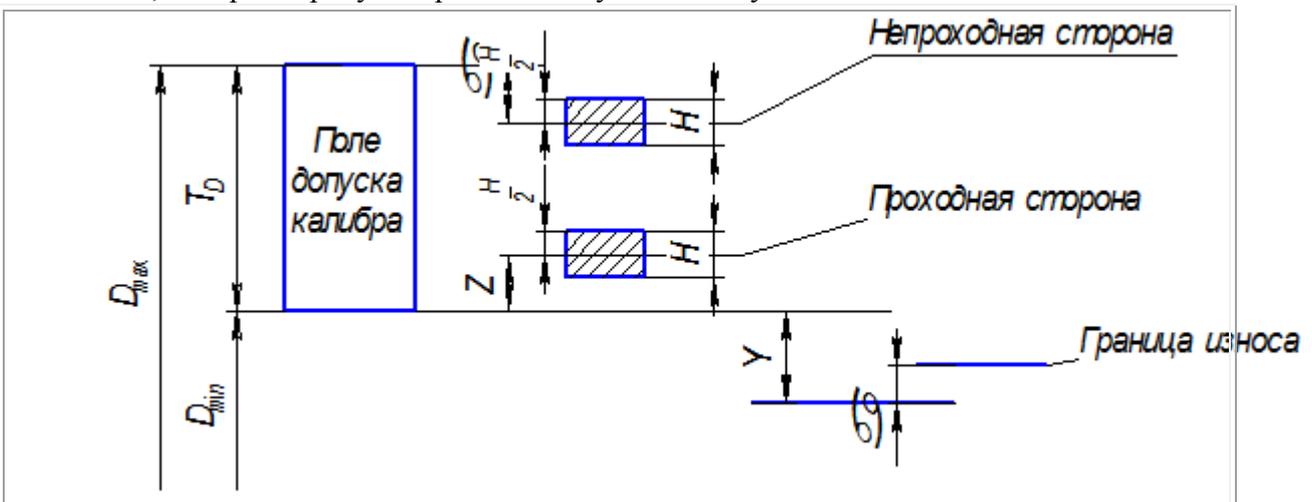


Рисунок 4.2 – Схема расположения полей допусков калибров для контроля отверстий

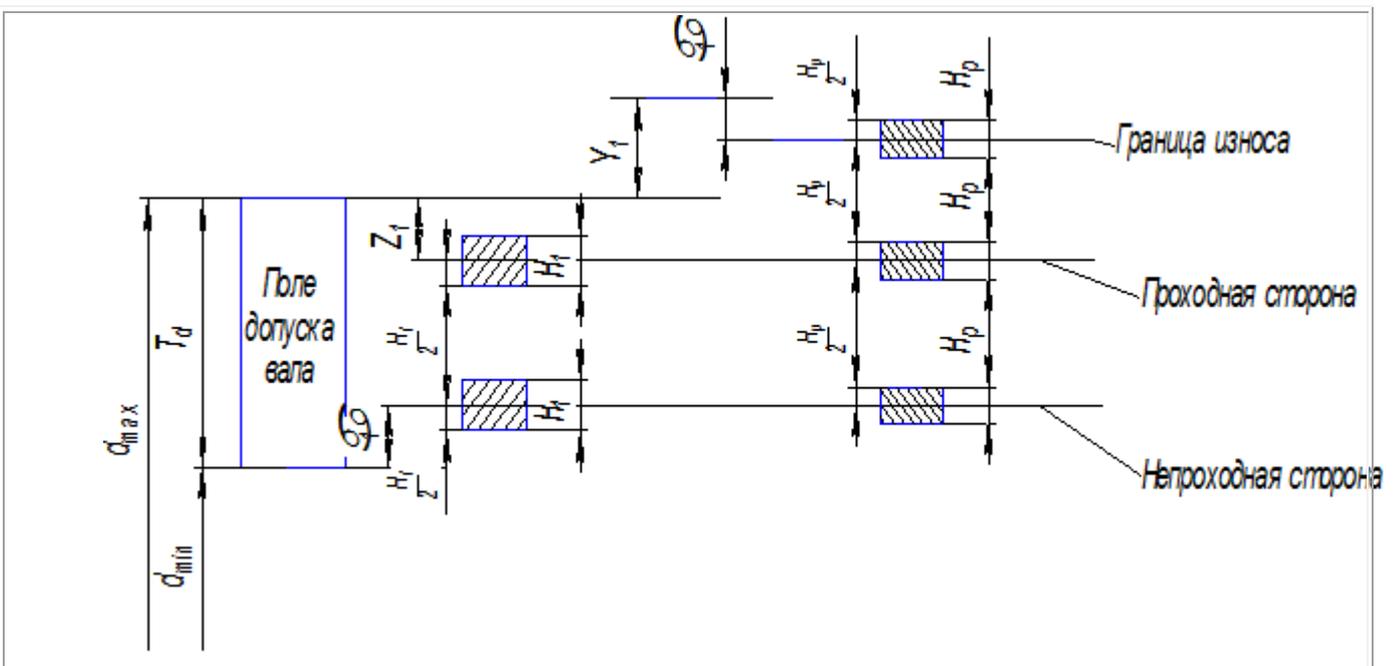


Рисунок 4.3 – Схема расположения полей допусков калибров для контроля валов и кондукторных калибров

В квалитетах 6,8 $\frac{1}{4}10$ допуски H_1 для скоб на 50 % больше допусков Н для пробок, что объясняется большей сложностью изготовления скоб. Допуски для всех типов контрольных калибров H_F одинаковы.

Для проходных калибров, которые изнашиваются в процессе контроля, предусмотрен допуск на износ. Допустимый выход размера изношенного калибра за границу поля допуска изделия регламентируется величиной У для пробок и величиной Y_1 для скоб. В квалитетах 9–ом и грубее У и $Y_1 = 0$.

Для всех проходных калибров поля допусков Н и H_1 сдвинуты внутрь поля допуска изделия на величину Z для пробок и величину Z_1 для скоб.

При номинальных размерах > 180 мм поле допуска непроходного калибра и граница износа ПР калибра также сдвигается внутрь поля допуска детали на величину а для пробок и величину a_1 для скоб.

Расчет исполнительных размеров калибров.

Исполнительным называют предельный размер калибра, по которому изготавливают новый калибр.

Исполнительным размером скобы служит её наименьший предельный размер с положительным отклонением, для пробки и контракалибра – их наибольший предельный размер с отрицательным отклонением. Таким образом, на чертеже отклонение проставляют в «тело» калибра.

Рассмотрим пример расчета исполнительных размеров калибра.

Образец выполнения практической работы.

Дано: Определить предельные и исполнительные размеры калибров для контроля вала D90к6.

По ГОСТ 25347 – 82 находим предельные отклонения вала:

$$es = +25 \text{ мкм}$$

$$ei = +3 \text{ мкм}$$

Наибольший и наименьший предельные размеры вала:

$$d_{max} = d_H + es = 90 + 0,025 = 90,025 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_H + ei = 90 + 0,003 = 90,003 \text{ мм}$$

По ГОСТ 24853 – 81 для квалитета 6 и интервала размеров 80...120 мм находим данные для расчета размеров калибров:

$$H_1 = 6 \text{ мкм}$$

$$Z_1 = 5 \text{ мкм}$$

$$Y_1 = 4 \text{ мкм}$$

$$H_F = 2,5 \text{ мкм}$$

$$\alpha_1 = 0$$

Строим схему расположения полей допусков:

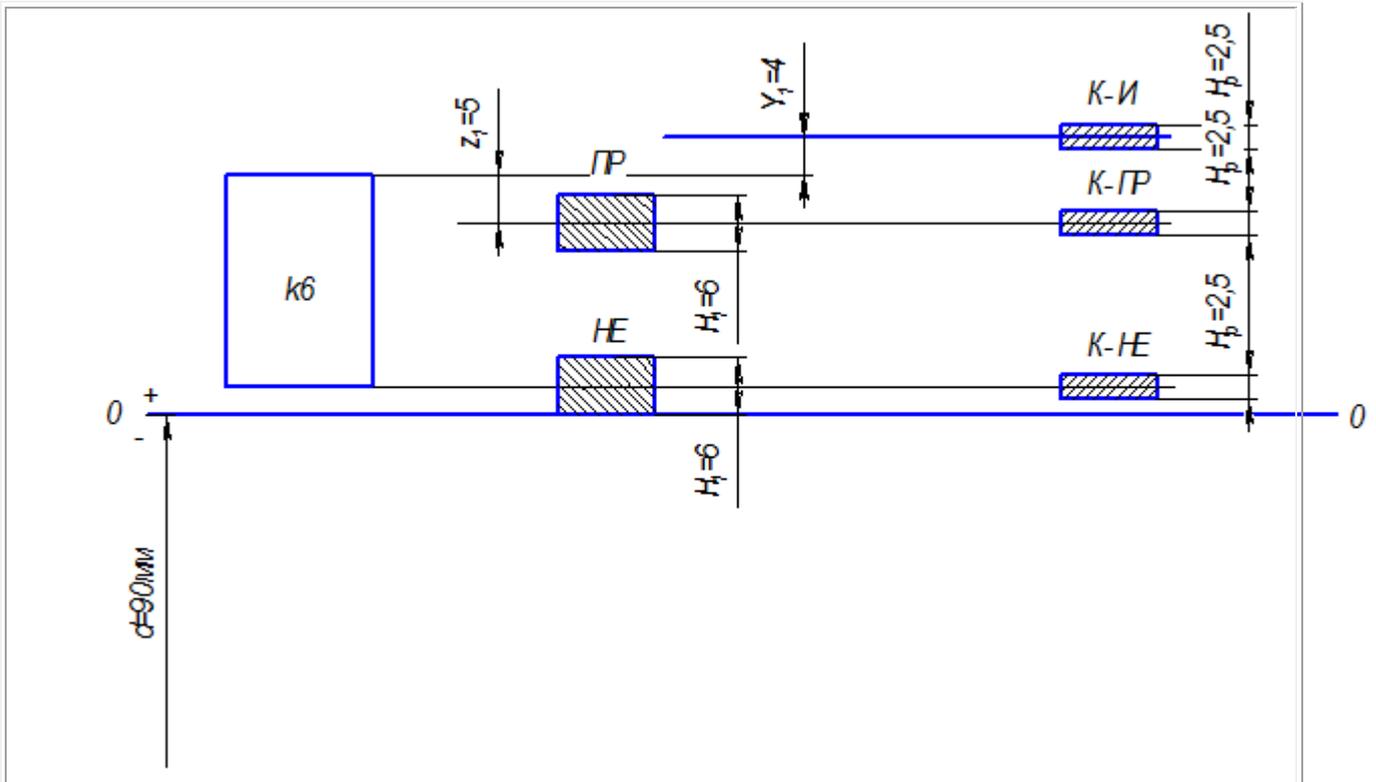


Рисунок 4.4 – Схема расположения полей допусков калибров и контрокалибров для $d=90k6$

Наименьший размер проходного нового калибра – скобы:

$$ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 90,025 - 0,005 - 0,003 = 90,017$$

Наибольший размер изношенного проходного калибра – скобы:

$$ПР_{\max} = d_{\max} + Y_1 = 90,025 + 0,004 = 90,029 \text{ мм}$$

Наименьший размер непроходного калибра – скобы:

$$НЕ_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 90,003 - 0,003 = 90,000 \text{ мм}$$

Исполнительные размеры для простановки на чертеже:

$$90,017^{+0,006}; 90,000^{+0,006}$$

Размеры контрольных калибров:

$$К - ПР_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_P}{2} = 90,025 - 0,005 + 0,00125 = 90,02125 \text{ мм}$$

$$К - НЕ_{\max} = d_{\min} + \frac{H_P}{2} = 90,003 + 0,00125 = 90,00425 \text{ мм}$$

$$К - И_{\max} = d_{\max} + Y_1 + \frac{H_P}{2} = 90,025 + 0,004 + 0,00125 = 90,03025 \text{ мм}$$

Исполнительные размеры для простановки на чертеже:

$$90,02125^{-0,0025}$$

$$90,00425^{-0,0025}$$

90,03025 – 0.0025

ФОРМА ОТЧЁТА

Отчёт по выполнению практической работы №2 «Расчет исполнительных размеров гладких калибров» выполняется, в соответствии с ГОСТ 2.106-68, как конструкторский документ рукописным или машинописным способом на стандартных листах формата А4, сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Образец титульного листа приведен в приложении 2

Если отчет выполняется на ПК то шрифт должен быть 12 Times New Roman интервал 1 .

Если отчет выполняется рукописным способом , то он должен быть выполнен черной пастой.

Отчет выполняется с одной стороны листа. Нумерация страниц вверху листа.

В отчете необходимо отразить следующие пункты.

1. Записать тему, цели практической работы.
2. Выполнить расчет задания согласно варианта
3. Начертить схему полей допусков
4. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?
2. Какие основные условия образования посадок?
3. Что калибры называют предельными, какие нормальными?

Литература

Основные источники:

1. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебное пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

Дополнительные источники:

2. Дубовой, Н.Д. Основы метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие / Н.Д. Дубовой, Е.М. Портнов. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

3. Ильянков, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении: Практикум: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования / А.И. Ильянков, Н.Ю. Марсов, Л.В. Гутюм. - М.: ИЦ Академия, 2013. - 160 с.

4. Кошечая, И.П. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / И.П. Кошечая, А.А. Канке. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 416 с.

Практическое занятие №3

Тема: «Расчет допусков и посадок подшипников качения»

Цель работы: Определить численные значения предельных отклонений присоединительных диаметров подшипника и посадочных мест вала и корпуса согласно выбранным посадкам.

Краткие теоретические основания выполняемого задания Подшипники качения работают в самых разнообразных эксплуатационных условиях и призваны обеспечивать требуемую точность и равномерность вращения подвижных частей машин. Являясь стандартными узлами, подшипники качения имеют полную взаимозаменяемость по присоединительным поверхностям, определяемым наружным диаметром наружного и внутренним диаметром внутреннего колец. Качество самих подшипников качения определяется рядом показателей, в зависимости от величины которых стандартами ГОСТ 520-71 и СТ СЭВ 774-77

установлены пять классов точности, обозначаемых в порядке повышения точности: 0, 6, 5, 4 и 2. Класс точности подшипника выбирается исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма. В машино- и приборостроении при средних и малых нагрузках, нормальной точности вращения обычно применяют подшипники класса точности 0. Для тех же условий, но при повышенных требованиях к точности вращения используют подшипники класса точности 6. Подшипники классов точности 5 и 4 применяют только при больших скоростях и жестких требованиях к точности вращения, а класса точности 2 – лишь в особых условиях. Класс точности (кроме класса 0) указывают через тире перед условным обозначением подшипника, например: 6 – 310.

Образец выполнения практической работы

Дано:

Подшипник № 5-209

По приложению находим основные размеры подшипника:

Подшипник №5-209

Наружный диаметр $D = 85$ мм

Внутренний диаметр $d = 45$ мм

Ширина кольца $B = 19$ мм

Для подшипника класса точности 5 принимаем поле допуска К6. Тогда посадку наружного кольца в корпус в общем виде запишем так: $\varnothing 85K6$. По таблице приложения принимаем поле допуска вала h5. Посадка внутреннего кольца на вал в условной записи имеет вид: $\varnothing 45h6$.

По таблицам СТ СЭВ 144-75 или ГОСТ 25347-82 находим численные значения предельных отклонений присоединительных диаметров колец подшипника и посадочных мест вала и корпуса.

Получим:

Внутренне кольцо $\varnothing 45_{-0,008}$

Шейка вала $\varnothing 45h5$

Наружное кольцо $\varnothing 85_{-0,010}$

Отверстие в корпусе $\varnothing 85K6$

Произведем расчет предельных значений присоединительных диаметров, их допусков, а также полученных в соединениях зазоров и натягов. Расчет производим аналогично расчетам выполненным в примере для посадки с зазором гладких цилиндрических соединений. Данные расчета сводим в таблицу 2.

Определяем предельные размеры и допуски на обработку деталей соединения согласно выбранной посадке:

Внутреннее кольцо подшипника: $\varnothing 45_{(-0,008)}$

Шейка вала $\varnothing 45h5 \begin{pmatrix} +0 \\ -0,011 \end{pmatrix}$

Параметры отверстия внутреннего кольца подшипника: $ES=0$; $EI=-8$; $T_D=8$ мкм.

Параметры шейки вала: $es=0$; $ei=-11$; $T_d=11$ мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$$S_{\max}=ES - ei = 0 - (-11) = 11$$

$$S_{\min}=EI - es = -8 - 0 = -8$$

Допуск посадки:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 11 - (-8) = 19 \text{ мкм}$$

$$TS = ES - ei - EI + es = T_D + T_d;$$

$$TS = 8 + 11 = 19 \text{ мкм}$$

Наружное кольцо подшипника: $\varnothing 85_{(-0,010)}$

Отверстие в корпусе $\varnothing 85K6 \begin{pmatrix} +0,004 \\ -0,018 \end{pmatrix}$

Параметры отверстия корпуса: $ES=4$; $EI=-18$; $T_D=10$ мкм.

Параметры наружного кольца подшипника: $es=0$; $ei=-10$; $T_d=22$ мкм.

$$S_{\max}=ES - ei = 4 - (-18) = 22$$

$$S_{\min}=EI - es = -18 - 0 = -18$$

Допуск посадки:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 22 - (-18) = 40 \text{ мкм}$$

$$TS = ES - ei - EI + es = T_D + T_d;$$

$$TS = 10 + 22 = 32 \text{ мкм}$$

Строим схему взаимного расположения полей допусков (рис. 3)

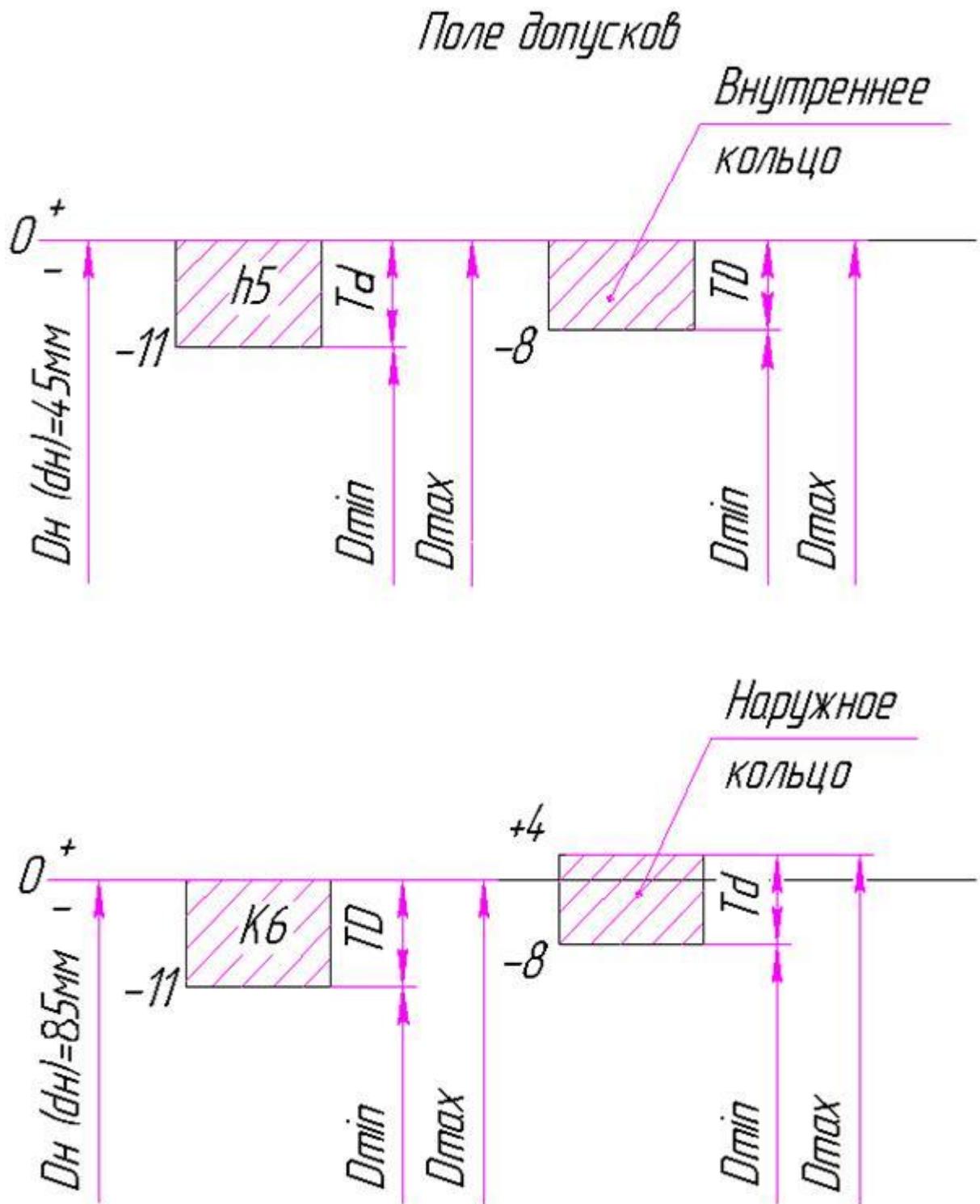


Рис.3 Схема расположения полей допусков соединения «внутреннее кольцо – вал» и «наружное кольцо – корпус».

Таблица 2

Наименование элементов и соединений подшипника	Номинальный размер, мм	Условное обозначение поля допуска	Предельные отклонения	
			Верхнее	Нижнее
1	2	3	4	5

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
Присоединительные диаметры:				
Внутреннего кольца	45	–	0	-0,008
Шейки вала	45	h5	0	-0,011
Наружного кольца	85	–	0	-0,010
Отверстия корпуса	85	K6	+0,004	-0,018
Соединения:				
Внутреннего кольца	45	–	–	–
Шейки вала	85	–	–	–

Продолжение таблицы 2

Наименование элементов и соединений подшипника	Предельные размеры, мм		Допуск размера, мкм	Зазор (натяг), мм			
	max	min		max	min		
Присоединительные диаметры:							
Внутреннего кольца	45	92	44,9	8	0,00	–	–
Шейки вала	45	89	44,9	1	0,01	–	–
Наружного кольца	85	90	84,9	0	0,01	–	–
Отверстия корпуса	85,0	82	84,9	2	0,02	–	–
04							
Соединения:							
«внутреннее кольцо – вал»	–	–	–	–	0,011	0,008	– (натяг)
«наружное кольцо – корпус»	–	–	–	–	0,015	0,018	– (натяг)

Вычерчиваем эскизные изображения подшипникового узла и соединяемых с подшипником деталей с нанесением всех необходимых обозначений (рис. 4).

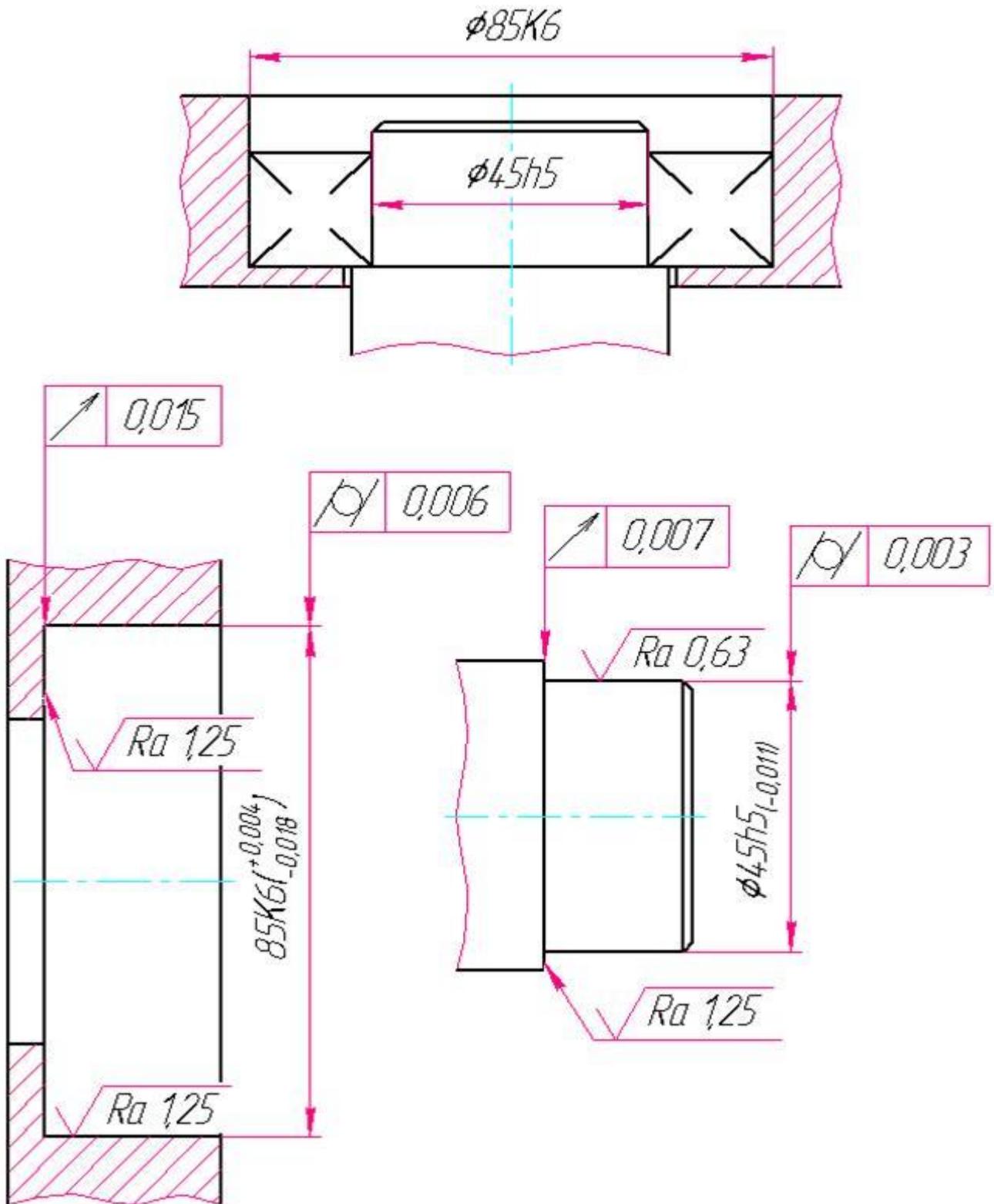


Рис.4 Эскиз подшипникового узла и его деталей.

ФОРМА ОТЧЁТА

Отчёт по выполнению практической работы №3 «Расчет допусков и посадок подшипников качения» выполняется, в соответствии с ГОСТ 2.106-68, как конструкторский документ рукописным или машинописным способом на стандартных листах формата А4, сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Образец титульного листа приведен в приложении 2

Если отчет выполняется на ПК то шрифт должен быть 12 Times New Roman интервал 1 .

Если отчет выполняется рукописным способом , то он должен быть выполнен черной пастой.

Отчет выполняется с одной стороны листа. Нумерация страниц вверху листа.

В отчете необходимо отразить следующие пункты.

1. Записать тему, цели практической работы.
2. Выполнить расчет задания согласно варианта
3. Начертить схему полей допусков
4. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?
2. Какие основные условия образования посадок?
3. Из каких соображений выбирают класс точности подшипника?

Литература

Основные источники:

1. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебное пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

Дополнительные источники:

2. Дубовой, Н.Д. Основы метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие / Н.Д. Дубовой, Е.М. Портнов. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

3. Ильянков, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении: Практикум: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования / А.И. Ильянков, Н.Ю. Марсов, Л.В. Гутюм. - М.: ИЦ Академия, 2013. - 160 с.

4. Кошечая, И.П. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / И.П. Кошечая, А.А. Канке. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 416 с.

Практическое занятие №4**Тема : «Расчет допусков и посадок резьбовых соединений »****Цель работы:** Определить допуски на наружный и внутренний диаметр резьбы, предельные размеры резьбы.**Краткие теоретические основания выполняемого задания**

Резьба должна сопрягаться только по сторонам резьбового профиля (исключение составляют паронепроницаемые резьбы), поэтому основным параметром, определяющим характер посадки резьбовой пары, является средний диаметр. Допуски на наружный и внутренний диаметры устанавливаются таким образом, чтобы исключить возможность защемления по вершинам и впадинам резьбы.

В бывшем СССР стандартизованы посадки с зазором (ГОСТ 16093—81), переходные (ГОСТ 24834—81) и с натягом (ГОСТ 4608—81).

Наиболее распространена посадка с зазором, при которой номинальный средний диаметр равен наибольшему среднему диаметру резьбы гайки. Расположение полей допусков метрической резьбы в посадках с зазором показано на (рис. 1). Отклонения (ГОСТ 16093—81) отсчитываются от линии номинального профиля резьбы в направлении, перпендикулярном оси резьбы.

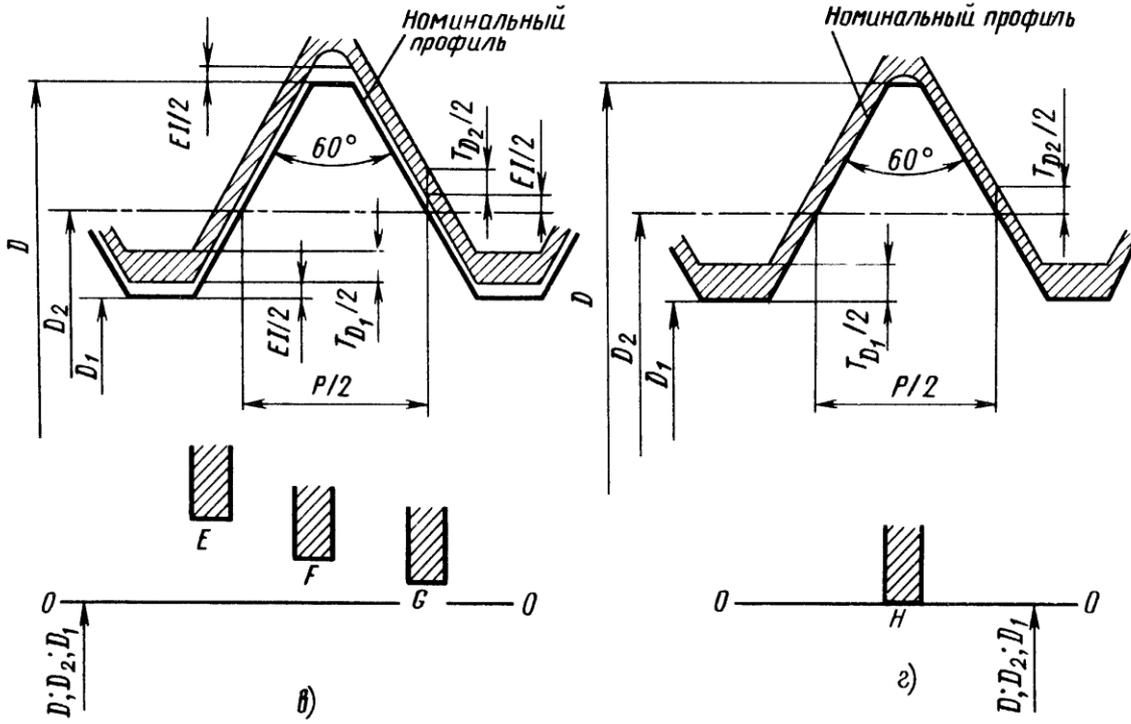
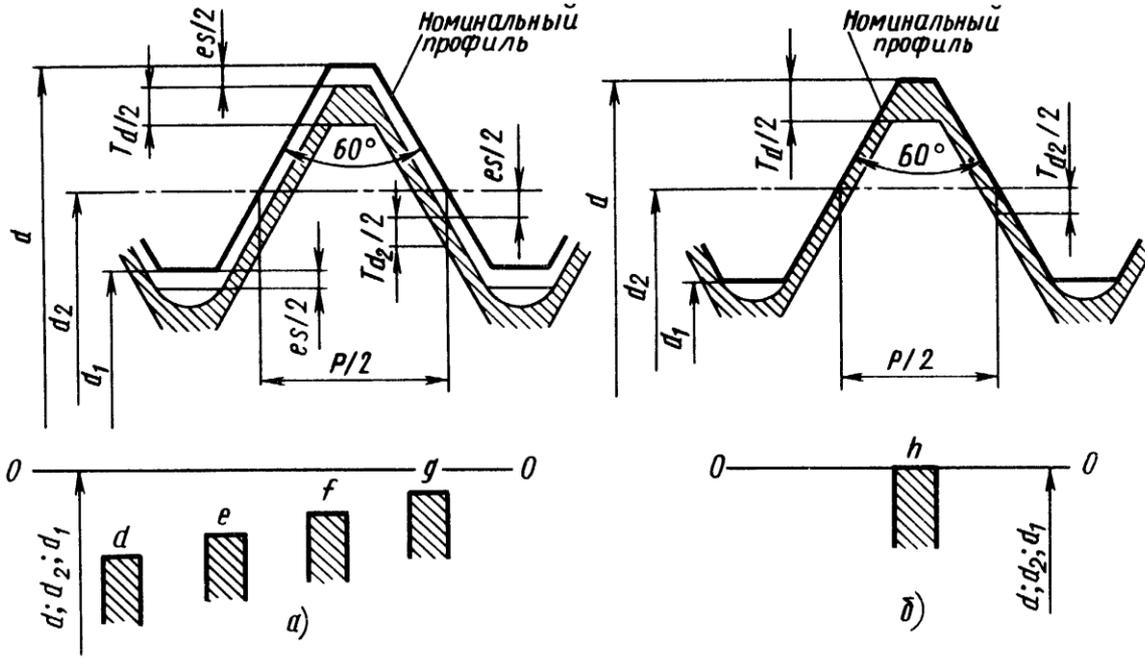


Рис. 1 - Схемы расположения полей допусков для посадок с зазором наружной (вверху) и внутренней (внизу) метрической резьбы с основными отклонениями d, e, f, g, (a); h (б); E, F, G, (в); H (г)

Допуски для диаметров резьбы болтов и гаек определяются в зависимости от принятой степени точности, обозначаемой числами. Приняты следующие степени точности для диаметров болта и гайки: $d=4, 6, 8$; $d_2 — 4, 6, 7, 8$; $D_1 — 5, 6, 7$; $D_2 — 4, 5, 6, 7$. Допуски диаметров d_1 и $D —$ не устанавливаются.

Установлены ряды основных отклонений — верхних es для наружной резьбы (болтов) и нижних EI для внутренней резьбы (гаек), которые определяют расположение полей допусков диаметров резьбы относительно номинального профиля.

Значения допусков диаметров зависят от степени точности и шага резьбы (допуск среднего диаметра зависит еще и от номинального диаметра резьбы). Стандартом регламентированы допуски среднего диаметра T_{d2} , T_{D2} , наружной и внутренней резьб, наружного диаметра T_d наружной резьбы и внутреннего диаметра T_{D2} , внутренней резьбы.

Допуски средних диаметров являются суммарными, включающими отклонения собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации отклонений шага и половины угла профиля.

Поле допуска резьбы образуется сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметра выступов (диаметра d для болтов и диаметра D_1 для гаек).

Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, означающей основное отклонение.

Обозначение поля допуска резьбы включает в себя обозначение поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска наружного диаметра для болтов (внутреннего диаметра для гаек).

Если обозначение поля допуска диаметра по вершинам резьбы совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то его в обозначении поля допуска резьбы не повторяют.

Примеры обозначения полей допусков

резьбы с крупным шагом:

болт М10 — 6g;
гайка М10 — 6H;

резьбы с мелким шагом:

болт М10 X 1 — 6g;
гайка М10 X 1 — 6H.

Посадки резьбовых деталей обозначают дробью, в числителе которой указывают обозначение поля допуска гайки, а в знаменателе — обозначение поля допуска болта. Например: М10 — 6H/6g и М10×1 — 6H/6g.

В зависимости от требований, предъявляемых к точности резьбового соединения, поля допусков резьбы болтов и гаек установлены в трех условных классах точности (знаком * отмечены поля допусков предпочтительного применения):

класс	Точный	Средний	Грубый
болт	h	6h; 6g*; 6e; 6d	8 h; 8g*
гайка	H; 5H	5H; 6H; 6H*; 6G	7 H*; 7G

Согласно ГОСТ 16093—81 допускаются любые сочетания полей допусков резьбы болтов и гаек, но сочетание полей допусков разных классов точности на средний и наружный (или внутренний для гаек) диаметры резьбы должно быть обосновано.

В соединениях шпилек с корпусами, а также при наличии специальных требований к резьбовым соединениям применяют переходные посадки, а также посадки с натягом. Неподвижность и прочность соединения обеспечиваются при посадках с натягом за счет натяга по среднему диаметру, при переходных посадках — за счет применения дополнительных элементов заклинивания: конического сбега, плоского бурта или цилиндрической цапфы.

Схема расположения полей допусков для посадок с натягом показана на (рис. 2, а). По наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены зазоры, компенсирующие пластическое течение материала к вершинам резьбы. Для образования полей допусков в посадках с натягом установлены основные отклонения диаметров резьбы в зависимости от степени точности.

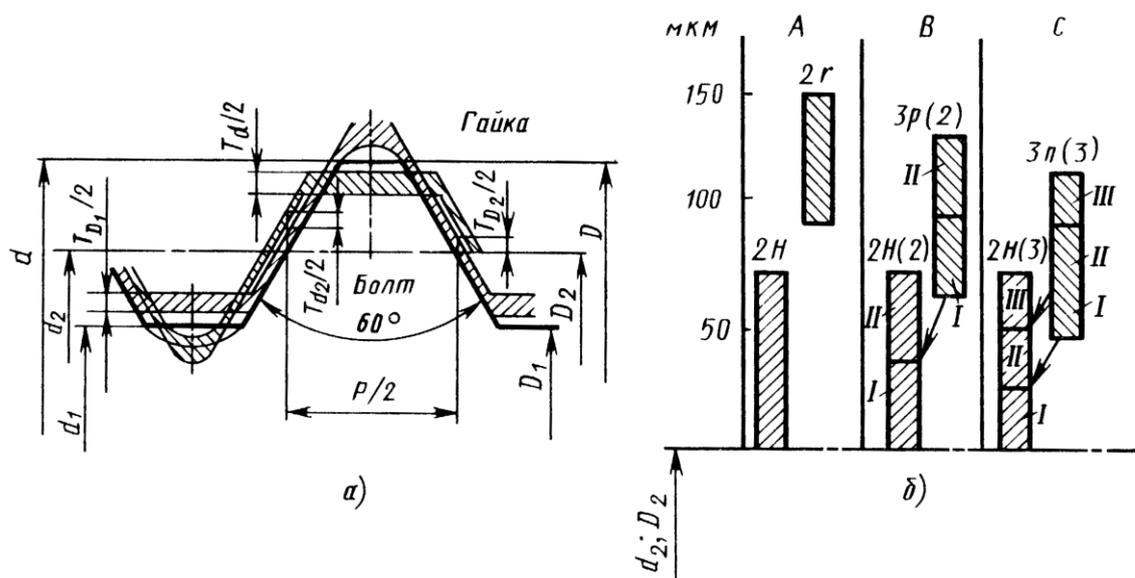


Рис. 2 - Схемы расположения полей допусков диаметров (а) и среднего диаметра (б) резьбы с натягом

При малых натягах не исключается вывинчивание шпилек в эксплуатации, а при чрезмерно больших натягах возможно скручивание шпилек и разрушение резьбы в корпусах при монтаже, поэтому на средние диаметры резьб деталей стандартом установлены более высокие степени точности: 3-я и 2-я — для шпилек, 2-я — для гнезд.

Для обеспечения более однородных натягов в партии соединений резьбовые детали сортируют на группы.

На (рис. 2, б) в качестве примера показаны схемы расположения полей допусков среднего диаметра резьбы $M14 \times 1,5$ с натягом при сборке без сортировки на группы (случай А), а также с сортировкой на две (В) и три (С) группы. Номера сортировочных групп обозначены цифрами I, II, III.

Посадки с натягом предусмотрены только в системе отверстия, что обеспечивает технологические преимущества. Рекомендуемые поля допусков и посадки приведены в табл. (ГОСТ 4608—81).

Образец выполнения практической работы.

Дано: резьбовое соединение М38-7Н/8g.

Определяем номинальные значения диаметров внутренней резьбы (гайки) и наружной резьбы (болта) по ГОСТ 24705-2004 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры»:

$$d=D=38 \text{ мм};$$

$$d_2=D_2=D-0,6495P=38,0-0,6495 \cdot 1,5=37,026 \text{ мм};$$

$$d_1=D_1=D-1,0825P=38,0-1,0825 \cdot 1,5=36,376 \text{ мм};$$

$$P=1,5 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения диаметров резьбовых деталей с внутренней резьбы (гайки) и наружной резьбы (болта) выбираем по ГОСТ 16093-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с зазором», и результаты представляем в виде таблицы 9.

Таблица 1. Предельные отклонения диаметров резьбовых поверхностей

Номинальный диаметр резьбы, мм	Предельные отклонения болта, мкм es (верхнее)	Предельные отклонения гайки, мкм ei (нижнее)	ES	EI
			(верхнее) не ограничено	(нижнее) 0
d=D=38,000	-32	-407	не ограничено	0
d ₂ =D ₂ =37,026	-32	-268	+250	0
d ₁ =D ₁ =36,376	-32	не ограничено	+375	0

Определяем предельные размеры внутренней резьбы (гайки) и наружной резьбы (болта) и результаты представляем в виде таблицы 10

Таблица 2. Предельные размеры резьбовых поверхностей (по диаметрам)

Предельный размер, мм	БОЛТ		ГАЙКА				
	d, мм	d ₂ , мм	d ₁ , мм	D, мм	D ₂ , мм	D ₁ , мм	
М38-7Н/8g	наибольший	38,000	37,026	36,376	не ограничено	37,026	36,376+0,375=36,751
	наименьший	37,968	36,994	36,344	ниже 16,00	+0,250=37,276	
		0,032=37,968	0,032=36,994	0,032=36,344			
		0,407=37,593	0,268=36,758				

Рассчитываем предельные значения зазоров в резьбовой посадке:

по D (d):

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 38,000 - 37,968 = 0,032 \text{ мм},$$

S_{max} не нормируется;

поD₂ (d₂):

$$S_{2\min} = D_{2\min} - d_{2\max} = 37,026 - 36,994 = 0,032 \text{ мм,}$$

$$S_{2\max} = D_{2\max} - d_{2\min} = 37,276 - 36,758 = 0,518 \text{ мм;}$$

поD₁ (d₁)

$$S_{1\min} = D_{1\min} - d_{1\max} = 38,000 - 37,968 = 0,032 \text{ мм,}$$

S_{1max} не нормируется.

ФОРМА ОТЧЁТА

Отчёт по выполнению практической работы №4 «Расчет допусков и посадок резьбовых соединений» выполняется, в соответствии с ГОСТ 2.106-68, как конструкторский документ рукописным или машинописным способом на стандартных листах формата А4, сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Образец титульного листа приведен в приложении 2

Если отчет выполняется на ПК то шрифт должен быть 12 Times New Roman интервал 1 .

Если отчет выполняется рукописным способом , то он должен быть выполнен черной пастой.

Отчет выполняется с одной стороны листа. Нумерация страниц вверху листа.

В отчете необходимо отразить следующие пункты.

1. Записать тему, цели практической работы.
2. Выполнить расчет задания согласно варианта
3. Начертить схему полей допусков
4. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?
2. Какие основные условия образования посадок?
3. Расшифровать М38х2,5 - 7Н/8g.

Литература

Основные источники:

1. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебное пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

Дополнительные источники:

2. Дубовой, Н.Д. Основы метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие / Н.Д. Дубовой, Е.М. Портнов. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

3. Ильянков, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении: Практикум: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования / А.И. Ильянков, Н.Ю. Марсов, Л.В. Гутюм. - М.: ИЦ Академия, 2013. - 160 с.

4. Кошечая, И.П. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / И.П. Кошечая, А.А. Канке. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 416 с.

Практическое занятие №5**ТЕМА: «РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ДОПУСКОВ И ПОСАДОК».**

Цель работы: соединения выбрать посадки шпонки в паз вала и паз втулки. Найти численные значения предельных отклонений ширины шпонки и пазов, допуски и предельные отклонения

Краткие теоретические основания выполняемого задания

В общем машиностроении, а также в автотранспортном и сельскохозяйственном машиностроении наиболее широкое распространение получили шпоночные соединения с призматической и сегментной шпонками.

Размеры элементов шпоночных соединений зависят от диаметра вала и регламентируются соответствующими стандартами. Для шпоночных соединений с призматической шпонкой размеры элементов установлены стандартом СЭВ СТ СЭВ 189-75, а система допусков и посадок – стандартами СТ СЭВ 57-73 и ГОСТ 23360-78. Размеры и система допусков элементов шпоночных соединений с сегментной шпонкой установлены СТ СЭВ 647-77 и ГОСТ 24071-80.

Сочетание полей допусков пазов с полем допуска шпонки должно быть таким, чтобы образовывались три следующих вида соединений:

а) свободное соединение. Обеспечивающее относительное осевое перемещение втулки на валу (шпонка направляющая) или применяемое для образования неподвижных соединений втулок свалами при затрудненных условиях сборки и действие небольших по величине равномерных нагрузок;

б) нормальное соединение, используемое при благоприятных условиях сборки для обеспечения относительной неподвижности соединяемых между собой втулок и валов, работающее без нагрузок или с небольшими нереверсивными нагрузками;

в) плотное соединение, применяемое для получения неподвижных соединений втулок и валов, не требующее частых разборок и работающее со значительными знакопеременными нагрузками; это соединения характеризуется наличием между шпонкой и пазами примерно одинаковых натягов.

Образец выполнения практического задания

Дано: диаметр вала 45 мм., шпонка призматическая, соединение свободное. Выбираем основные конструктивные размеры элементов шпоночного соединения с призматической шпонкой диаметр вала $\varnothing 45$.

Сечение шпонки $b \times h = 14 \times 9$

Длина шпонки $l = 100 \text{ мм}$

Глубина паза вала $t_1 = 5.5 \text{ мм}$

паза втулки $t_2 = 3.8 \text{ мм}$

Устанавливаем посадки шпонки в паз вала и паз втулки. Согласно СТ СЭВ 57-73 ширина шпонки и пазов при свободном соединении имеет следующие поля допусков:

Шпонки – $b = 14h9$

Паз вала – $b = 14H9$

Паз втулки – $b = 14D10$

Тогда посадки шпонки в паз вала и паз втулки в общем виде можно записать так:

В паз вала – $14 \frac{H9}{h9}$.

В паз втулки – $14 \frac{D10}{h9}$.

Численные значения предельных отклонений ширины шпонки и пазов выбираем из таблицы стандарта СТ СЭВ 144-75:

Для шпонки – $14h9_{(-0,043)}$

Для паза вала – $14H9_{(+0,043)}$

Для паза втулки – $14D10_{\left(\begin{smallmatrix} +0.120 \\ +0.050 \end{smallmatrix}\right)}$

Допуски и предельные отклонения несопрягаемых размеров элементов шпоночного

соединения находим из таблицы

Высота шпонки $h=9h9_{-0,036}$

Длина шпонки $l=100h14_{-0,87}$

Длина паза вала $l_1=100H15^{+1,4}$

Глубина паза вала $t_1=5.5^{+0,1}$

Глубина паза втулки $t_2=3.8^{+0,1}$

Произведем расчет предельных значений всех основных размеров и получаемых в соединении шпонки с пазами зазоров или натягов. Результаты расчетов сводим в таблицу 3.

Параметры:

Ширина шпонки – $14h9\left(\begin{smallmatrix} +0 \\ -0,043 \end{smallmatrix}\right)$; $es=0$; $ei=-43$; $T_d=-43$ мкм.

Ширина паза вала – $14H9\left(\begin{smallmatrix} +0,043 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)$; $ES=43$; $EI=0$; $T_D=43$ мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$S_{max}=ES - ei = +43 - (-43)=86$ мкм

$S_{min}=EI - es=0 - 0=0$ мкм.

Допуск посадки:

$TS=S_{max} - S_{min} =86 - 0=86$ мкм

$TS=ES - ei - EI +es=T_D+T_d$;

$TS=43+(-43)=86$ мкм

Параметры:

Ширина шпонки – $14h9\left(\begin{smallmatrix} +0 \\ -0,043 \end{smallmatrix}\right)$; $es=0$; $ei=-43$; $T_d=43$ мкм.

Ширина паза втулки – $14D10\left(\begin{smallmatrix} +0,120 \\ +0,050 \end{smallmatrix}\right)$; $ES=120$; $EI=50$; $T_D=70$ мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$S_{max}=ES - ei =120 - 43=77$ мкм

$S_{min}=EI - es=50-0=50$ мкм.

Допуск посадки:

$TS=S_{max} - S_{min} =77 - 50=27$ мкм

$TS=ES - ei - EI +es=T_D+T_d$;

$TS=70+43=27$ мкм

Строим схему взаимного расположения полей допусков (рис. 5).

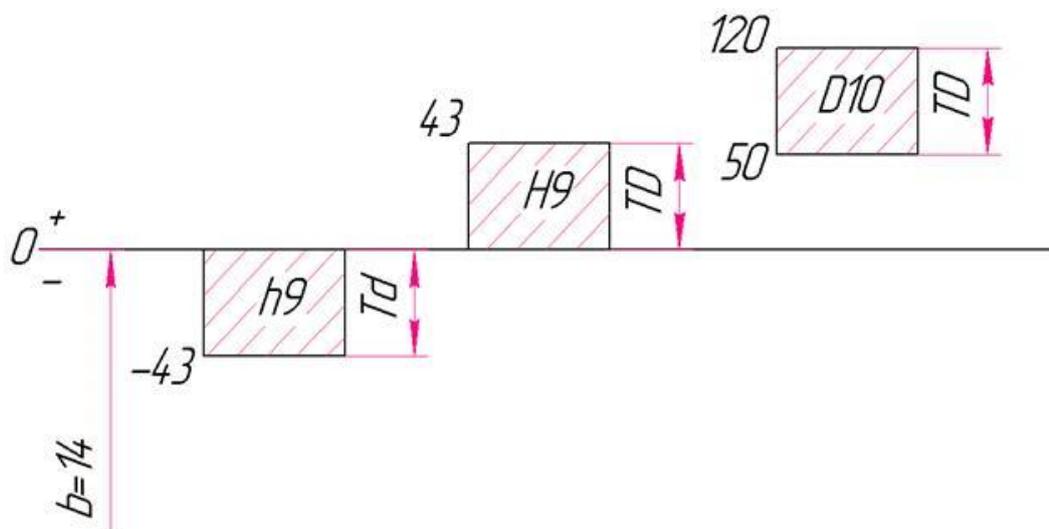


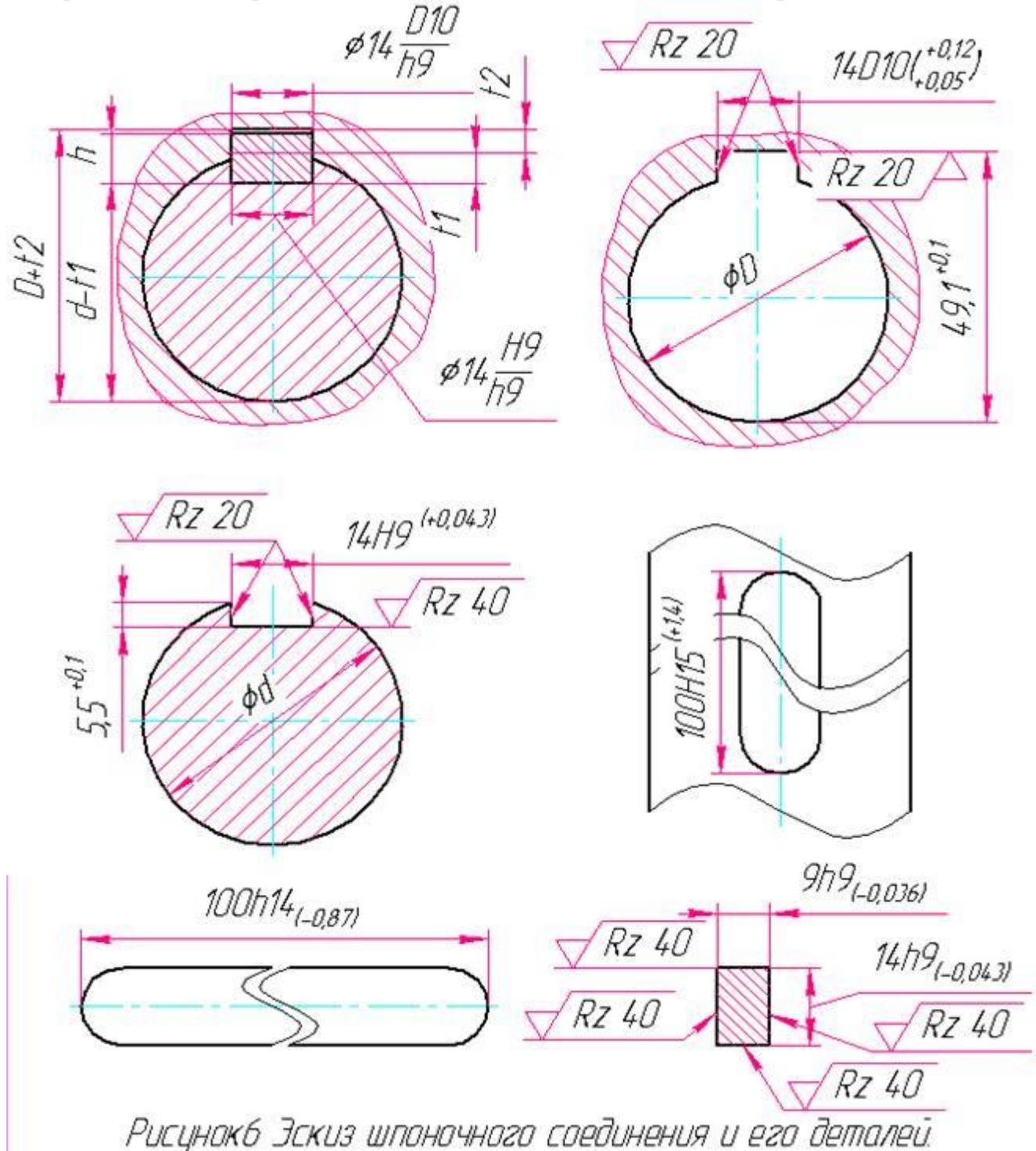
Рис.5 Схема полей допусков шпоночного соединения.

Таблица3

Наименование размеров элементов шпоночного соединения	Номинальный размер, мм	Условное обозначение поля допуска	Предельные отклонения		Предельные размеры, мм		Допуск размера, мм	Зазор (натяг), мм	
			Верхнее	Нижнее	max	min		max	min
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Шпонки:									
Ширина	14	h9	0	-0.043	14	13.93	0.043	-	-
Высота	9	h9	0	-0.036	9	8.96	0.036	-	-
Длина	100	h14	0	-0.87	100	99.13	0.87	-	-
Паза вала:									
Ширина	14	H9	+0,043	0	14,043	14	0,043	-	-
Глубина	5,5	-	+0,1	0	5,6	5,5	0,1	-	-
Длина	100	H15	+1,4	0	101,4	100	1,1	-	-
Паза втулки:									
Ширина	14	D10	+0.120	+0.050	14,12	14,05	0,070	-	-
Глубина	3.8	-	+0.1	0	3,9	3,8	0,1	-	-
Соединения:									

Шпонка – паз вала	14	–	–	–	–	–	–	0,086	0,043
Шпонка – паз втулки	14	–	–	–	–	–	–	0,165	0,093

Вычертим эскизы изображения шпоночного соединения и его деталей (рис.1).



Форма отчета

Отчёт по выполнению практической работы №6 «Расчет допусков и посадок шпоночных соединений» выполняется, в соответствии с ГОСТ 2.106-68, как конструкторский документ

рукописным или машинописным способом на стандартных листах формата А4, сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Образец титульного листа приведен в приложении 2. Если отчет выполняется на ПК то шрифт должен быть 12 Times New Roman интервал 1. Если отчет выполняется рукописным способом, то он должен быть выполнен черной пастой. Отчет выполняется с одной стороны листа. Нумерация страниц сверху листа.

В отчете необходимо отразить следующие пункты.

1. Записать тему, цели практической работы.
2. Выполнить расчет задания согласно варианта
3. Начертить схему полей допусков
4. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?
2. Виды шпонок, преимущество и недостатки шпоночных соединений.
3. Виды шпоночных соединений, их назначение.

Литература

Основные источники:

1. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебное пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

Дополнительные источники:

2. Дубовой, Н.Д. Основы метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие / Н.Д. Дубовой, Е.М. Портнов. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.
3. Ильянков, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении: Практикум: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования / А.И. Ильянков, Н.Ю. Марсов, Л.В. Гутюм. - М.: ИЦ Академия, 2013. - 160 с.
4. Кошечая, И.П. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / И.П. Кошечая, А.А. Канке. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 416 с.

Практическое занятие №6

ТЕМА : «РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ДОПУСКОВ И ПОСАДОК».

Цель работы: По заданному условному обозначению дать расшифровку прямобочного шлицевого соединения и определить номинальные размеры его элементов

Краткие теоретические основания выполняемого задания

Шлицевые соединения применяются для тех же целей что и шпоночные, но в отличие от последних обладают рядом преимуществ. Соединения этого вида способны воспринимать значительно большие нагрузки и обеспечивают более высокую степень центрирования втулок на валах.

Среди известных типов шлицевых соединений наибольшее распространение, особенно в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении, получили соединения с прямобочным профилем зубьев.

Номинальные размеры и число зубьев шлицевых соединений прямобочного профиля регламентированы стандартом СЭВ СТ СЭВ 188-75 и ГОСТ 1139-80. В зависимости от величины передаваемых нагрузок указанные стандарты устанавливают три серии прямобочных шлицевых соединений: легкую, среднюю и тяжелую. Соединения легкой серии имеют небольшие значения высоты и числа зубьев. К ним относятся неподвижные легконагруженные соединения. Соединения средней серии обладают большими по сравнению с соединениями легкой серии значениями высоты и числа зубьев и применяются для передачи средних нагрузок. Соединения тяжелой серии имеют наибольшую высоту и число зубьев и предназначены для тяжелых условий работы.

Для прямобочных шлицевых соединений, в зависимости от предъявляемых к ним эксплуатационных и технических требований, применяют три способа центрирования втулок на валах: по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d и по боковым поверхностям зубьев b .

Образец выполнения практического задания.

Дано: $d-16 \times 72H8/e8 \times 82 \times 7F10/f7$

Произведем расшифровку его условной записи используя. Заданное шлицевое соединение центрируется по внутреннему диаметру, имеет число зубьев $z=16$, номинальное значение внутреннего диаметра $d=72$ с посадкой $H8/e8$, наружного (не центрирующего) – $D82$ мм с посадкой $H12/a11$, толщина зуба (ширина впадины) втулки $b=7$ мм с посадкой $F10/f7$.

По таблицам стандарта СТ СЭВ 144-75 (ГОСТ 25347-82), находим предельные отклонения диаметров и размера b втулки и вала. Имеем:

а) для шлицевой втулки:

внутренний диаметр $d=72H8^{(+0,046)}$;

наружный диаметр $D=82H12^{(+0,35)}$;

ширина впадины $b=7F10^{(+0,071)}$
 $+0,013$;

б) для шлицевого вала:

внутренний диаметр $d=72e8^{(-0,060)}$
 $-0,106$;

наружный диаметр $D=82a11^{(-0,38)}$
 $-0,60$;

ширина впадины $b=7f7^{(-0,013)}$
 $-0,028$;

Вычисляем предельные размеры и допуски всех элементов, а также зазоры, получаемые в соединениях по центрирующему диаметру и боковым поверхностям зубьев. Все размерные характеристики шлицевого соединения заносим в табл. 4.

Параметры:

внутренний диаметр $d=72e8^{(-0,060)}$
 $-0,106$; $es=-60$; $ei=-106$; $T_d=46$ мкм.

внутренний диаметр $d=72H8^{(+0,046)}$; $ES=46$; $EI=0$; $T_D=46$ мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$S_{max}=ES - ei = +46 - (-106)=152$ мкм

$S_{min}=EI - es=0 - (-60)=60$ мкм.

Допуск посадки:

$TS=S_{max} - S_{min} = 152 - 60=92$ мкм

$TS=ES - ei - EI + es=T_D+T_d$;

$TS=46+46=92$ мкм

Параметры:

наружный диаметр $D=82a11^{(-0,38)}$
 $-0,60$; $es=-38$; $ei=-60$; $T_d=22$ мкм.

наружный диаметр $D=82H12^{(+0,35)}$; $ES=35$; $EI=0$; $T_D=35$ мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$S_{max}=ES - ei = 35 - (-60)=95$ мкм

$S_{min}=EI - es=0 - (-38)=38$ мкм.

Допуск посадки:

$TS=S_{max} - S_{min} = 95 - 38=57$ мкм

$TS=ES - ei - EI + es=T_D+T_d$;

$TS=35+22=57$ мкм

Параметры:

ширина впадины $b=7f7^{(-0,013)}$
 $-0,028$; $es=-13$; $ei=-28$; $T_d=15$ мкм.

ширина впадины $b=7F10^{(+0,071)}$
 $+0,013$; $ES=71$; $EI=13$; $T_D=58$ мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$S_{max}=ES - ei = 71 - (-28)=99$ мкм

$$S_{\min} = EI - es = 13 - (-13) = 26 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 99 - 26 = 73 \text{ мкм}$$

$$TS = ES - ei - EI + es = T_D + T_d;$$

$$TS = 58 + 15 = 73 \text{ мкм}$$

Строим схемы взаимного расположения полей допусков центрирующего диаметра и размера b втулки и вала (рис.7)

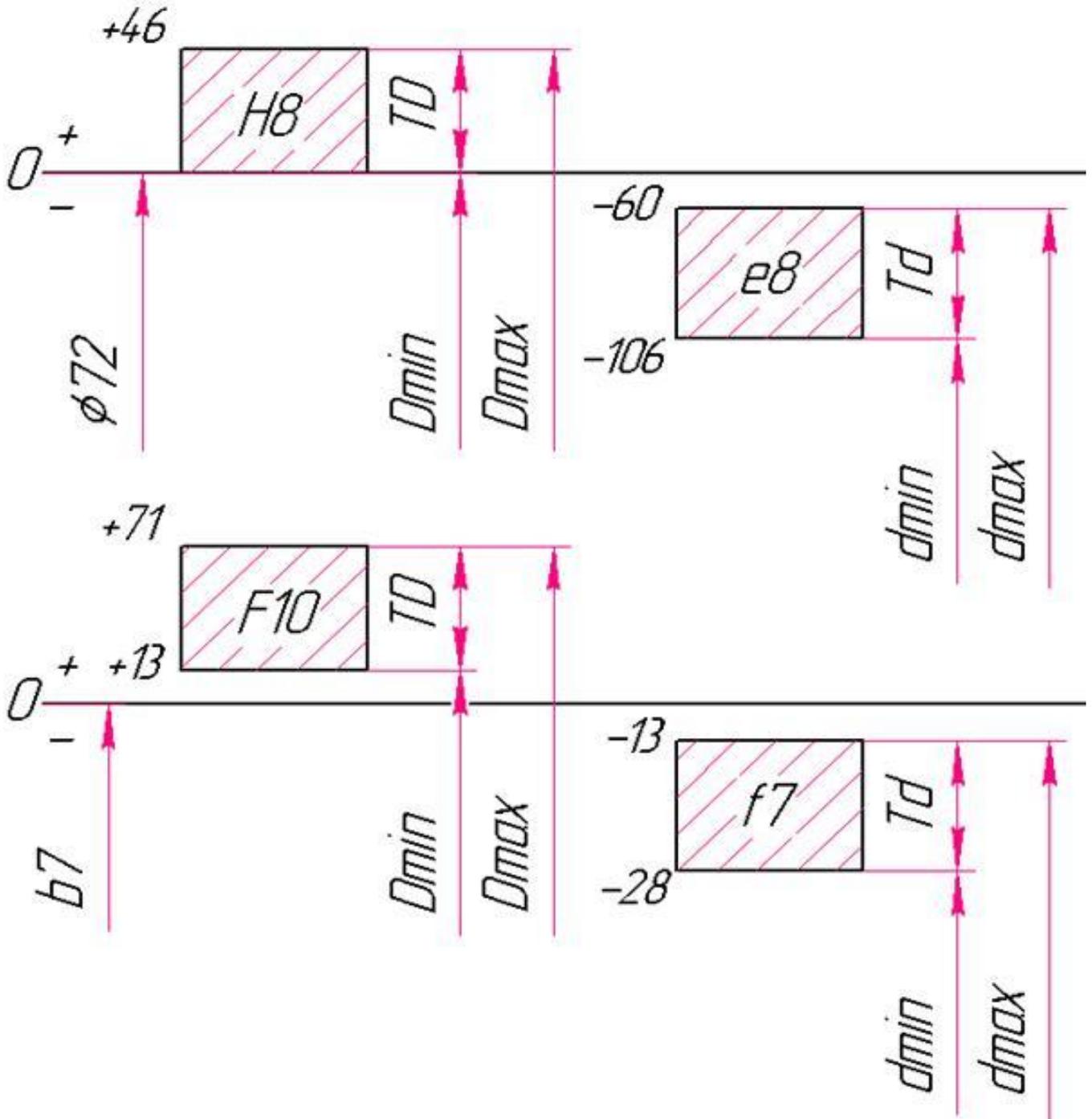


Рис.7 Схема полей допусков шлицевого соединения.

Таблица 4

Наименование элементов шлицевого соединения	Номинальный размер в мм и поле допуска	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм		Допуск, мм	Предельные зазоры (натяги), мм	
		верхнее	нижнее	max	min		max	min
А. Центрирующие элементы:								
Внутренний диаметр втулки	72H8	+0.046	0	72,046	72	0,46	–	–
То же вала	72e8	-0.060	-0.106	71,94	71,894	0,046	–	–
Ширина впадины втулки	7F10	+0.071	+0.013	7,071	7,013	0,058	–	–
Толщина зуба вала	7f7	-0.013	-0.028	6,987	6,972	0,015	–	–
Б. Не центрирующие элементы:								
Наружный диаметр втулки	82H12	+0,35	0	82,35	82	0,35	–	–
То же вала	82a11	-0,38	-0,60	81,62	81,4	0,22	–	–
В. Соединения:								
По центрирующему диаметру	–	–	–	–	–	–	0,15 2	0,06 0
По размеру	–	–	–	–	–	–	0,09 9	0,01 3

Вычерчиваем эскизные изображения шлицевого соединения с нанесением на них всех требуемых обозначений (рис.8).

Форма отчета

Отчёт по выполнению практической работы №7 «Расчет допусков и посадок шлицевых соединений» выполняется, в соответствии с ГОСТ 2.106-68, как конструкторский документ рукописным или машинописным способом на стандартных листах формата А4, сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Образец титульного листа приведен в приложении 2

Если отчет выполняется на ПК то шрифт должен быть 12 Times New Roman интервал 1 .

Если отчет выполняется рукописным способом , то он должен быть выполнен черной пастой.

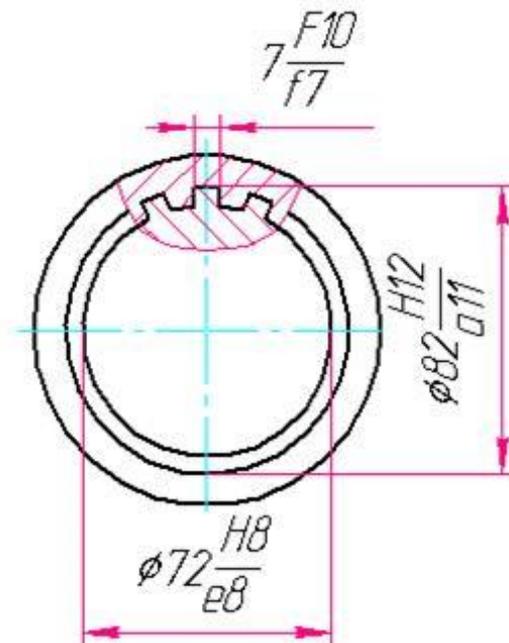
Отчет выполняется с одной стороны листа. Нумерация страниц вверху листа.

В отчете необходимо отразить следующие пункты.

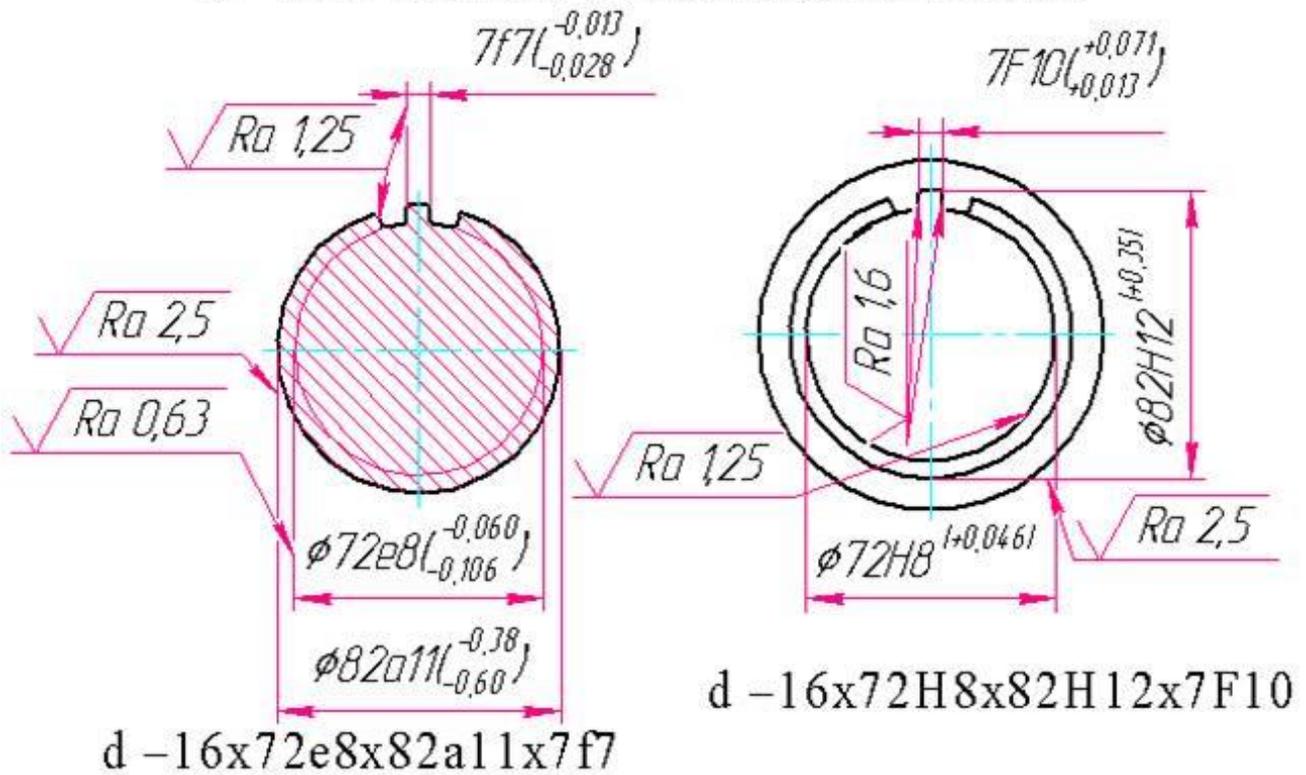
1. Записать тему, цели практической работы.
2. Выполнить расчет задания согласно варианта
3. Начертить схему полей допусков
4. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?
2. Виды шлицевых соединений, их назначение.
3. Расшифровать D –25 x 72H9/e8 x 82 x 7F9/f7



d -16 x 72H8/e8 x 82H12/a11 x 7F10/f7



d -16x72e8x82a11x7f7

d -16x72H8x82H12x7F10

Рисунок 8 Эскиз шлицевого соединения и его деталей.

Литература

Основные источники:

1. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебное пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

Дополнительные источники:

2. Дубовой, Н.Д. Основы метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие / Н.Д. Дубовой, Е.М. Портнов. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.
3. Ильянков, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении: Практикум: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования / А.И. Ильянков, Н.Ю. Марсов, Л.В. Гутюм. - М.: ИЦ Академия, 2013. - 160 с.
4. Кошечая, И.П. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / И.П. Кошечая, А.А. Канке. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 416 с.

Практическое занятие

Тема : «Определение допусков для зубчатых колес по параметрам».

Цель работы: По заданному условию рассчитать параметры зубчатого колеса.

Краткие теоретические основания выполняемого задания

Зубчатая передача, механизм, состоящий из колёс с зубьями, которые сцепляются между собой и передают вращательное движение, обычно преобразуя угловые скорости и крутящие моменты. З. п. разделяют по взаимному расположению осей на передачи: с параллельными осями — цилиндрические; с пересекающимися осями — конические, а также редко применяемые цилиндро-конические и плоско-цилиндрические; с перекрещивающимися осями — зубчато-винтовые (червячные, гипоидные и винтовые). Частным случаем З. п. является зубчато-реечная передача, преобразующая вращательное движение в поступательное или наоборот. В большинстве машин и механизмов применяют З. п. с внешним зацеплением, т. е. с зубчатыми колёсами, имеющими зубья на внешней поверхности, реже — с внутренним зацеплением, при котором на одном колесе зубья нарезаны на внутренней поверхности. Зубчатые колёса выполняют: с прямыми зубьями для работ при невысоких и средних скоростях в открытых передачах и в коробках скоростей; с косыми зубьями для использования в ответственных передачах при средних и высоких скоростях (свыше 30% всех цилиндрических зубчатых колёс); с шевронными зубьями для передачи больших моментов и мощностей в тяжёлых машинах; с круговыми зубьями — во всех ответственных конических З. п. Как правило, в машинах и механизмах применяют З. п. с постоянным передаточным числом, где w_1, z_1 и w_2, z_2 — угловая скорость и число зубьев соответственно быстроходного и тихоходного зубчатых колёс. З. п. с переменным передаточным числом осуществляют некруглыми цилиндрическими колёсами, которые ведомому элементу сообщают заданную плавно изменяющуюся скорость при постоянной скорости ведущего. Такие З. п. применяют редко. Передаточное число одной пары колёс в редукторах обычно до 7, в коробках скоростей — до 4, в приводах столов станков — до 20 и более. Окружные скорости для высокоточных прямозубых З. п. — до 15 м/сек, для косозубых — до 30 м/сек, в быстроходных передачах скорости достигают 100 м/сек и более. З. п. являются наиболее рациональным и распространённым видом механических передач. Их применяют для передачи мощностей — от ничтожно малых до десятков тысяч квт, для передачи окружных усилий от долей грамма до 10 Мн (1000 тс). Основные достоинства З. п.: значительно меньшие габариты, чем у др. передач; высокий КПД (коэффициент полезного действия) (потери в точных, хорошо смазываемых передачах 1—2%, в особо благоприятных условиях 0,5%); большая долговечность и надёжность; отсутствие проскальзывания; малые нагрузки на валы. К недостаткам З. п. можно отнести шум при работе и необходимость точного изготовления. Зубчатые колёса находятся в т. н. зубчатом зацеплении, основной кинематической характеристикой которого является постоянство мгновенного передаточного отношения при непрерывном контакте зубьев. При этом общая нормаль (линия

зацепления) к профилям зубчатых колёс в любой точке их касания должна проходить через полюс зацепления (**рис. 2**). В цилиндрических передачах полюсом зацепления является точка касания начальных окружностей зубчатых колёс, т. е. окружностей, которые катятся друг по другу без скольжения. Диаметры начальных окружностей d_1 и d_2 можно определить из соотношений: где A — межосевое расстояние (расстояние между осями колёс). Указанному условию удовлетворяют многие кривые, в частности эвольвенты, которые наиболее выгодны для профилирования зубьев с точки зрения сочетания эксплуатационных и технологических свойств, поэтому эвольвентное зацепление получило преимущественное применение в машиностроении. Колёса с эвольвентным профилем могут быть нарезаны одним инструментом, независимо от числа зубьев и так, чтобы каждое эвольвентное колесо могло входить в зацепление с колёсами, имеющими любое число зубьев. Профиль зубьев инструмента может быть прямолинейным, удобным для изготовления и контроля. Эвольвентное зацепление мало чувствительно к отклонениям межосевого расстояния. Контакт профилей зубьев происходит в точках линии зацепления, проходящей через полюс зацепления касательно к основным окружностям с диаметрами $d_{o1} = d_1 \cos \alpha$ и $d_{o2} = d_2 \cos \alpha$, где α — угол зацепления. Основным размерный параметр эвольвентных и др. зубчатых зацеплений — модуль m , равный отношению диаметра делительной окружности зубчатого колеса d_0 к числу зубьев z . Для некорригированных эвольвентных зацеплений и делительные окружности совпадают:

$$d_1 = d_{d1} = mz_1 \text{ и } d_2 = d_{d2} = mz_2.$$

Профиль т. н. производящей рейки при образовании зубчатого колеса очерчивается по исходному контуру основной рейки (**рис. 3**), которая получается при увеличении числа зубьев нормального эвольвентного зубчатого колеса до бесконечности. Зубья производящей рейки имеют увеличенную высоту $h = (h' + h'')$ для образования радиального зазора в зацеплении ($c_0 m$), толщину по делительной окружности s , радиус закругления r_i , шаг зацепления t , угол зацепления α_d . В косозубых колёсах исходный контур принимают в сечении, нормальном к линии зуба.

В конической З. п. (**рис. 4**) начальные цилиндры заменяются начальными конусами 1 и 2. Профили зубьев приближённо рассматриваются как линии пересечения боковых поверхностей зубьев с дополнительными конусами 3 и 4, соосными начальным, но с образующими, перпендикулярными образующим начальных конусов. Модуль, начальные и делительные окружности измеряют на внешнем дополнительном конусе. Для удобства профилирования зубьев дополнительные конусы разворачивают на плоскость 5 и 6. Эвольвентное зацепление может быть улучшено корригированием. Кроме эвольвентного зацепления, в часовых механизмах и некоторых др. приборах применяют циклоидальное зацепление, работающее с меньшими потерями на трение и позволяющее применять зубчатые колёса с малым числом зубьев, но не обладающее указанными достоинствами эвольвентного зацепления. В тяжёлых машинах наряду с эвольвентными передачами применяют круговинтовые передачи (**рис. 5**), предложенные в 50-х гг. 20 в. М. Л. Новиковым. Профили зубьев колёс в зацеплении Новикова очерчиваются дугами окружностей. Выпуклые зубья одного зубчатого колеса (обычно малого) контактируют с вогнутыми зубьями другого. Начальное касание (без нагрузки) происходит в точке. В передаче Новикова зубчатые колёса косозубые. Точки контакта зубьев перемещаются не по высоте зубьев, а только в осевом направлении, т. о. линия зацепления параллельна осям колёс. К достоинствам таких З. п. относятся: пониженные контактные напряжения, благоприятные условия для образования масляного клина, возможность применения колёс с малым числом зубьев и, следовательно, большие передаточные числа. Несущая способность передач Новикова по критерию контактной прочности существенно выше, чем эвольвентных. Для удовлетворительной работы З. п. необходима достаточная их точность. Для З. п. предусмотрено 12 степеней точности, выбираемых в зависимости от назначения и условий работы передачи. Основные причины выхода из строя З. п. — поломки зубьев, усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев, абразивный износ, заедание зубьев (наблюдаемое при разрушении масляной плёнки от больших давлений или

высоких температур). Основными материалами для зубчатых колёс являются легированные стали, подвергаемые термической или химико-термической обработке: поверхностной закалке, преимущественно токами высокой частоты, объёмной закалке, цементации, нитроцементации, азотированию, цианированию. З. п. из сталей, улучшаемых термообработкой до нарезания зубьев, изготавливают при отсутствии жёстких требований к их габаритам, чаще всего в условиях мелкосерийного и индивидуального производства. При особых требованиях к бесшумности и малых нагрузках одно из зубчатых колёс делают из пластмассы (текстолита, капролона, древеснослоистых пластиков, полиформальдегида), а сопряжённое — из стали. З. п. рассчитывают на прочность по напряжениям изгиба в опасном сечении у основания зубьев и по контактным напряжениям в полюсе зацепления.

З. п. применяют в виде простых одноступенчатых передач и в виде различных сочетаний нескольких передач, встроенных в машины или выполненных в виде отдельных агрегатов. Широко используют З. п. для понижения угловых скоростей и повышения крутящих моментов в редукторах. Редукторы выполняют обычно в самостоятельных корпусах одно-, двух- и трёхступенчатыми с передаточными числами соответственно 1,6—6,3; 8—40; 45—200. Наиболее распространены двухступенчатые редукторы (около 95%). Для получения различных частот вращения выходного вала при постоянной скорости приводного двигателя применяют коробки скоростей. Возможности зубчатых механизмов расширяются с применением планетарных передач, которые используются в качестве редукторов и дифференциальных механизмов. Небольшие габариты и масса планетарных З. п. обуславливаются распределением нагрузки между несколькими совершающими планетарное движение зубчатыми колёсами (сателлитами) и применением внутреннего зацепления, обладающего повышенной несущей способностью. При переходе от простых передач к планетарным достигается уменьшение массы в 1,5—5 раз. Наименьшие относительные габариты имеют волновые передачи, обеспечивающие передачу больших нагрузок при высокой кинематической точности и жёсткости.

Образец выполнения практического задания.

Дано:

Делительный диаметр колеса 68 мм

Модуль $m=2$ мм;

Число зубьев $z=34$;

Степень точности 5-6-6-Н

Для оценки метрологических параметров зубчатого колеса необходимо обеспечить его контроль по всем нормам точности (показателю кинематической точности, плавности работы, контакту зубьев и по боковому зазору в передаче). Стандартом регламентированы контрольные комплексы показателей, обеспечивающие проверку соответствия зубчатого колеса всем установленным нормам. Используя табл.32 [4] назначаем контрольный комплекс №2.

Показатель кинематической точности- F_{rr} -радиальное биение зубчатого венца- называется наибольшей в пределах зубчатого колеса разность расстояний от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура одиночного зуба или впадины, условно наложенного на профили зубьев колеса.

$F_r=16$ мкм.

F_{pr} -накопленная погрешность шага по зубчатому колесу. Наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей

$$F_p = 20 \text{ мкм.}$$

F_{pkr} -накопленная погрешность k шагов. Кинематическая погрешность зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых углов шагов.

$$F_{pk} = 28 \text{ мкм}$$

Показатель плавности работы- f_{ptr} - отклонение шага- кинематическая погрешность колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг .

$$p_t = \pm 10 \text{ мкм.}$$

отклонения шага зацепления от номинальных значений

$$f_{pb} = \pm 9,5 \text{ мкм}$$

Показатель контакта зубьев- *суммарное пятно контакта*- часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям парного колеса после вращения передачи под нагрузкой.

-по высоте зуба, не менее 50%;

-по длине зуба, не менее 70%.

Показатель боковых зазоров- E_{Ns} - наименьшее смещение исходного контура от его номинального положения в тело зубчатого колеса, осуществляемое с целью обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора.

$$E_{Ns} = -12 \text{ мкм;}$$

E_{Wms} - наименьшее отклонение средней длины общей нормали.

$$E_{Wms} = -8 \text{ мкм.}$$

T_H -допуск на смещение исходного контура. Разность предельных дополнительных смещений исходного контура.

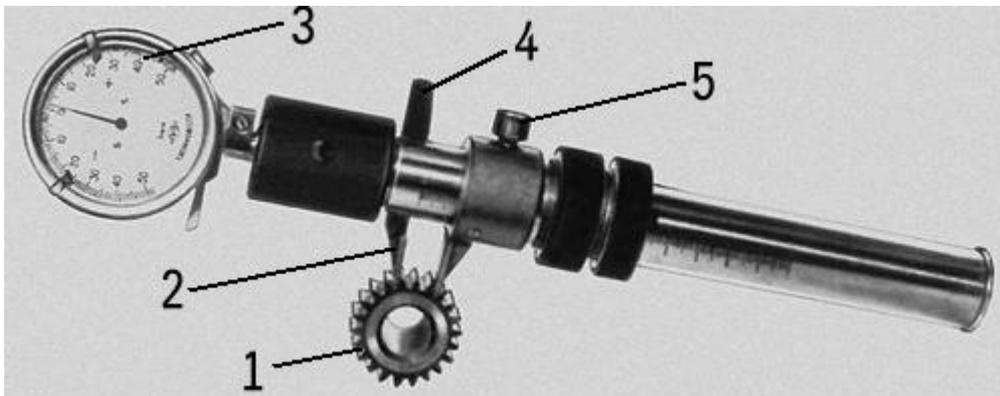
$$T_H = 40 \text{ мкм}$$

Для контроля выбранных показателей применяем следующие приборы и устройства:

1. Биенимер



Рисунок - Нормалемер



Общий вид накладного нормалемера с отсчётной головкой: 1 — контролируемое колесо; 2 — измерительный наконечник; 3 — отсчётная головка; 4 — арретир; 5 — стопор.

ФОРМА ОТЧЁТА

Отчёт по выполнению практической работы №7 «Расчет зубчатых колес по параметрам» выполняется, в соответствии с ГОСТ 2.106-68, как конструкторский документ рукописным или машинописным способом на стандартных листах формата А4, сшитых в тетрадь с плотной обложкой. Образец титульного листа приведен в приложении 2

Если отчет выполняется на ПК то шрифт должен быть 12 Times New Roman интервал 1 .

Если отчет выполняется рукописным способом , то он должен быть выполнен черной пастой.

Отчет выполняется с одной стороны листа. Нумерация страниц вверху листа.

В отчете необходимо отразить следующие пункты.

1. Записать тему, цели практической работы.
2. Выполнить расчет задания согласно варианта
3. Начертить схему полей допусков
4. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?
2. Виды зубчатых передач.
3. Почему для зубчатой передачи рекомендуют применять жесткие валы?

Литература

Основные источники:

1. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебное пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

Дополнительные источники:

2. Дубовой, Н.Д. Основы метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие / Н.Д. Дубовой, Е.М. Портнов. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 256 с.

3. Ильянков, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении: Практикум: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования / А.И.

Ильянков, Н.Ю. Марсов, Л.В. Гутюм. - М.: ИЦ Академия, 2013. - 160 с.

4. Кошечая, И.П. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / И.П. Кошечая, А.А. Канке. - М.: ИД ФОРУМ, НИЦ ИНФРА-М, 2013. - 416 с.