

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
ФГБОУ ВПО КОСТРОМСКАЯ ГСХА

Кафедра ремонта машин и технологии металлов

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ, СЕРТИФИКАЦИЯ

Основы взаимозаменяемости

Методические указания к курсовой работе

КОСТРОМА
ГСХА
2013

УДК 621.753 (075)

ББК 6П5.2

М 54

Составитель: к.т.н., доцент кафедры ремонта машин и технологии металлов Костромская ГСХА *В.И. Угланов.*

Рецензент: к.т.н., профессор кафедры деталей машин Костромская ГСХА *С.П. Скрипкин.*

*Рекомендовано к изданию методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства,
протокол №7 от 2000 года.*

М 54 Метрология, стандартизация и сертификация. Методические указания к курсовой работе по разделу «Основы взаимозаменяемости» / Сост. В. И. Угланов. 10-е изд., стерiotип. Костромская ГСХА. - Кострома, 2013. - 70 с.

Темы заданий курсовой работы охватывают весь перечень основных норм взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин. При составлении методических указаний использован многолетний опыт проведения занятий по данной дисциплине на кафедре ремонта машин и технологии металлов.

Методические указания предназначены для студентов специальностей 110301 «Механизация сельского хозяйства», 110304 «Технология обслуживания и ремонта машин в агропромышленном комплексе», 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство» очной и заочной форм обучения.

УДК 621.753 (075)

ББК 6П5.2

© ФГБОУ ВПО Костромская ГСХА, 2013

© Составление, В.И. Угланов, 2013

© Оформление, РИО КГСХА, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.	4
1. Определение элементов гладкого цилиндрического соединения	7
2. Определение элементов соединений, подвергаемых селективной сортировке	16
3. Выбор полей допусков для деталей, сопрягаемых с подшипниками качения	20
4. Допуски и посадки шпоночных соединений.	27
5. Допуски и посадки шлицевых соединений	33
6. Расчет допусков размеров, входящих в размерную цепь методом полной взаимозаменяемости.	39
Приложение 1	51
Приложение 2	67
Приложение 3	70

ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа «Допуски и посадки типовых соединений» выполняется с целью закрепления знаний у студентов, получаемых при изучении дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация» в разделе «Основы взаимозаменяемости».

Номер варианта назначается студенту преподавателем на установочном занятии.

Студенты очной формы обучения выполняют и представляют задания на проверку в строгом соответствии с установленным на кафедре графиком. В случае несвоевременной сдачи заданий на проверку студентами выполняются дополнительные задания за каждую неделю нарушения графика.

Студентам заочного отделения рекомендуется приступать к выполнению каждого задания курсовой работы, предварительно изучив соответствующий теоретический материал по рекомендуемой литературе. Курсовую работу на проверку необходимо сдать до сессии.

Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки

Курсовая работа выполняется и оформляется в виде расчетно-пояснительной записки, текст которой пишется на одной стороне листа формата А4 с полями – сверху - 15, внизу - 20, слева - 30, справа - 10 мм. Листы нумеруются сквозной нумерацией арабскими цифрами, помещенными в правом верхнем углу. Рамка по периметру полей не выполняется.

Титульный лист пояснительной записки оформляется согласно принятой формы (Приложение 2) и не нумеруется, хотя его номер подразумевается.

Решение каждого задания в пояснительной записке начинают с нового листа, в начале которого обязательно должны быть указаны исходные данные соответствующего задания.

Студенты очной формы обучения представляют каждое задание на проверку по графику, отдельно от других заданий, без титульного листа. В начале задания перед исходными данными для авторизации работы выполняется специальная форма в виде таблицы.

Задание № ____	Выполнил _____	__ курс ____ группа
Вариант № ____	Проверил _____	

Все таблицы и рисунки в тексте должны быть пронумерованы и иметь наименование. Буквенные обозначения формул должны быть расшифрованы и предшествовать цифровым расчетам.

В пояснительной записке каждому принятому решению, расчетам должно сопутствовать обоснование или пояснение, подтверждаемые ссылками на литературу.

В конце пояснительной записки должен быть приведен список использованных источников (список литературы), на которые имеются ссылки в тексте. Ссылки на литературные источники в тексте записки делать путем указания в прямых скобках порядкового номера источника по своему списку и, если необходимо, нужной страницы (например: [45], [12, с. 88]).

Работу над ошибками следует выполнять по тексту задания, внося исправления после корректора или используя чистую сторону листа напротив замечаний преподавателя. В случае большого объема исправлений работа над ошибками оформляется на отдельных листах, при этом листы с замечаниями преподавателя сохраняются и обязательно прилагаются *в конце соответствующего задания*.

Структура расчетно-пояснительной записки: титульный лист, аннотация, содержание, выполненные задания курсовой работы, список использованных источников.

Рекомендуемая литература:

для изучения курса «Основы взаимозаменяемости»

основной список

1. Метрология, стандартизация и сертификация : Учебник для студ. высш. учеб. заведений / А.И.Аристов, Л. И.Карпов, В. М. Приходько, Т. М. Раковщик. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 384 с.

2. Серый И.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Агропромиздат, 1987. – 367 с.

дополнительный список

3. Анухин В.И. Допуски и посадки : Учебное пособие. 3-е изд. – СПб.: Питер, 2005. – 207 с.

4. Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

5. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.

6. Димов Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация. Учебник для вузов. 2-е изд. – СПб.: Питер, 2006. – 432 с.

7. Допуски и посадки. Справочник в двух томах. В.Д. Мягков. – Л.: Машиностроение, 1978. – 544 с.

8. Метрология, стандартизация и сертификация. Учебник для вузов / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе, Б.И. Лактионов. – М.: Высшая школа, 2004. – 767 с.

9. Чижилова Т.В. Стандартизация, сертификация и метрология. Основы взаимозаменяемости. – М.: Колос, 2002. – 240 с.

для оформления расчетно-пояснительной записки

1. Формы представления цифрового и иллюстрированного материала. Построение таблиц: Методические указания / Сост. В. И. Угланов. Костромская ГСХА. - Кострома, 1996. - 25 с.

2. Методические указания по проверке правильности использования терминологии, наименований и обозначений физических величин и их единиц при курсовом и дипломном проектировании на инженерных факультетах / Сост. В. И. Угланов. Костромская ГСХА. - Кострома, 1996. - 32 с.

Условные обозначения

D, d	– номинальный диаметр.
D_{max}, D_{min}	– максимальный и минимальный размер отверстия.
d_{max}, d_{min}	– максимальный и минимальный размер вала.
ES, EI	– верхнее и нижнее отклонение отверстия.
es, ei	– верхнее и нижнее отклонение вала.
S_{max}, S_{min}	– наибольший и наименьший зазор соединения.
N_{max}, N_{min}	– наибольший и наименьший натяг соединения.
T_D, T_d	– допуск отверстия и вала.
T_S, T_N, T_{NS}	– допуск посадки с зазором, с натягом и переходной.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГЛАДКОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СОЕДИНЕНИЯ

Цель задания

Изучить основную терминологию курса, сформировать навыки работы со стандартными таблицами допусков, основных отклонений и другой справочной литературой. Научиться правильно определять параметры посадок и обозначать их на чертежах

Содержание задания

Задача 1. По значению номинального размера и предельных отклонений вала и отверстия определить поля допусков, тип и параметры посадки, привести пример обозначения предельных размеров деталей соединения на чертеже. Выбрать измерительные средства и рассчитать размеры предельных рабочих калибров. Для деталей соединения назначить способ финишной обработки и необходимую шероховатость поверхности.

Задача 2 и Задача 3. По заданной посадке сопряжения определить предельные размеры, допуски, отклонения, предельные зазоры или натяги, допуск посадки. Полученные данные без сопроводительных расчетов в пояснительной записке свести в таблицу, построить схему полей допусков.

Пример выполнения задания

Задача 1. Исходные данные: отверстие - $\varnothing 90^{+0,035}$, вал - $\varnothing 90_{-0,034}^{-0,012}$.

1.1. Определение предельных размеров отверстия и вала (мм):

$$D_{\max} = D + ES; \quad D_{\max} = 90 + (+0,035) = 90,035 \text{ мм.}$$

$$D_{\min} = D + EI; \quad D_{\min} = 90 + 0 = 90 \text{ мм.}$$

$$d_{\max} = d + es; \quad d_{\max} = 90 + (-0,012) = 89,988 \text{ мм.}$$

$$d_{\min} = d + ei; \quad d_{\min} = 90 + (-0,034) = 89,966 \text{ мм.}$$

1.2. Определение допусков отверстия и вала (мм):

$$T_D = D_{\max} - D_{\min}; \quad T_D = 90,035 - 90 = 0,035 \text{ мм.}$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min}; \quad T_d = 89,988 - 89,966 = 0,022 \text{ мм.}$$

1.3. Определение предельных зазоров или натягов (мм):

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad S_{\max} = 90,035 - 89,966 = 0,069 \text{ мм.}$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}; \quad S_{\min} = 90 - 89,988 = 0,012 \text{ мм.}$$

1.4. Определение допуска посадки (мм):

$$T_{NS} = T_D + T_d; \quad T_{NS} = 0,035 + 0,022 = 0,057 \text{ мм.}$$

1.5. Обоснование системы, в которой выполнена посадка

Признаки системы посадок на схеме расположения полей допусков:

- посадка выполнена в системе отверстия (СН), если нижнее отклонение отверстия равно нулю ($EI = 0$);
- посадка выполнена в системе вала (сн), если верхнее отклонение вала равно нулю ($es = 0$);
- посадка выполнена в комбинированной системе (ск), если у посадки $EI \neq 0$ и $es \neq 0$.

1.6. Определение параметров полей допусков деталей

Параметры поля допуска детали (квалитет и основное отклонение) определяются на основе таблиц 1-4 приложения 1, соответствующих ГОСТ 25346-82.

Для исходных данных: отверстия - $\varnothing 90^{+0,035}$ и вала - $\varnothing 90_{-0,034}^{-0,012}$ соответствуют обозначения полей допусков: отверстия – **H7**, вала – **g6**.

1.7. Построение схемы расположения полей допусков деталей

Схема расположения полей допусков строится в микрометрическом масштабе и все данные на схеме приводятся в микрометрах (исключением является номинальный диаметр соединения, он указывается в мм); линии предельных отклонений выполняются жирными.

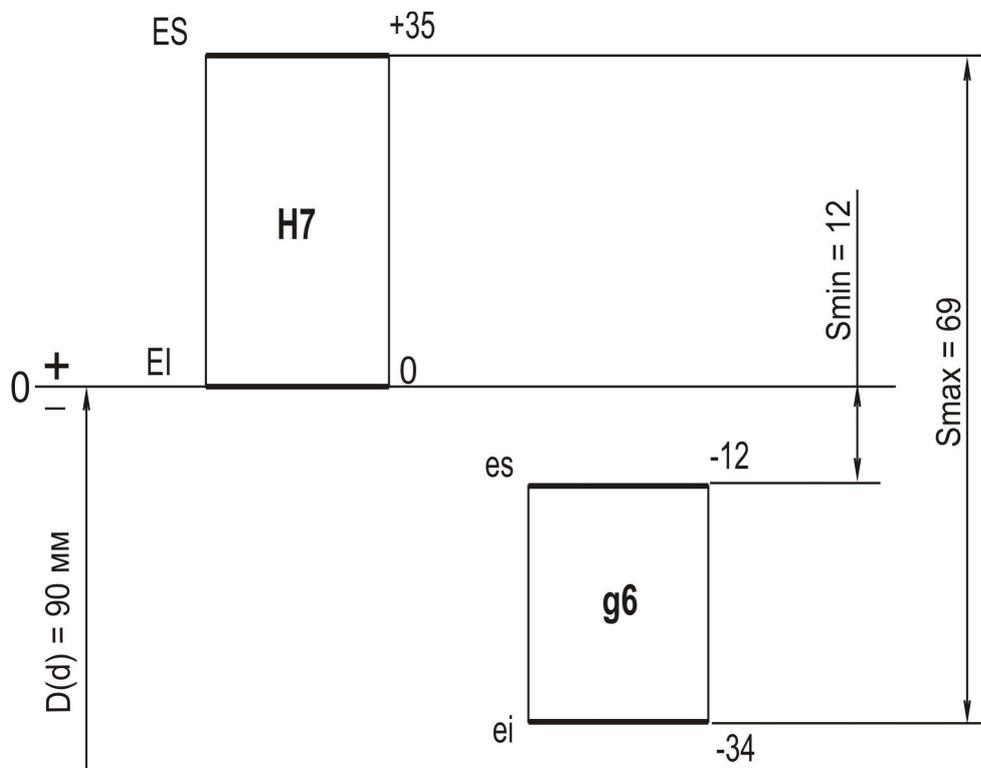


Рис.1.1 Схема полей допусков соединения $\varnothing 90$ H7/g6

1.8. Расчет предельных размеров рабочих калибров

Предельные размеры калибров рассчитываются по формулам, приведенным в табл.1.1, где H, H_1 - допуск на изготовление калибра; Z, Z_1 – смещение середины поля допуска; Y, Y_1 – допуск на износ. Параметры Z, Z_1, Y, Y_1 используются в расчетах размеров только проходной стороны (в целях продления срока службы из-за интенсивного износа поверхности калибра при малой величине допуска H, H_1).

Таблица 1.1

Формулы для определения предельных размеров калибров

Сторона калибра	Размер	Калибр-пробка	Калибр-скоба
проходная	наибольший	$P-PP_{\max} = D_{\min} + Z + H/2$	$P-PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_1/2$
	наименьший	$P-PP_{\min} = D_{\min} + Z - H/2$	$P-PP_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_1/2$
	изношенный	$P-PP_{\text{изн}} = D_{\min} - Y$	$P-PP_{\text{изн}} = d_{\max} + Y_1$
непроходная	наибольший	$P-HE_{\max} = D_{\max} + H/2$	$P-HE_{\max} = d_{\min} + H_1/2$
	наименьший	$P-HE_{\min} = D_{\max} - H/2$	$P-HE_{\min} = d_{\min} - H_1/2$

Расчет предельных размеров калибра-пробки начинается с расчета предельных размеров отверстия (табл.1.2).

Таблица 1.2

Отверстие $\varnothing 90 H7$	$T_D = 35$ мкм	$EI = 0$ мкм	$ES = 35$ мкм
	$D = 90$ мм	$D_{\min} = 90$ мм	$D_{\max} = 90,035$ мм

Значения параметров для расчета размеров калибров выбираются из табл. П.1.5. Данные о расчете калибра-пробки сводятся в табл.1.3.

Таблица 1.3

Калибр-пробка	$Z = 5$ мкм	$Y = 4$ мкм	$H = 6$ мкм
	Предельные размеры, мм		
Проходная сторона	$P-PP_{\max} = 90 + 0,005 + 0,006/2 = 90,008$		
	$P-PP_{\min} = 90 + 0,005 - 0,006/2 = 90,002$		
	$P-PP_{\text{изн}} = 90 - 0,004 = 90,996$		
	Исполнительный размер – $90,008_{-0,006}$		
Непроходная сторона	$P-HE_{\max} = 90,035 + 0,006/2 = 90,038$		
	$P-HE_{\min} = 90,035 - 0,006/2 = 90,032$		
	Исполнительный размер – $90,038_{-0,006}$		

Построение эскиза и схемы расположения полей допусков калибра-пробки

На эскизах калибра (рис. 1.2б) указываются исполнительные размеры калибров, погрешности формы (ГОСТ 24643-81) и шероховатости (ГОСТ 2789-73) измерительных поверхностей калибров.

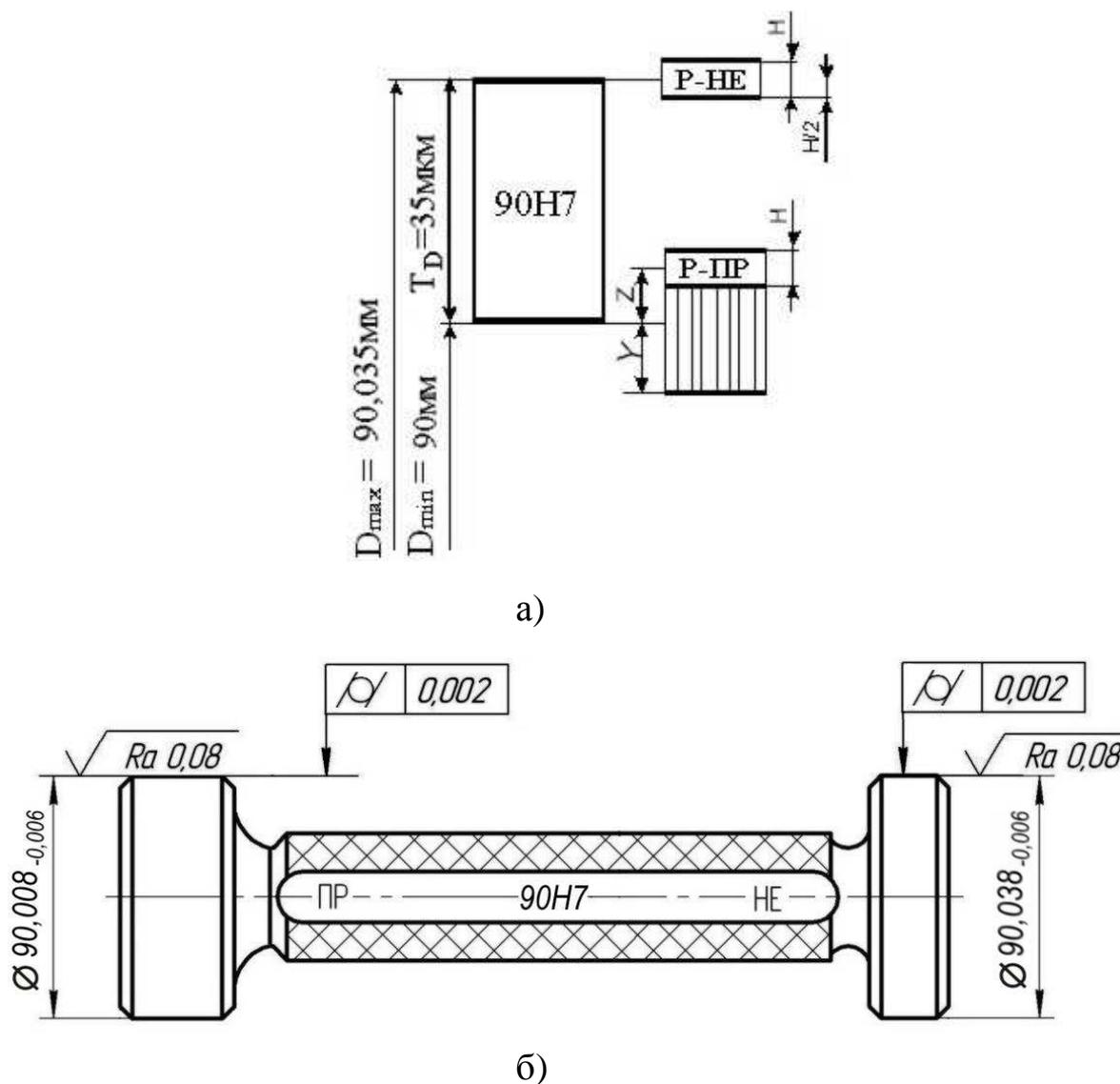


Рис. 1.2. Схема полей допусков (а) и эскиз калибра-пробки (б)

Исполнительными размерами калибра называют размеры, по которым изготавливают новый калибр. Для указания этих размеров на чертеже у скобы проставляют наименьший предельный размер с положительным отклонением (рис. 1.3б); у пробки – наибольший предельный размер с отрицательным отклонением (рис. 1.2б). То есть, отклонения на чертеже проставляют «в тело» калибра, что обеспечивает калибру при изготовлении максимум металла и продляет срок его службы.

Погрешности формы и параметры шероховатости измерительных

поверхностей калибров определяются в зависимости от допуска на размер, используя данные табл. П.3.1.

Предельные размеры калибра-скобы рассчитываются по предельным размерам вала (табл.1.4), полученные данные сводятся в табл.1.5.

Таблица 1.4

Вал Ø90 g6	$T_d = 22$ мкм	$ei = -34$ мкм	$es = -12$ мкм
	$d = 90$ мм	$d_{\min} = 89,966$ мм	$d_{\max} = 89,988$ мм

Таблица 1.5

Калибр-скоба	$Z_1 = 5$ мкм	$Y_1 = 4$ мкм	$H_1 = 6$ мкм
	Предельные размеры, мм		
Проходная сторона	$P-PP_{\max} = 89,988 - 0,005 + 0,006/2 = 89,986$		
	$P-PP_{\min} = 89,988 - 0,005 - 0,006/2 = 89,980$		
	$P-PP_{\text{изн}} = 89,988 + 0,004 = 89,992$		
	Исполнительный размер – $89,980^{+0,006}$		
Непроходная сторона	$P-HE_{\max} = 89,966 + 0,006/2 = 89,969$		
	$P-HE_{\min} = 89,966 - 0,006/2 = 89,963$		
	Исполнительный размер – $89,963^{+0,006}$		

Построение эскиза и схемы расположения полей допусков калибра-скобы:

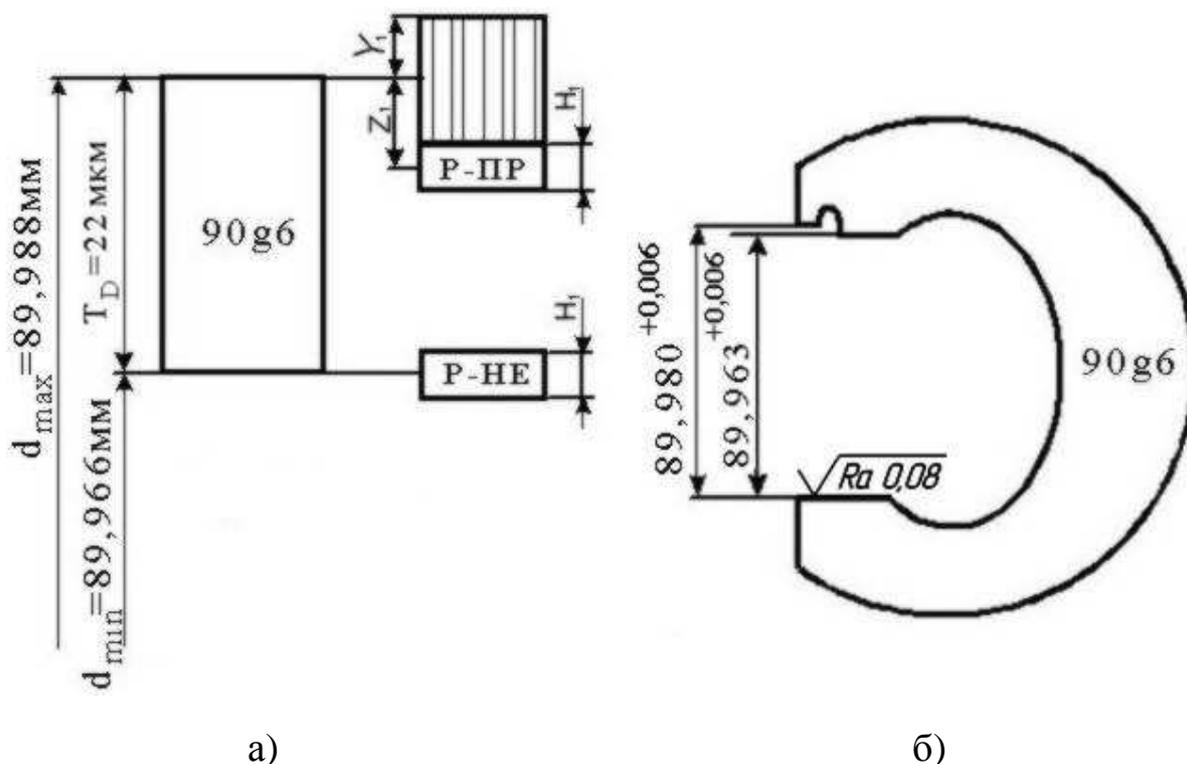


Рис. 1.3. Схема полей допусков (а) и эскиз калибра-скобы (б)

1.9. Выбор средств измерения

Выбор средств измерения зависит от форм контроля, масштабов производства, конструктивных особенностей деталей, точности их изготовления и производится с учетом метрологических, конструктивных и экономических факторов.

При выборе средств измерения необходимо, чтобы их предельная погрешность не превышала допустимой погрешности измерения

$$\pm \Delta_{lim} \leq \pm \delta,$$

где $\pm \Delta_{lim}$ - предельная погрешность средства измерения (обязательно указывается в паспорте), это наибольшая величина, на которую средство измерения может исказить истинный размер (табл. П.1.7);

δ - допустимая погрешность измерения (ГОСТ 8.051—81) показывает, на сколько можно ошибиться, измеряя размер заданной точности в меньшую и в большую сторону, т. е. имеет знаки $\pm\delta$ (табл. П.1.6).

Выбор средств измерения производится на основе номинального диаметра и допуска измеряемого размера и типа размера (вал, отверстие).

Средства для измерения деталей типа «вал» - штангенциркуль, микрометр, рычажный микрометр, рычажная скоба, индикаторная скоба, индикатор типа ИЧ и ИТ в комплекте с легкой стойкой или штативом, вертикальный и горизонтальный оптиметры, микатор, микрокатор, инструментальный микроскоп.

Средства для измерения деталей типа «отверстие» - штангенциркуль, микрометрический нутромер, индикаторный нутромер, горизонтальный оптиметр.

Из всех инструментов, удовлетворяющих условию $\pm \Delta_{lim} \leq \pm \delta$, следует назначать тот инструмент, у которого значения предельных погрешностей $\pm \Delta_{lim}$ близки по величине к $\pm \delta$ и конструкция которого обеспечивает возможность измерения данного размера.

Данные по выбору измерительных средств сводятся в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Размер	$IT \equiv T_D \equiv T_d$, мкм	δ , мкм	$\pm \Delta_{lim}$, мкм	Наименование средства измерения
$\varnothing 90H7$	35	10	6,5	Индикаторный нутромер ($i=0,001$ мм) при работе в границах участка 0,1 мм
$\varnothing 90g6$	22	6	3,5	Рычажная скоба ($i=0,002$ мм)

1.10. Назначение параметров шероховатости и финишного способа обработки деталей

Значения параметров шероховатости деталей R_{ZD} , R_{Zd} (мкм) рассчитываются на основе эмпирических формул и округляются до ближайших стандартных значений табл. 1.7:

для отверстия - $R_{ZD} = 0,125 \times T_D$; для вала - $R_{Zd} = 0,125 \times T_d$.

Таблица 1.7

Предпочтительные значения параметров шероховатости
 R_a : R10 (0,008...100) R_z : R10 (0,025...1600)

1000	100	10,00	1,00	0,100	0,010
800	80	8,00	0,80	0,080	0,008
630	63	6,30	0,63	0,063	
500	50	5,00	0,50	0,050	
400	40	4,00	0,40	0,040	
320	32	3,20	0,32	0,032	
250	25	2,50	0,25	0,025	
200	20	2,00	0,20	0,020	
1600	160	16	1,60	0,16	0,016
1250	125	12,5	1,25	0,125	0,0125

Например, для посадки $\varnothing 90 H7/g6$ расчетные значения:

$R_{ZD} = 0,125 \times 35 = 4,375$ мкм, $R_{Zd} = 0,125 \times 22 = 2,75$ мкм.

Назначенные стандартные значения: $R_{ZD} = 4,0$ мкм, $R_{Zd} = 2,5$ мкм.

Для обеспечения требуемой точности и шероховатости поверхности деталей по данным табл. 1.8 назначаются завершающие технологический процесс операции обработки.

Финишная (завершающая технологический процесс) **обработка:**

для отверстия $\varnothing 90 H7$ - растачивание тонкое (алмазное),

для вала $\varnothing 90 g6$ - наружное тонкое точение (алмазное).

Таблица 1.8

Размерная точность и шероховатость изготовления стальных деталей при различных методах обработки

	Метод обработки	Квалитет	Шероховатость R_z , мкм
Вал	Наружное точение: (токарное)		
	получистовое	12—14	80—160
	чистовое	7—12	6,3—80
	тонкое (алмазное)	6—7	1,6—3,2
	Круглое шлифование:		
	чистовое (в центрах)	8—11	0,8—10
	тонкое	5—8	0,16—0,8
Отверстие	Сверление	11—14	80—160
	Зенкерование	11—12	10—80
	Растачивание на токарных станках:		
	получистовое	12—14	80—160
	чистовое	7—12	6,3—80
	тонкое (алмазное)	6—7	3,2—6,3
	Развертывание	6—7	1,6—3,2
	Шлифование	5—8	1,6—3,2
	Хонингование	5—6	0,2—1,6

1.11. Обозначение посадок и предельных отклонений на чертежах

Эскизы рабочих и сборочных чертежей выполняются с соблюдением всех норм и правил ЕСКД по типу линий, требованиям к надписям и т.д.

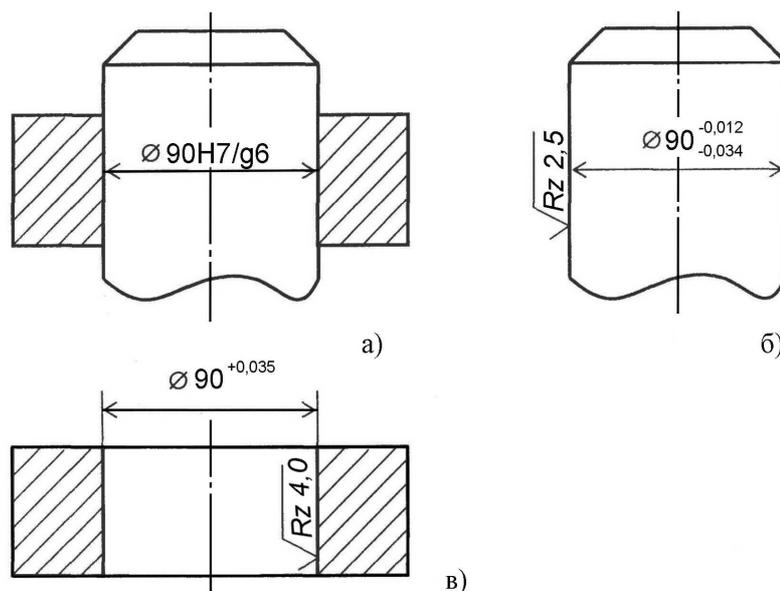


Рис. 1.4. Эскизы чертежей для соединения $\varnothing 90 H7/g6$: а - сборочного с указанием посадки; б - вала и в - отверстия с указанием предельных отклонений

Задача 2 и Задача 3

1.12. По заданной посадке сопряжения для задачи 2 и 3 заполняется итоговая таблица и строится схема расположения полей допусков

Пример выполнения задачи 2 для посадки $\varnothing 80 H10 / f9$

Таблица 1.9

Параметры соединения $\varnothing 80 H10/f9$, мм

Параметры посадки		Номинальный размер Зазоры (Натяги): S_{\max} S_{\min} Допуск посадки, T_S Группа посадки Система допусков	80 0,224 0,030 0,194 с зазором СН
Параметры деталей посадки	отверстия	Условное обозначение поля допуска Допуск, T_D Основное отклонение Предельные отклонения: верхние ES нижнее EI Предельные размеры: D_{\max} D_{\min}	$\varnothing 80 H10$ 0,120 (EI) +0,120 0 80,120 80,000
	вала	Условное обозначение поля допуска Допуск, T_d Основное отклонение Предельные отклонения: верхние es нижнее ei Предельные размеры: d_{\max} d_{\min}	$\varnothing 80 f9$ 0,074 (es) -0,030 -0,104 79,970 79,896

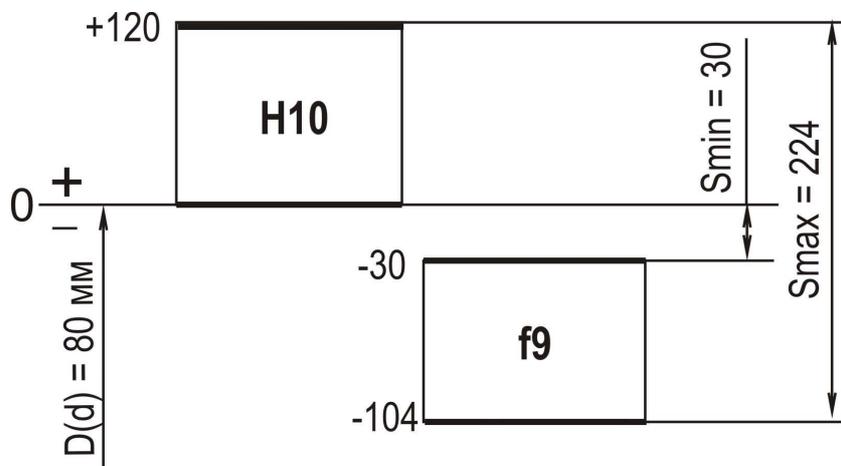


Рис.1.5. Схема полей допусков посадки $\varnothing 80 H10/f9$

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ В СОЕДИНЕНИЯХ, ПОДВЕРГАЕМЫХ СЕЛЕКТИВНОЙ СБОРКЕ

Цель задания

1. Разобраться в сущности метода селективной сборки соединений.
2. Научиться определять предельные размеры деталей соединений, входящих в каждую группу, групповые допуски деталей, и предельные групповые характеристики (зазоры или натяги).

Содержание задания

1. Определить параметры посадки и групповые допуски деталей.
2. Построить схему полей допусков деталей соединения и на каждом поле допуска указать номера и границы групп сортировки.
3. Составить карту сортировщика, указав предельные размеры валов и отверстий в каждой размерной группе.
4. Определить и проанализировать групповые характеристики в соединениях по всем группам.
5. Теоретические вопросы:
 - *Сущность метода селективной сборки.*
 - *Перечислите преимущества и недостатки селективной сборки.*
 - *Влияние числа групп сортировки на групповые характеристики.*
 - *Изменение групповых характеристик при сборке деталей из разноименных групп.*
 - *Влияние точности изготовления деталей на групповые характеристики при селективной сборке.*

Методические указания к выполнению

Обеспечение полной взаимозаменяемости деталей в соединениях повышенной точности связано с технологическими трудностями (точные станки, точные средства измерения, высокая квалификация рабочих) и увеличением себестоимости производства. Решить эти проблемы позволяет переход к неполной групповой взаимозаменяемости на основе селективной сборки.

Метод селективной сборки позволяет уменьшить допуск соединения без уменьшения допуска на обработку деталей. Трудно выполнимые конструкторские допуски деталей увеличиваются технологом в несколько раз ($n=2\dots5$). В результате каждая деталь получает расширенный технологический допуск, приемлемый для большинства существующих технологических процессов. Но обезличенная сборка деталей

изготовленных с технологическими допусками не обеспечит заданной конструктором точности соединений по зазорам и натягам. Выполнить требования конструктора позволяет селективная сборка соединений из деталей предварительно рассортированных в зависимости от размеров на группы. Реализовать достоинства селективной сборки можно только при соблюдении ряда условий и ограничений [5, с. 300].

В настоящее время для селективной сборки используются посадки, в которых допуски отверстия и вала равны. Только в этом случае характер посадок, зазоры или натяги во всех группах будут одинаковыми. Поэтому достаточно определить предельные зазоры или натяги только для одной (любой) размерной группы, а соответствующие предельные зазоры или натяги в других группах будут иметь равную им величину.

С увеличением числа групп сортировок при селективной сборке наибольшие групповые зазоры или натяги уменьшаются, а наименьшие увеличиваются, следовательно, посадка становится более стабильной и качество соединения повышается. Однако безгранично повышать точность сборки за счет числа групп сортировки невозможно, так как вступают в силу ограничения, связанные с возможностями средств измерения, погрешностями базирования, усложнением процессов сборки и сортировки, требованиями к точности формы, шероховатости (эти допуски не должны превышать группового допуска).

Работоспособными будут только те соединения, которые собраны из деталей одноименных групп. Сборка деталей разноименных групп приводит к потере работоспособности у всех или части соединений.

К недостаткам метода относят дополнительные затраты на сортировку деталей по группам, усложнение снабжения запасными частями, увеличение незавершенного производства ввиду несоответствия в группах деталей, соединяемых при сборке. При сборке в каждой группе остаются лишние детали, например, из-за того, что количество валов в группе не всегда равно количеству втулок, попавших в эту же группу при сортировке.

Пример выполнения задания

Задача 1. Детали посадки $\varnothing 100G8/h8$ собираются на основе селективной сборки с числом групп сортировки $n=3$. Определить параметры посадки и групповые допуски деталей. Составить карту сортировщика. Проанализировать сборку деталей одноименных и разноименных групп.

2.1. Определение параметров посадки

Посадка $\varnothing 100G8/h8$: отверстие $\varnothing 100G8^{(+0,066/+0,012)}$, $T_D=54$ мкм; вал $\varnothing 100h8^{(-0,054)}$, $T_d=54$ мкм.

2.2. Расчет групповых допусков деталей

Групповые допуски вала и отверстия определяются путём деления допуска детали на число групп сортировки – n :

$$T_D^{гр} = \frac{T_D}{n}, T_D^{гр} = \frac{54}{3} = 18 \text{ мкм}; \quad T_d^{гр} = \frac{T_d}{n}, T_d^{гр} = \frac{54}{3} = 18 \text{ мкм}$$

Так как обе детали соединения изготовлены в одном качестве, то допуски всех размерных групп вала и отверстия будут равны между собой.

2.3. Построение схемы полей допусков посадки с указанием размерных групп для селективной сборки

Границы размерных групп деталей соединения определяются непосредственно на схеме полей допусков: поле допуска отверстия и вала геометрически делится на заданное число групп сортировки и на границах указываются значения предельных отклонений (рис. 2.1).

При построении схемы полей допусков следует соблюдать единый принцип указания номеров групп у вала и отверстия – снизу вверх.

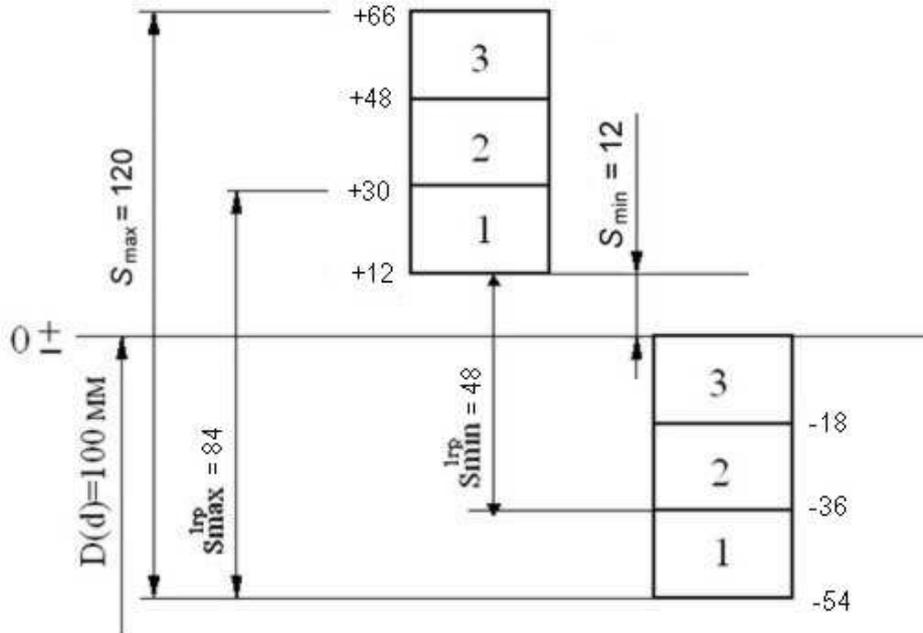


Рис.2.1. Схема полей допусков соединения $\varnothing 100G8/h8$ для селективной сборки с числом групп сортировки $n=3$

2.4. Расчет данных для карты сортировщика

Представленные на рис. 2.1 данные являются основой для построения карты сортировщика (табл. 2.1).

Карта сортировщика для сортировки на три размерных группы деталей соединения $\varnothing 100G8/h8$

Номер размерной группы		Размеры деталей	
		Отверстие	Вал
1	от	100,012	99,946
	до	100,030	99,964
2	свыше	100,030	99,964
	до	100,048	99,982
3	свыше	100,048	99,982
	до	100,066	100,000

2.5. Определение групповых параметров соединения

В рассмотренном примере предельные групповые зазоры равны:

$$S_{\max}^{zp} = S_{\max}^{1zp} = S_{\max}^{3zp} \text{ и т. д.}, \quad \text{а} \quad S_{\min}^{zp} = S_{\min}^{1zp} = S_{\min}^{3zp} \text{ и т. д.}$$

$$S_{\max}^{zp} = 0,084 \text{ мм}, \quad S_{\min}^{zp} = 0,048 \text{ мм}.$$

2.6. Определение групповых параметров соединения при соединении деталей разноименных групп: отверстие 2 группа, вал 1 группа

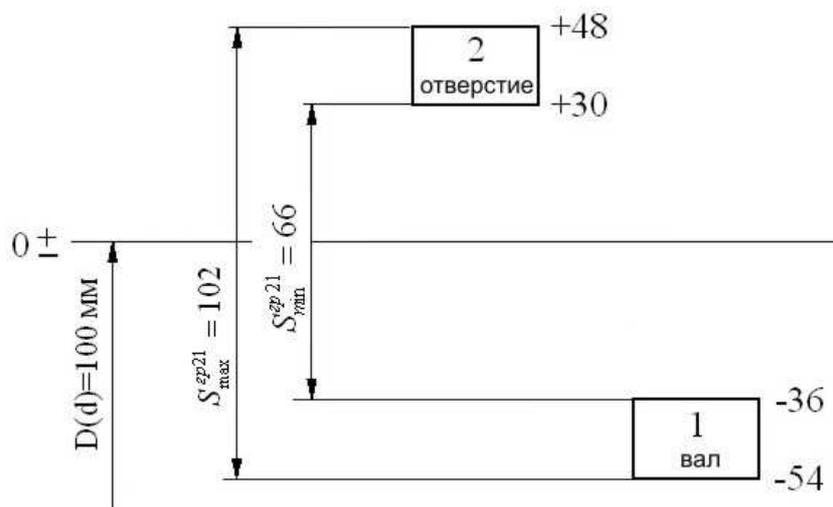


Рис.2.2. Групповые зазоры при сборке деталей разноименных групп

Предельные групповые зазоры при сборке деталей разноименных групп могут привести к потере работоспособности у части соединений с зазорами свыше 84 до 102 мкм.

3. ВЫБОР ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ, СОПРЯГАЕМЫХ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

Цель задания

Научиться назначать посадки при сопряжении подшипников качения с валами и корпусами и обозначать эти посадки на чертежах.

Содержание задания

1. Для заданного подшипника качения определить его конструктивные размеры, серию и вид нагружения колец.

2. Назначить посадки для колец подшипника на вал и корпус и построить схемы расположения полей допусков.

4. Назначить параметры шероховатости и отклонения формы расположения для посадочных поверхностей вала и корпуса под кольца подшипника качения.

5. Выполнить в виде эскизов: сборочный чертеж подшипникового узла и рабочие чертежи деталей, сопрягаемых с подшипником, указав посадки соединений, размеры деталей, отклонения формы и шероховатость поверхностей.

Методические указания по выполнению задания

Подшипники качения являются стандартными опорами для вращающихся деталей механизмов: валов, зубчатых колес, шкивов. От точности изготовления и монтажа подшипников зависит надежность работы всего механизма. Стандарты устанавливают большое число разновидностей подшипников качения по типу, сериям и точности изготовления. Наиболее распространенными являются однорядные радиальные шариковые подшипники.

Точность изготовления подшипника качения (точность присоединительных размеров, точность формы и взаимного расположения, шероховатость, точность вращения) определяется пятью классами точности - 0, 6, 5, 4 и 2 (в порядке повышения). Класс точности указывается через тире перед условным обозначением подшипника: 6-205 (6 - класс точности), 2-205, 4-205. Нулевой класс в обозначении не указывается, он является основным и принят к выпуску для всех типов подшипников качения - 205, 312, 409. В тракторах, автомобилях, сельскохозяйственных машинах применяются в основном только подшипники 0 класса.

Эксплуатационные характеристики подшипника определяются в зависимости от серии. Серия устанавливает нормальный ряд подшипников, которые при одинаковой конструкции и одинаковых внутренних диаметрах отличаются по наружному диаметру, ширине, нагрузочной способности и предельной частоте вращения. У подшипников при изменении серии динамическая грузоподъемность возрастает, а частота вращения падает с переходом от легкой серии к тяжелой и с увеличением диаметра подшипника. Условное обозначение серии представлено первой цифрой номера: особо легкая (1), легкая (2) - 205, 206, ..., средняя (3) - 305, 306, ..., тяжелая (4) - 405, 406,

Соединения подшипников качения с деталями машин является частным случаем гладких цилиндрических соединений. Стандартные посадки ЕСДП непригодны для монтажа тонкостенных колец подшипников качения из-за большой величины и значительных колебаний зазоров и натягов (при больших зазорах возникает биение на опоре и проскальзывание колец; при больших натягах искажается форма дорожек качения и возможно разрушение колец). Поэтому основная система допусков и посадок применяется только для посадочных поверхностей валов и корпусов. Для самих подшипников качения предусмотрена специальная система допусков и предельных отклонений. Допуски на присоединительные размеры подшипника 0 класса примерно соответствует IT5, IT6, шероховатость $Ra = 1,25...2,5$ мкм.

Поле допуска на наружное кольцо подшипника задается, как для основного вала, - в тело детали, ***а поле допуска на внутреннее кольцо - из тела детали, - не как для основного отверстия.*** Это делается для того, чтобы для сопряжений колец и валов не вводить новых специальных посадок с натягом, а использовать валы, изготовленные под "стандартные переходные" посадки. *Так, если вал изготовлен с полем допуска $k6$, $t6$, $n6$, то соединение внутреннего кольца с валом будет происходить не по переходной посадке, а по посадке с небольшим натягом.*

Надежность работы подшипника качения зависит от точности размеров посадочных поверхностей вала и корпуса, точности их формы, шероховатости и правильного назначения посадок колец на вал и корпус. При местном нагружении колец для монтажа используются посадки с зазором или переходные посадки с преобладанием зазоров; выбор посадок производится без расчетов на основе рекомендаций.

При циркуляционном нагружении колец для монтажа используются посадки с натягом или переходные посадки с преобладанием натягов;

выбор посадок основывается на расчетах интенсивности радиальной нагрузки R_r или минимального натяга N_{\min} .

Методика минимального натяга имеет ограничения по применению и может использоваться только в случае циркуляционного нагружения внутреннего кольца. Такая схема нагружения имеет широкое распространение у подшипников валов коробок передач, центробежных насосов, центрифуг, редукторов и роторов электродвигателей.

По данной методике на основе расчета определяется минимальный натяг $N_{\min}^{расч}$, который обеспечит неподвижность внутреннего кольца на валу при передаче заданной радиальной нагрузки R . При выборе одной из посадок для кольца с валом $k6$, $t6$ или $n6$ следует соблюдать условие:

$$N_{\min}^{расч} \leq N_{\min},$$

где $N_{\min}^{расч}$, N_{\min} – соответственно расчетный натяг и минимальный натяг стандартной посадки, (мкм).

$$N_{\min}^{расч} = \frac{13 Rk}{(B - 2r)10^3},$$

где R - радиальная нагрузка на подшипник, Н;

B - ширина кольца подшипника, мм;

r - радиус фаски, мм;

k - коэффициент зависящий от серии подшипника качения (для легкой серии $k = 2,8$; для средней $k = 2,3$; для тяжелой $k = 2,0$).

Во избежание разрыва кольца, значение максимального натяга N_{\max} выбранной посадки следует сравнить со значением $N_{\text{дон}}$, натяга допускаемого прочностью кольца

$$N_{\max} < N_{\text{дон}},$$

где N_{\max} - максимальный натяг выбранной стандартной посадки, мкм;

$$N_{\text{дон}} = \frac{11,4kd[\sigma_p]}{(2k - 2)},$$

$N_{\text{дон}}$ - допустимый натяг, мкм;

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение для подшипниковой стали $[\sigma_p] = 400$ МПа;

d - номинальный размер кольца подшипника, м.

В случае невыполнения условия, следует выбрать другую посадку.

Пример выполнения задания

Задача 1. Используя методику минимального натяга N_{\min} назначить посадки для монтажа колец подшипника 314 на вал и корпус; подшипник закрепляется на вращающийся вал и воспринимает радиальную нагрузку $R=5600$ Н.

3.1. Конструктивные размеры подшипника качения определяются по табл. П.1.12: $d=70$ мм, $D=150$ мм, $B=35$ мм, $r=3,5$ мм.

3.2. Числовые значения предельных отклонений колец подшипников качения определяются по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Допускаемые отклонения размеров колец подшипников качения
класса 0 (ГОСТ 520-71)

Номинальные внутренние диаметры d , мм		Отклонения, мкм				Номинальные наружные диаметры D , мм		Отклонения диаметра наружного кольца подшипника, мкм	
		диаметра внутреннего кольца подшипника		ширины подшипника					
свыше	до	верхн.	нижн.	верхн	нижн	свыше	до	верхн.	нижн
10	18	0	-8	0	-120	—	18	0	-8
18	30	0	-10	0	-120	18	30	0	-9
30	50	0	-12	0	-120	30	50	0	-11
50	80	0	-15	0	-150	50	80	0	-13
80	120	0	-20	0	-200	80	120	0	-15
120	180	0	-25	0	-250	120	150	0	-18
180	250	0	-30	0	-300	150	180	0	-25
250	315	0	-35	0	-350	180	250	0	-30

Следует внимательно производить выбор в таблице: в левой части таблицы даются отклонения для внутреннего кольца (d), в правой - для наружного кольца (D). Для одних и тех же интервалов размеров значения предельных отклонений внутреннего кольца (в левой части) и наружного кольца (правой части) не совпадают.

По данным табл. 3.1 внутреннее кольцо подшипника 314 имеет поле допуска $\varnothing 70L0_{(-0,015)}$; наружное кольцо - $\varnothing 150I0_{(-0,018)}$.

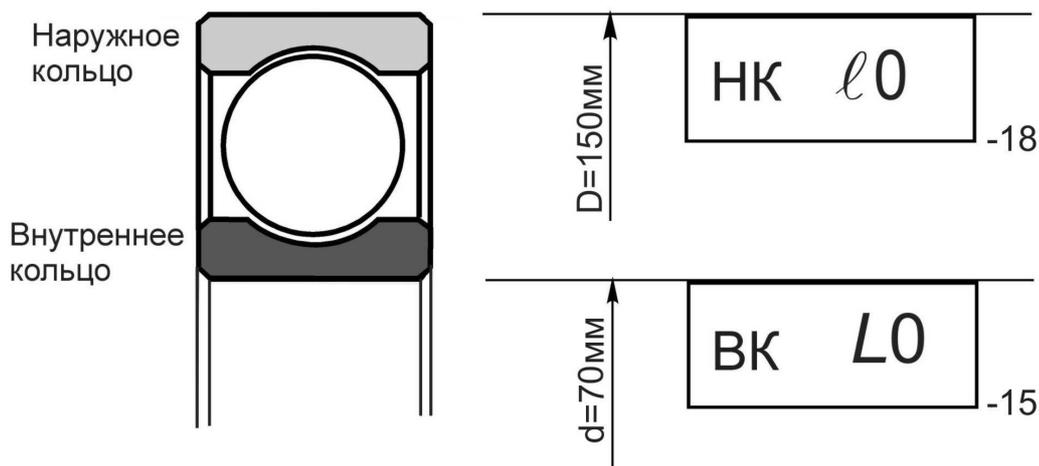


Рис. 3.1. Схема полей допусков для колец подшипника качения №314

Выбор посадок подшипника на вал и корпус

В задании для всех вариантов принимается *характер нагружения колец подшипника из условий работы - вращается вал, корпус неподвижен*, что соответствует местному нагружению наружного кольца и циркуляционному нагружению внутреннего кольца.

3.3. Для наружного кольца с **местным нагружением** посадка назначается произвольно на основе выбора поля допуска корпуса из табл. П.1.9. Предпочтительным полем допуска для корпуса является Н7. Схема расположения полей допусков посадки наружного кольца в корпус $\varnothing 150H7/10$ представлена на рис. 3.3а.

3.4. Посадка внутреннего кольца с **циркуляционным нагружением** назначается исходя из расчетного значения $N_{\min}^{расч}$:

$$N_{\min}^{расч} = \frac{13 \cdot 5600 \cdot 2,3}{(35 - 2 \cdot 3,5) \cdot 10^3} = 6 \text{ мкм} .$$

Полученное значение $N_{\min}^{расч}$ следует сравнить с минимальными натягами трех рекомендуемых посадок внутреннего кольца с валами *k6*, *m6*, *n6*: посадка $\varnothing 70L0/k6$ имеет $N_{\min}=2$ мкм; посадка $\varnothing 70L0/m6$ - $N_{\min}=11$ мкм; посадка $\varnothing 70L0/n6$ - $N_{\min}=20$ мкм.

Для обеспечения условия неподвижности внутреннего кольца на валу $N_{\min}^{расч} \leq N_{\min}$ подходят две посадки $\varnothing 70L0/m6$, $\varnothing 70L0/n6$, но первым условие выполняется для посадки $\varnothing 70L0/m6$. Выбор в пользу данной посадки обосновывается обеспечением неподвижности кольца при натяге, вызывающим меньшие напряжения на посадочной поверхности в сравнении с посадкой $\varnothing 70L0/n6$, что будет способствовать увеличению срока службы подшипника в целом.

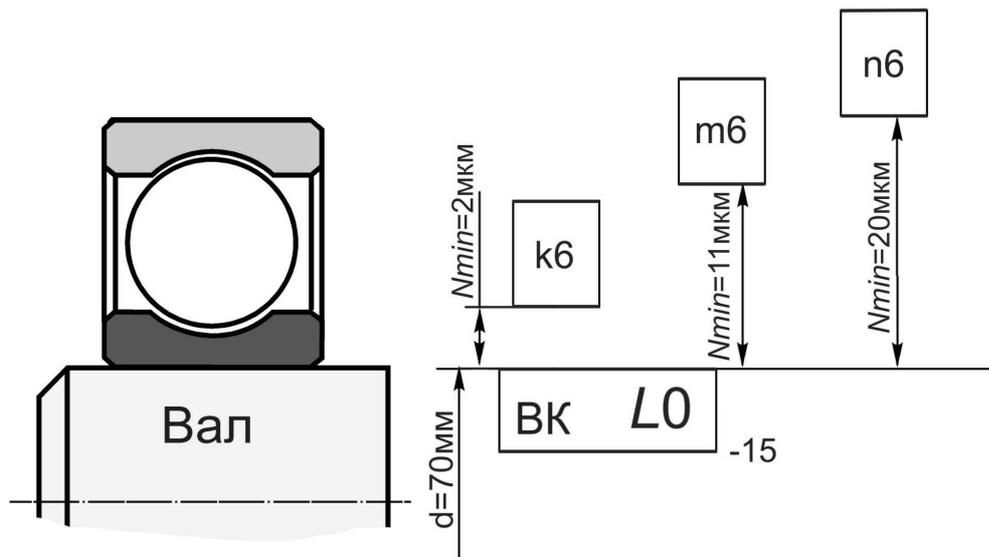


Рис. 3.2. Минимальные натяги при посадке кольца на различные валы

Схема расположения полей допусков посадки внутреннего кольца на вал $\varnothing 70L0/m6$ представлена на рис. 3.3б.

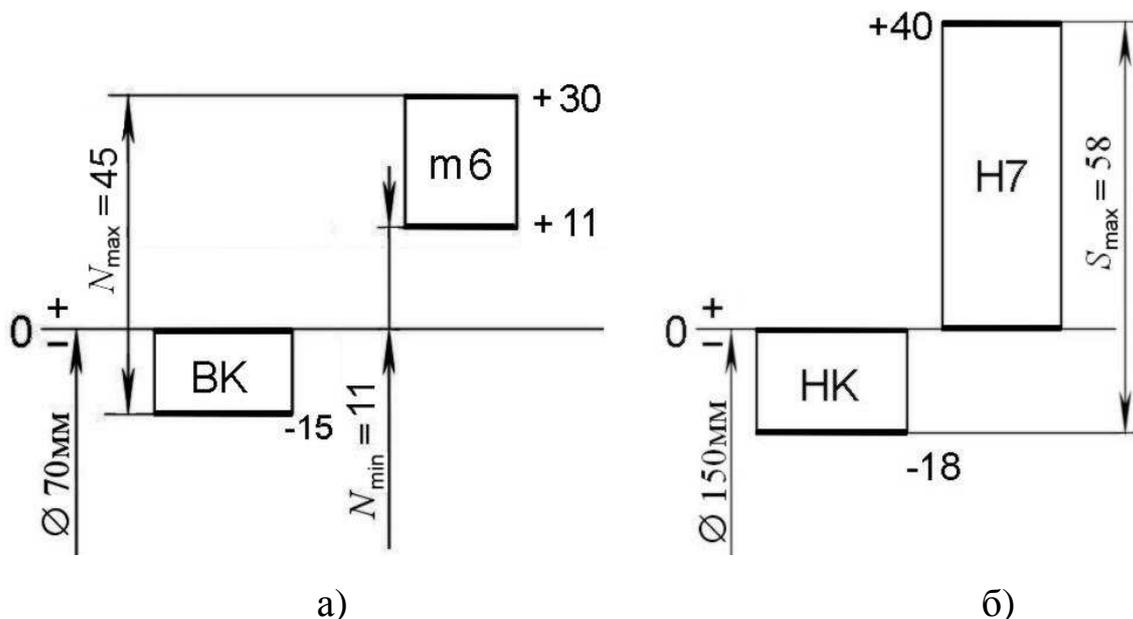


Рис. 3.3. Схема полей допусков соединений: а - внутреннее кольцо-вал, б - наружное кольцо - корпус.

Для проверки обеспечения условия прочности внутреннего кольца производится сравнение значений максимального натяга N_{max} в выбранной посадке $\varnothing 70L0/m6$ и $N_{дон}$.

$$N_{дон} = \frac{11,4 \cdot 2,3 \cdot 0,07 \cdot 400}{(2 \cdot 2,3 - 2)} = 282 \text{ мкм.}$$

Условие прочности выполняется, посадка выбрана правильно:

$$N_{max} = 45 \text{ мкм} < N_{дон} = 282 \text{ мкм} .$$

3.5. Для эскизов рабочих чертежей деталей выбираются оптимальные значения шероховатости и допустимые отклонения от формы на посадочные поверхности.

При нулевом классе точности подшипника шероховатость его посадочных поверхностей определяется диаметром кольца: при $d(D) \leq 80 \text{ мм}$ — $R_a 1,25 \text{ мкм}$; при $d(D) > 80 \text{ мм}$ — $R_a 2,5 \text{ мкм}$. Для подшипника 314 шероховатость на валу $d=70 \text{ мм}$ — $R_a=1,25 \text{ мкм}$; для отверстия корпуса $D=150 \text{ мм}$ — $R_a=2,5 \text{ мкм}$.

Допуск формы (цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения) рассчитывается в долях от допуска на посадочные поверхности: для вала с допуском $T_d=19 \text{ мкм}$ - $T_{f/O} = 19/3 = 6 \text{ мкм}$; для отверстия корпуса с допуском $T_D=40 \text{ мкм}$ - $T_{f/O} = 40/3 = 13 \text{ мкм}$.

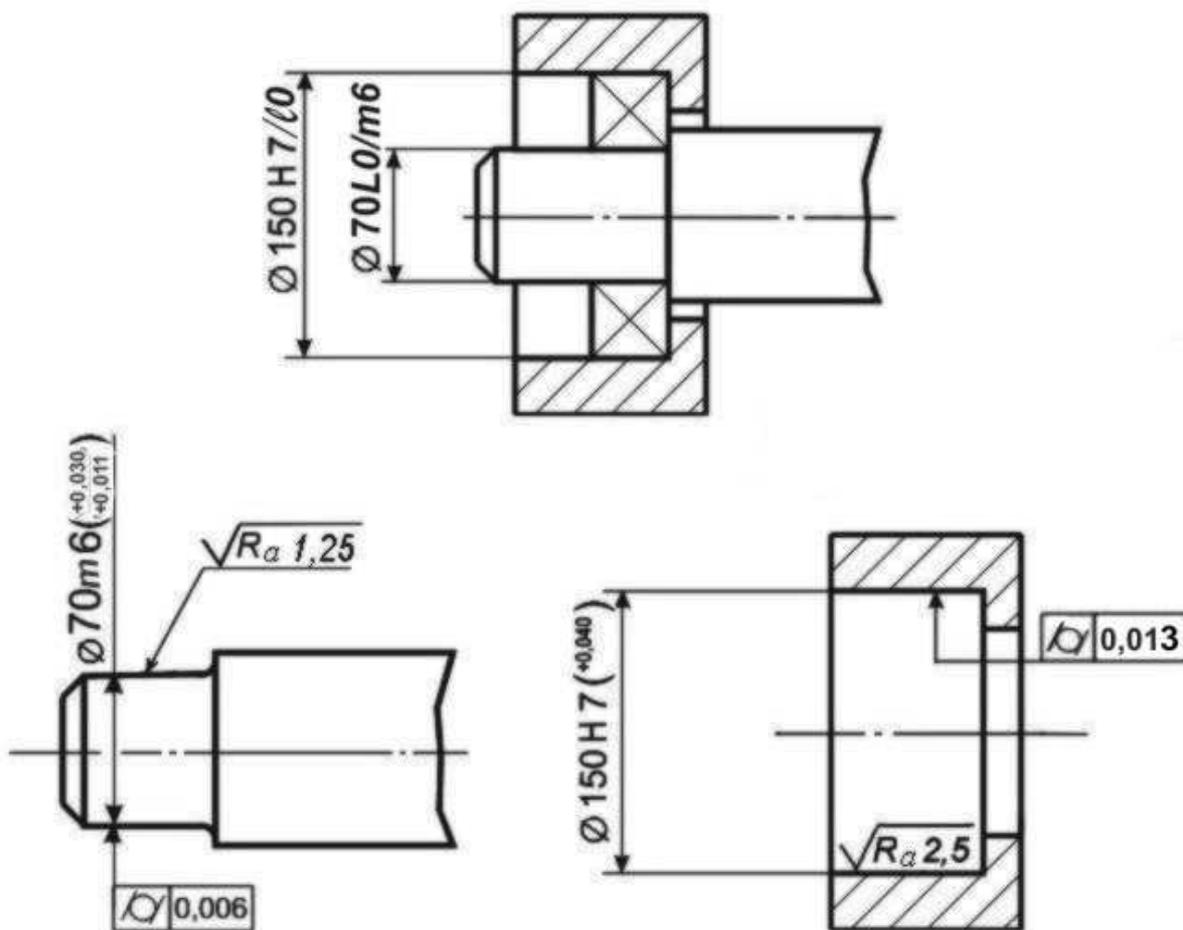


Рис. 3.3. Обозначения посадок, отклонений на чертежах деталей сопрягаемых с подшипниками качения

4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель задания

Освоить методику выбора посадок для деталей шпоночного соединения и правила указания параметров точности соединения на чертежах.

Содержание задания

1. По номинальному диаметру сопряжения «вал-втулка» определить основные размеры шпоночного соединения.

2. Для заданного вида шпоночного соединения назначить посадки на ширину шпоночных пазов; построить схемы расположения полей допусков.

3. Назначить поля допусков и определить предельные размеры для всех деталей шпоночного соединения и представить их в виде сводной таблицы.

4. Определить предельные зазоры и натяги в соединениях «вал-втулка», «шпонка-паз вала», «шпонка-паз втулки».

5. Вычертить эскизы чертежей для шпоночного соединения с обозначением посадок, предельных размеров, параметров шероховатости и допусков расположения для шпоночных пазов.

Методические указания по выполнению задания

Шпоночное соединение - разъемное соединение вала и втулки с дополнительным креплением от поперечного смещения деталей на основе продольного клина (шпонки). Шпонка является соединительным элементом между валом (осью) и вращающимися деталями (шкивы, звездочки, зубчатые колеса). Для выполнения шпоночного соединения на поверхности вала и втулки выбираются пазы по форме шпонки (призматической, сегментной, клиновой или тангенциальной). При этом шпонка примерно на половину высоты входит в паз вала и на половину – в паз втулки. Форма и размеры сечений шпонок и пазов стандартизированы и выбираются в зависимости от диаметра вала (табл.П.1.12). Длина шпонки l зависит от передаваемой нагрузки, конструктивных особенностей соединения и должны соответствовать значениям параметрического ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

Основным посадочным размером, определяющим работоспособность для призматических шпонок, является ширина шпонки b , по которой шпонка сопрягается одновременно с пазами вала и втулки.

Шпонка соединяется с пазом вала неподвижно по одной из переходных посадок, а с пазом втулки – по посадке с зазором. Натяг необходим для того, чтобы шпонка не перемещалась при монтаже и эксплуатации, а зазор – для компенсации неточности размеров и взаимного расположения пазов

Необходимость получения различных посадок на отдельных участках по ширине шпонки объясняет целесообразность использования системы вала. Использование системы вала также позволяет ограничить номенклатуру размеров калиброванной стали для изготовления шпонок (необходимая точность размера b обеспечивается в процессе калибрования без дополнительной обработки на уровне 9 качества).

Выбор посадок по ширине шпонки зависит от назначения шпоночного соединения и определяет его вид: плотное - *применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках*; нормальное – *при благоприятных условиях сборки и отсутствии реверсивных нагрузок* или свободное – *допускающее перемещение втулки вдоль вала* (табл.П.1.10).

Для несопрягаемых размеров шпоночного соединения с призматическими шпонками установлены поля допусков:

по высоте шпонки h - $h9$ ($h = 2 \dots 6$ мм), $h11$ ($h > 6$ мм);

по длине шпонки l - $h14$, по длине паза вала и втулки - $H15$,

по глубине паза вала t_1 и втулки t_2 - $H12$.

На чертеже вместо размеров t_1 и t_2 допускается использовать размеры $(d-t_1)$ и $(d+t_2)$ (табл.4.1); предпочтительный вариант - $t_1, (d+t_2)$.

Таблица 4.1

Предельные отклонения размеров связанных с глубиной паза

Размеры	Высота шпонки h , мм	Предельные отклонения, мм	
		ES	EI
$d - t_1$	от 2 до 6	0	- 0,1
	от 6 до 18		- 0,2
	от 18 до 50		- 0,3
$d + t_2$	от 2 до 6	+0,1	0
	от 6 до 18	+0,2	
	от 18 до 50	+0,3	

Посадки шпоночного соединения по номинальному диаметру "вал-втулка" выбираются в зависимости от назначения соединения и его условий работы (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Рекомендуемые поля допусков в соединениях вал- втулка

Условия работы	Рекомендуемые поля допусков		Посадки
	отверстия	вала	
При точном центрировании	H6	js6, k6, m6, n6	переходные
При больших динамических нагрузках	H7	s7	с натягом
	H8	x8, u8, s8	
При осевом перемещении втулки по валу	H6	h6	с зазором
	H7	h7	

Качество сборки шпоночного соединения зависит от перекосов и смещений в расположении шпоночных пазов (табл. 4.3). Невыполнение этих требований приводит к необходимости применения трудоемких пригоночных работ при сборке.

Таблица 4.3

Допуски расположения пазов во втулке и на валу	Значение допуска		
параллельности	0,5	от допуска на ширину шпоночного паза	
симметричности:	при одной шпонке		2,0
	при двух шпонках		0,5

Боковые поверхности пазов вала и втулки обрабатывают в рядовых соединениях до параметра шероховатости $R_z = 20$ мкм, в ответственных - до $R_z = 10$ мкм, дна пазов - до $R_z = 40$ мкм.

Условное обозначение шпонки состоит из типа исполнения, номинальных размеров шпонки и номера стандарта (*исполнение один в виде цифры не указывается*).

Таблица 4.4

призматическая шпонка	... - $b \times h \times l$ ГОСТ	16×10×80 ГОСТ 23360-78 2 - 16×10×80 ГОСТ 23360-78
сегментная шпонка	... - $b \times h$ ГОСТ	4×6,5 ГОСТ 24071-80 2 - 4×6,5 ГОСТ 24071-80

Пример выполнения задания

Задача 1. Для образования неподвижного разъемного соединения зубчатого колеса с валом $\varnothing 40$ мм используется призматическая шпонка. Для всех элементов соединения назначить допуски и определить предельные размеры.

4.1. Номинальные размеры шпоночного соединения определяются по диаметру соединения: для $\varnothing 40$ в табл. П.1.12: $b \times h \times l$ - $12 \times 8 \times 60$. Длина шпонки l задается условно – $l \approx (0,8 \dots 1,5) \times d$. Расчетное значение длины согласуется с параметрическим рядом (табл. П.1.12). Глубина паза вала – $t_1=5$ мм; глубина паза втулки – $t_2=3,3$ мм.

4.2. Назначение типа посадки соединения вала и втулки для $\varnothing 40$ в задании условно – по последней цифре номера варианта курсовой работы:

- переходная – для вариантов, оканчивающихся на цифры 2; 5; 8;
- с натягом – для вариантов, оканчивающихся на цифры 1; 4; 7;
- с зазором – для вариантов, оканчивающихся на цифры 0; 3; 6; 9.

Для примера рассматривается переходная посадка – в соответствующей строке табл. 4.2 выбирается произвольное сочетание из предлагаемых полей допусков отверстия и вала: $\varnothing 40$ H6/js6, $\varnothing 40$ H6/k6, $\varnothing 40$ H6/m6, $\varnothing 40$ H6/n6. Для выбранной посадки определяются параметры:

- по диаметру вал-втулка 40 H6/m6
посадка переходная – $S_{\max} = 0,007$ мм, $N_{\max} = 0,025$ мм, $T_{NS} = 32$ мкм.

4.3. Вид соединения шпонки с пазами деталей задается условно по последней цифре номера варианта курсовой работы:

- свободное – для вариантов, оканчивающихся на цифры 0; 3; 6; 9;
- нормальное – для вариантов, оканчивающихся на цифры 1; 4; 7;
- плотное – для вариантов, оканчивающихся на цифры 2; 5; 8.

Для примера рассматривается нормальное соединение шпонки с пазами. В табл. П.1.10 для заданного соединения выбирается рекомендуемый набор полей допусков: паз вала–шпонка 12N9/h9; шпонка – паз втулки 12JS9/h9. Пример выполнения схемы полей допусков шпоночного соединения приведен на рис. 4.1.

Предельные зазоры и натяги для шпоночного соединения:

- по ширине шпонка-паз вала 12 N9/h9
посадка переходная - $S_{\max} = 0,043$ мм, $N_{\max} = 0,043$ мм, $T_{NS} = 86$ мкм;
- по ширине шпонка-паз втулки 12 JS9/h9
посадка переходная - $S_{\max} = 0,064$ мм, $N_{\max} = 0,021$ мм, $T_{NS} = 85$ мкм.

паз вала – шпонка

шпонка – паз втулки

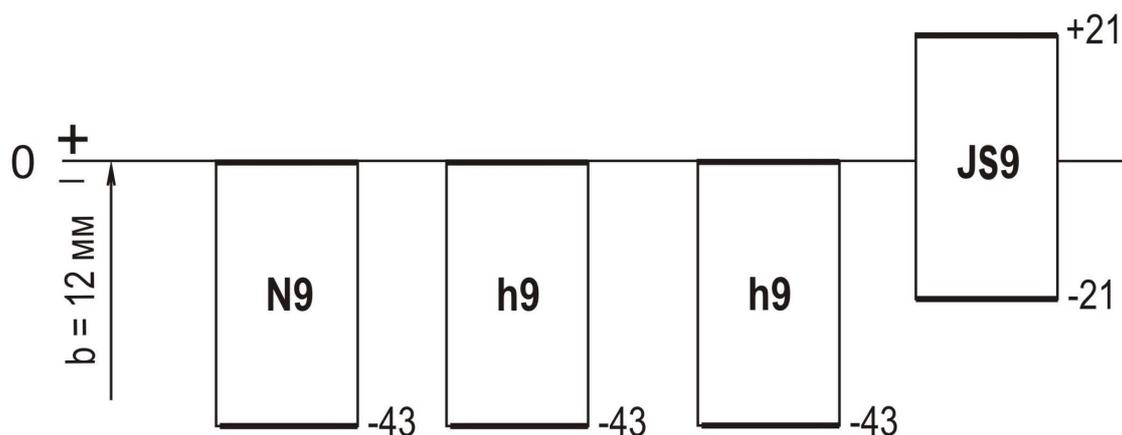


Рис. 4.1. Схема полей допусков шпоночного соединения

4.4. Размерные характеристики деталей шпоночного соединения определяются на основе методических указаний и представляются в виде сводной таблицы (табл. 4.5).

Таблица 4.5.

Размерные характеристики деталей шпоночного соединения, мм

Наименование размера	Номинальный размер	Поле допуска	Предельные отклонения		Предельные размеры		Допуск размера
			верхнее	нижнее	max	min	
Ширина шпонки	12	h9	0	-0,043	12,000	11,957	0,043
Высота шпонки	8	h11	0	-0,090	8,000	7,910	0,09
Длина шпонки	60	h14	0	-0,740	60,000	59,26	0,740
Ширина паза вала	12	N9	0	-0,043	12,000	11,957	0,043
Глубина паза вала t_1	5	H12	+0,120	0	5,120	5,000	0,120
Длина паза вала	60	H15	+1,200	0	61,200	60,000	1,200
Ширина паза втулки	12	JS9	+0,021	-0,021	12,021	11,979	0,042
Глубина паза втулки t_2	3,3	H12	+0,120	0	3,420	3,300	0,120

4.5. Допуски расположения для шпоночных пазов при наличии одной шпонки назначаются как часть допуска на ширину паза (табл. 4.3).

Паз втулки – 12JS9, допуск $T_b = 43 \text{ мкм}$: допуск симметричности – $2 \times T_b = 2 \times 43 = 86 \text{ мкм}$, допуск параллельности – $0,5 \times T_b = 0,5 \times 43 = 21 \text{ мкм}$.

Паз вала – 12N9, допуск $T_b = 43 \text{ мкм}$: допуск симметричности – $2 \times T_b = 2 \times 43 = 86 \text{ мкм}$, допуск параллельности – $0,5 \times T_b = 0,5 \times 43 = 21 \text{ мкм}$.

4.6. Выполнение эскизов чертежей шпоночного соединения и его деталей.

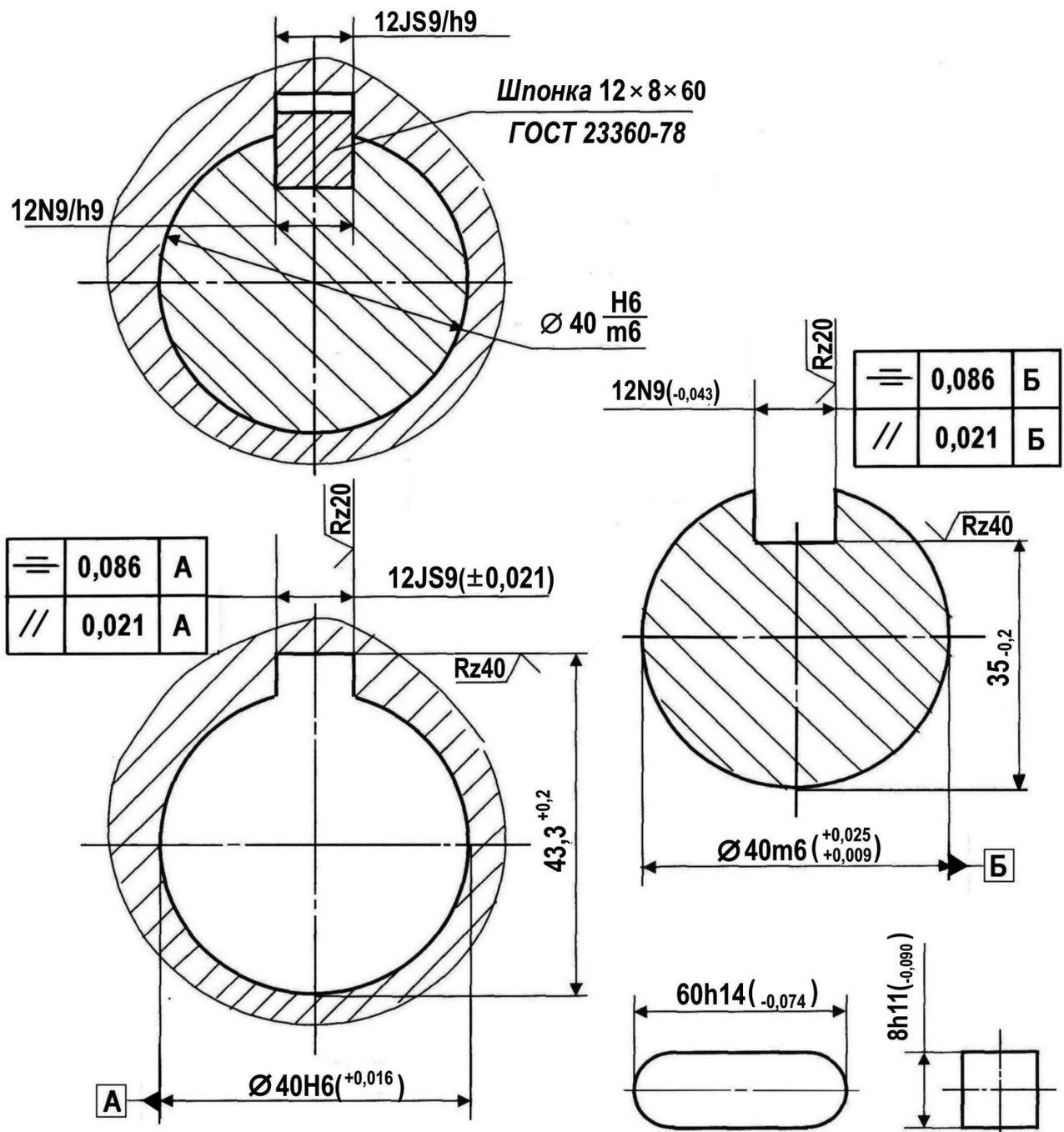


Рис.4.2. Эскиз шпоночного соединения и его деталей

5. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель задания

Освоить методику выбора посадок для деталей шлицевого соединения и правила указания параметров точности соединения на чертежах.

Содержание задания

1. Для заданного шлицевого соединения указать область применения и дать расшифровку условного обозначения.

2. Определить размерные характеристики элементов шлицевого соединения и построить схемы полей допусков применяемых посадок.

3. Вычертить эскизы чертежей шлицевого соединения с обозначением посадок, предельных размеров, параметров шероховатости и допусков расположения.

Методические указания по выполнению задания

5.1. Зубчатое (шлицевое) соединение - соединение вала и втулки, осуществляемое с помощью зубьев (шлицев) и впадин (пазов), выполненных на валу и в отверстии втулки. Шлицевое соединение обладает большей прочностью по сравнению со шпоночным, передает большие крутящие моменты, обеспечивает хорошее центрирование и легкость перемещения деталей вдоль оси вала.

В машиностроении наибольшее распространение получили шлицы прямоугольного профиля (прямобочные) с четным числом зубьев. Основные размеры шлицевого прямобочного соединения устанавливаются ГОСТ 1139-80: наружный диаметр - D ; внутренний диаметр - d и толщина шлица вала или ширина паза втулки - b . Характерной особенностью шлицевого соединения является способ центрирования втулки относительно вала (рис.5.1).

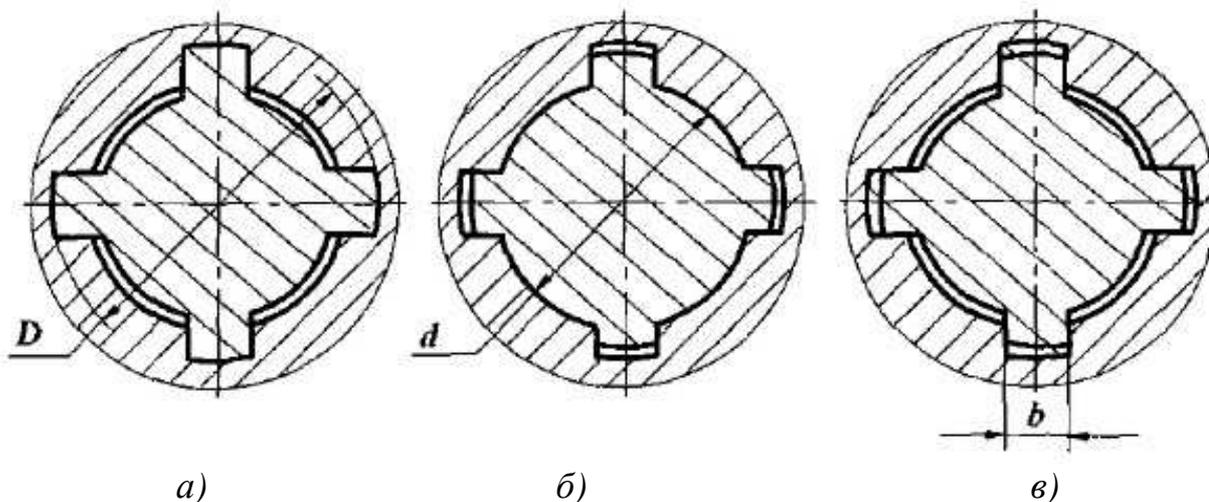


Рис.5.1. Способы центрирования шлицевых соединений: а - по наружному диаметру; б - по внутреннему диаметру; в - по боковым сторонам

Способ центрирования указывает на элемент шлицевого соединения, выполненный с самой высокой точностью и обеспечивающий совпадение осей соединяемых деталей (допуск на центрирующий размер дается меньше, чем на другие размеры соединения; зазор между центрирующими поверхностями меньше по сравнению с зазорами по нецентрирующим поверхностям). В зависимости от технологических и эксплуатационных требований центрирование достигается одним из трех способов: по наружному диаметру D , внутреннему диаметру d и боковым сторонам зубьев b .

Способ центрирования шлицевого соединения обозначается соответствующей буквой и указывается в начале условного обозначения. Далее указываются четыре числа, которые последовательно обозначают: количество шлицев, номинальный размер внутреннего диаметра d , номинальный размер наружного диаметра и ширину шлиц. Обозначение полей допусков и посадок по диаметрам и ширине шлиц указывается после соответствующих размеров. В числителе этих посадок указываются поля допусков элементов шлицевой втулки, а в знаменателе - шлицевого вала. *Допускается не указывать в обозначении посадки для нецентрирующих диаметров.* Размер b при любом виде центрирования получает определенную посадку.

Пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения и его деталей при центрировании по внутреннему диаметру с числом зубьев $z=8$, внутренним диаметром $d=36$ мм, наружным диаметром $D=40$ мм, шириной зуба $b=7$ мм:

$$d - 8 \times 36 \text{ H7/e8 } \times 40 \text{ H12/a11 } \times 7 \text{ D9/f8};$$

$$\text{втулка} - d - 8 \times 36 \text{ H7 } \times 40 \text{ H12 } \times 7 \text{ D9};$$

$$\text{вал} - d - 8 \times 36 \text{ e8 } \times 40 \text{ a11 } \times 7 \text{ f8}.$$

Точность изготовления диаметров шлицевого соединения для валов IT5... IT10; для втулок – IT6... IT10. Допуски на размер b разделены на две группы: соединения повышенной точности изготавливаются с допусками IT6, IT7 и IT8; соединений нормальной точности с допусками IT9 и IT10.

Посадки шлицевых соединений для диаметров строятся в системе отверстия, для боковых поверхностей пазов втулки и зубьев вала – в комбинированной системе.

Все поля допусков для элементов шлицевого соединения определяются по ГОСТ 25347-82: для валов установлено 20 полей, а для

втулки - 8. Из этого общего числа полей предпочтительными считаются для валов поля g6, js6, js7, e8, и f8, а для втулок - поля H8, F8, D9 и F10. В случае, если один из диаметров оказывается не центрирующим, его размеры изготавливают в пределах полей допусков указанных в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала	Втулки
d	По D или b	без обозначения поля допуска *	H11
D	По d или b	a11	H12

Примечание. *Размер вала по диаметру d выполняется по свободному размеру, но он не должен быть менее d_1 (\approx поле допуска **a11** или **a12**).

При выборе параметров шероховатости поверхностей деталей шлицевых соединений предпочтение следует отдавать параметру R_a , который более информативно, чем R_z , характеризует высоту неровностей профиля (табл.5.2)

Таблица 5.2

Рекомендуемая шероховатость поверхностей деталей шлицевых соединений R_a , мкм

	Характер соединения	
	Подвижное	Неподвижное
Впадина отверстия	2,50... 0,63	1,25... 0,32
Зуб вала	2,50... 0,63	0,63...0,16
<i>Центрирующие поверхности</i>		
Отверстие	1,25...0,32	1,25... 0,32
Вал	1,25... 0,32	0,63... 0,16
<i>Нецентрирующие поверхности</i>		
Отверстие	5,0... 1,25	2,5... 1,25
Вал	5,0 ... 0,63	2,5... 0,63

Помимо этого на чертеже оговаривается особое требование, что боковые стороны зуба должны быть параллельны оси симметрии зуба: допуск симметричности назначается на основе допуска на ширину зуба в 7 квалитете.

Пример выполнения задания

Задача 1. Для шлицевого соединения $d - 8 \times 46 \frac{H7}{f8} \times 54 \times 9 \frac{D9}{h9}$ определить

допуски, предельные отклонения, параметры точности расположения и шероховатости всех элементов соединения.

Содержание задания

5.1. Шлицевое соединение $d - 8 \times 46 \frac{H7}{f8} \times 54 \times 9 \frac{D9}{h9}$ имеет способ центрирования по внутреннему диаметру, то есть обеспечивается точное центрирование при высокой твердости материала деталей. Для обеспечения точности поверхности внутреннего диаметра вала и втулки окончательно обрабатываются шлифованием (отверстие втулки шлифуется на обычном внутришлифовальном станке; вал обрабатывается на шлицешлифовальном станке) ([2, с. 299], [5, с. 334], [4, с. 166]). Соотношение размеров $d \times D \times b = 46 \times 54 \times 9$ при числе шлицев $z=8$ указывает на среднюю серию шлицевого соединения, используемую для передачи средних крутящих моментов при спокойной и пульсирующей нагрузке.

5.2. Предельные отклонения и предельные размеры всех элементов шлицевого соединения определяют так же, как и гладких соединений и представляются в виде сводной таблицы (табл.5.3).

Таблица 5.3

Размерные характеристики деталей шлицевого соединения, мм

Параметры	Номинальный размер	Поля допусков	Предельные отклонения		Предельные размеры		Допуск размера
			ES(es)	EI(ei)	max	min	
<i>1. Центрирующие элементы: d и b</i>							
Отверстие	46	H7	+0,025	0	46,025	46,000	0,025
Вал	46	f8	-0,025	-0,064	45,975	45,936	0,039
Ширина впадин отверстия	9	D9	+0,076	+0,040	9,076	9,040	0,036
Толщина шлицев вала	9	h9	0	-0,036	9,000	8,964	0,036
<i>2. Нецентрирующие элементы D (поля допусков табл. 5.1)</i>							
Отверстие	54	H12	+0,300	0	54,300	54,000	0,300
Вал	54	a11	-0,340	-0,530	53,660	53,470	0,190

5.3. Анализ посадок шлицевого соединения (рис. 5.2 – 5.3) показывает, что при центрировании по внутреннему диаметру зазоры между центрирующими поверхностями ($S_{min} = 25$ мкм, $S_{max} = 89$ мкм) меньше по сравнению с зазорами по нецентрирующим поверхностям наружного диаметра ($S_{min} = 340$ мкм, $S_{max} = 830$ мкм). Наличие гарантированных зазоров между всеми элементами шлицевого соединения обеспечит собираемость деталей, так как зазоры позволяют компенсировать погрешности формы и расположения у поверхностей шлицевых зубьев и впадин.

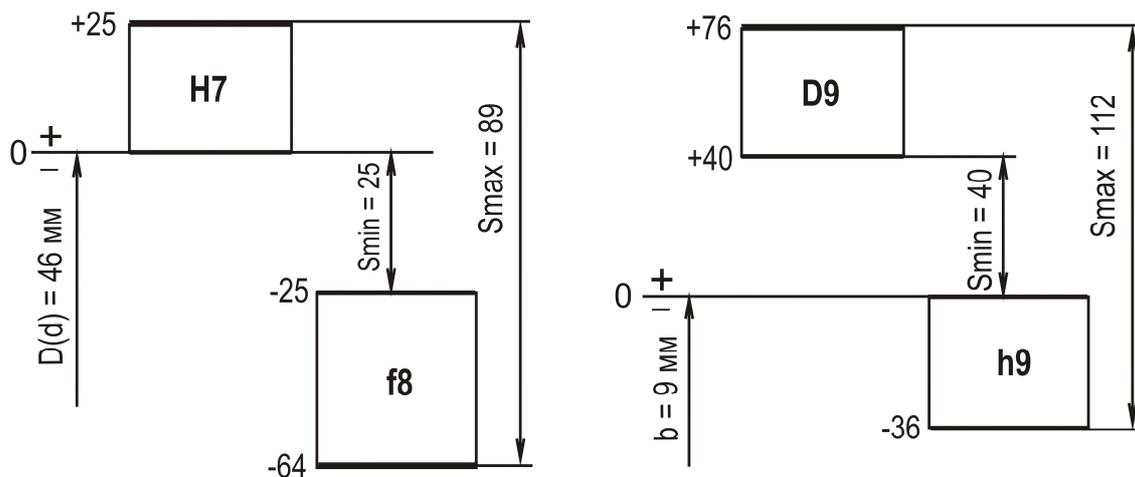


Рис.5.2. Схемы полей допусков центрирующих элементов шлицевого соединения

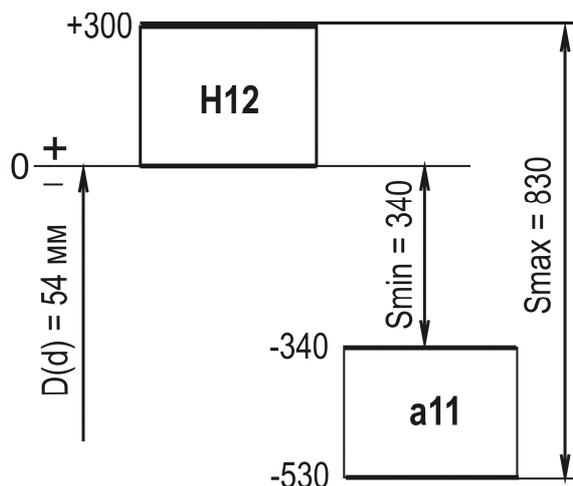


Рис.5.3. Схема полей допусков нецентрирующего диаметра шлицевого соединения

5.4. Выполнение эскизов чертежей шлицевого соединения и его деталей (рис 5.4 -5.5). Условные изображения шлицевых валов, отверстий и их соединений должны соответствовать ГОСТ 2.409-74.

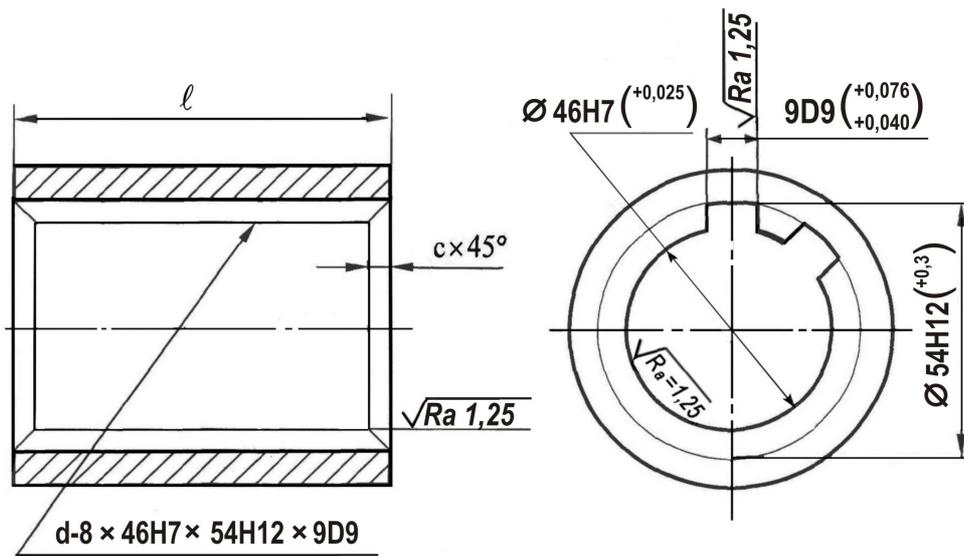
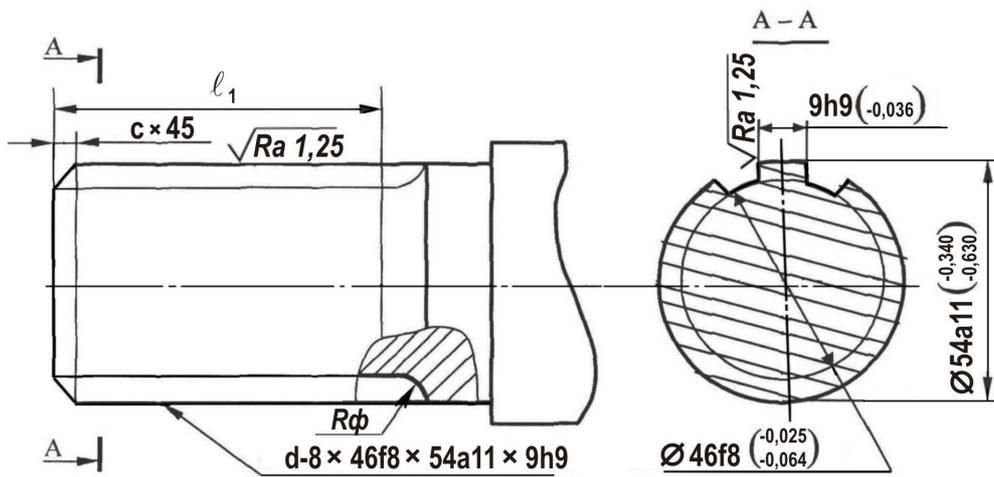


Рис. 5.4. Чертеж шлицевого вала и шлицевой втулки

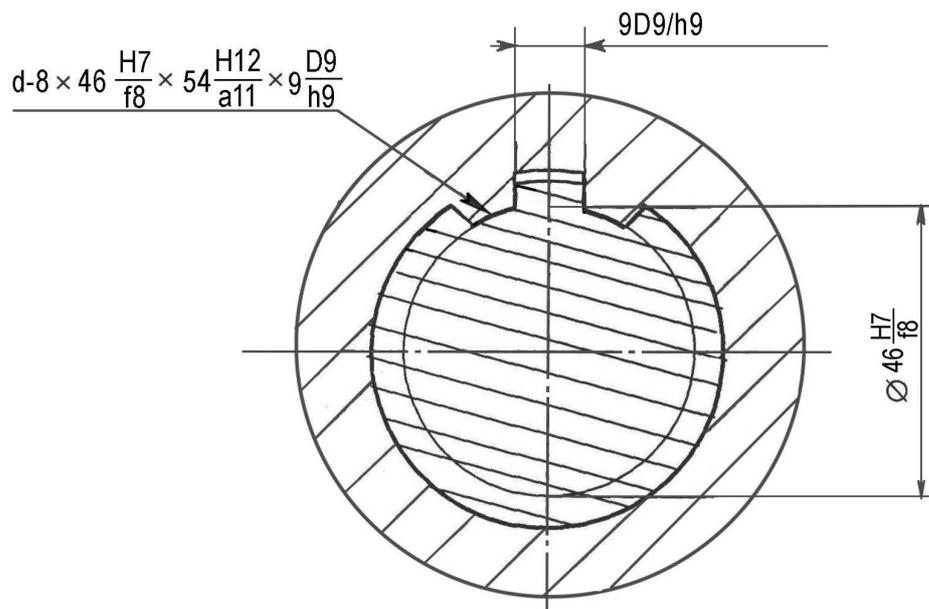


Рис. 5.5. Сборочный чертеж шлицевого соединения

6. РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНУЮ ЦЕПЬ МЕТОДОМ ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Цель задания

Освоить правила составления сборочных размерных цепей и методику расчета допусков составляющих размеров методом полной взаимозаменяемости.

Содержание задания

1. Провести размерный анализ конструкции узла, представленного на сборочном чертеже: установить размеры, входящие в размерную цепь. Построить расчетную схему размерной цепи, представив на ней размеры в виде увеличивающих и уменьшающих звеньев.
2. Проверить правильность составления размерной цепи.
3. Определить допуски и отклонения всех составляющих звеньев методом одного качества для обеспечения полной взаимозаменяемости.

Методические указания по выполнению задания

Точность взаимного расположения деталей, сборочных единиц, обеспечивающих качественную работу изделия при эксплуатации, достигается правильным соотношением взаимосвязанных размеров, образующих размерные цепи. **Размерная цепь** - совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур, в котором основная часть размеров и их точность не могут назначаться независимо (*исключение составляют известные и стандартные размеры цепи*). В теории размерного анализа принято все размеры цепи называть звеньями. Любая размерная цепь имеет одно замыкающее (исходное) звено и два или более составляющих. Замыкающее звено определяет работоспособность изделия в соответствии с техническими условиями и к нему предъявляются основные требования по точности. **Замыкающее звено** A_{Δ} непосредственно не выполняется, а представляет собой результат изготовления (сборки) всех составляющих звеньев цепи. Составляющими называются все звенья, с изменением размеров которых изменяется размер замыкающего звена. Если увеличение размера составляющего звена приводит к увеличению размера замыкающего звена, то такое звено называется увеличивющим (A_j^{yB}); если к уменьшению размера замыкающего звена - уменьшающим (A_j^{yM}).

Расчет размерных цепей проводится на основе *расчетной схемы* - *графического изображения размерной цепи в произвольном масштабе*. Основное правило при составлении расчетной схемы - выявление

поверхностей касания соседних деталей, определяющих положение всех деталей в узле. При построении расчетной схемы в верхней ее части располагаются увеличивающие звенья, а в нижней - замыкающее и уменьшающие звенья. Проверка правильности составления размерной цепи производится на основе уравнения связи размеров верхней и нижней части расчетной схемы:

$$A_{\Delta} = \sum_1^n A_j^{yg} - \sum_1^p A_j^{ym},$$

где A_{Δ} – номинальный размер замыкающего звена;

$\sum_1^n A_j^{yg}$ – сумма размеров всех n увеличивающих звеньев;

$\sum_1^p A_j^{ym}$ – сумма размеров всех p уменьшающих звеньев;

$n+p=m-1$ – количество составляющих звеньев цепи.

Размерные цепи используются для решения прямой и обратной задачи, отличающихся последовательностью расчетов: при прямой задаче требуется по допуску и предельным отклонениям замыкающего звена определить допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев, а в обратной задаче находятся параметры замыкающего звена при известных параметрах точности составляющих звеньев.

Существует несколько методов достижения заданной конструктором точности замыкающего звена: полной, групповой и неполной взаимозаменяемости; пригонки; регулирования.

В размерных цепях, в которых должна быть обеспечена полная взаимозаменяемость, расчетные допуски получаются технологически сложными для изготовления и повышают себестоимость производства.

Расширить допуски на изготовление размеров позволяют вероятностные методы расчетов, учитывающие рассеяние размеров звеньев цепи при изготовлении и вероятность различных сочетаний размеров составляющих звеньев при сборке.

Методы пригонки и регулирования позволяют обеспечить точность замыкающего звена индивидуально для каждой размерной цепи. Основная часть размеров составляющих звеньев при этом выполняется с оптимальными для изготовления допусками, но размер одного из звеньев выполняется подгонкой по месту либо снятием слоя металла, либо за счет изменения размеров звена путем регулирования. Расчеты в этом случае

ведутся по запасу возможной компенсации размера данного звена для обеспечения точности замыкающего звена, заданной конструктором.

В задании при решении прямой задачи используется метод полной взаимозаменяемости, когда точность замыкающего звена достигается на основе единой степени точности для всех составляющих звеньев. Сущность данного способа заключается в распределении допуска замыкающего звена между всеми составляющими звеньями пропорционально значениям номинальных размеров, то есть назначения допусков составляющих в одном квалитете. Исключение составляют известные звенья, имеющие стандартные допуски и отклонения, не подлежащие изменению

Выбор квалитета основывается на определении коэффициента точности размерной цепи (среднего числа единиц допуска)

$$a = \frac{TA_{\Delta} - \sum_1^s TA_{изв}}{\sum_1^{m-1-s} i_{A_j}}$$

где TA_{Δ} – допуск замыкающего звена;
 s – количество известных звеньев;

$\sum_1^s TA_{изв}$ – сумма допусков известных составляющих звеньев, допуски которых заданы (например, допуск на размер ширины подшипника, берется из табл. 3.1);

$\sum_1^{m-1-s} i_{A_j}$ – сумма единиц допусков составляющих звеньев, допуски которых следует определить; значения i_{A_j} приведены в табл. П.1.1.

По найденному коэффициенту точности размерной цепи a определяется номер квалитета (табл. П.1.2 - берется ближайший по коэффициенту точности квалитет).

Допуски составляющих звеньев определяются на основании номинального размера и номера выбранного квалитета (табл. П.1.1).

Предельные отклонения составляющих звеньев (кроме известных) назначаются в соответствии практикой существующих технологических процессов изготовления деталей.

Для размеров охватывающих поверхностей (диаметр отверстия, ширина паза, расстояние между внутренними поверхностями стенок

редуктора) отклонения назначаются, как для основного отверстия Н, т. е. $EIA_j = 0$, (рис. 6.1).

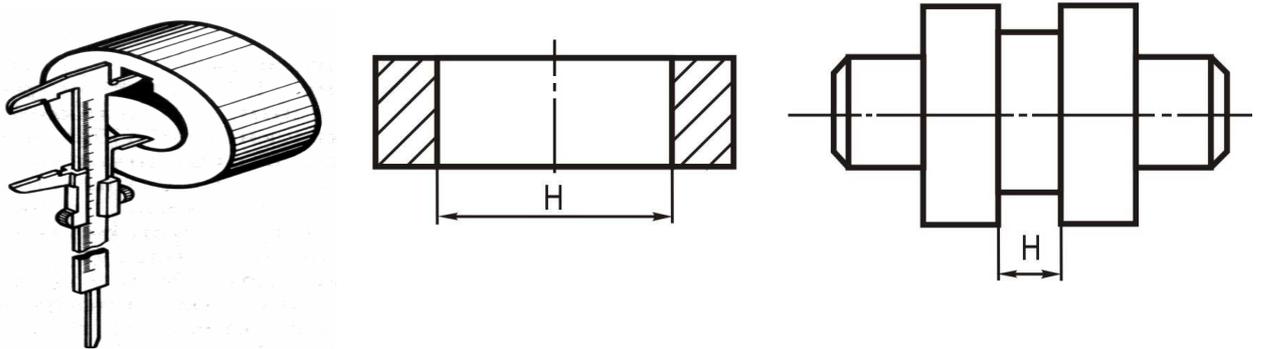


Рис. 6.1

Для размеров охватываемых поверхностей (диаметр вала, толщина выступа вала, ширина зубчатого колеса, втулки, шкива и т. д.) отклонения назначаются, как для основного вала h , т. е. $ESA_j = 0$, (рис. 6.2).

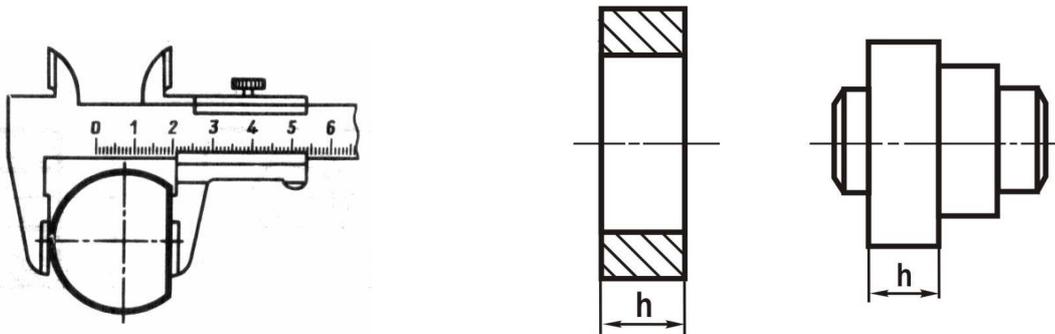


Рис. 6.2

Для таких размеров, как глубина отверстия, ширина уступа, межцентровое расстояние, предельные отклонения назначаются симметричными $ESA_j = +IT_{Aj}/2$, $EIA_j = -IT_{Aj}/2$ (рис. 6.3).

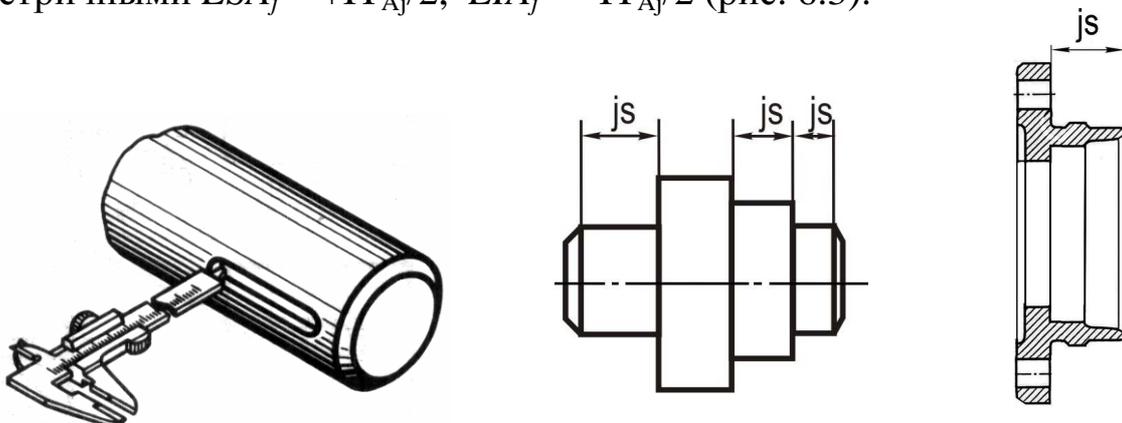


Рис. 6.3

Назначение отклонений для размеров звеньев следует проводить, рассматривая каждую деталь отдельно, т. е. «условно» разобрать сборочную единицу представленную на чертеже задания на части.

Расхождение в значениях расчетного коэффициента точности и стандартного при выборе качества приводит к необходимости дополнительного контроля обеспечения условий полной взаимозаменяемости

$$TA_{\Delta} = \sum_1^{m-1} TA_j ,$$

где $\sum_1^{m-1} TA_j$ - сумма допусков всех составляющих звеньев размерной цепи.

Если расхождение в равенстве превышает 5%, то следует произвести корректировку.

Выбор корректирующего звена и расчет его предельных отклонений

- Допуск замыкающего звена превышает суммарный допуск составляющих звеньев $TA_{\Delta} > \sum_1^{m-1} TA_j$.

В соответствие с условиями полной взаимозаменяемости для обеспечения равенства суммарный допуск составляющих звеньев следует увеличить на величину разности $TA_{\Delta} > \sum_1^{m-1} TA_j$ и величину разности добавить к допуску самого сложного в изготовлении звена. Выбранное для корректировки звено будет называться - увеличивающим (суммарный допуск составляющих звеньев) звеном $A_{кор}^{yg}$.

Допуск корректирующего звена определяется: $TA_{кор}^{yg} = TA_{\Delta} - \sum_1^{m-2} TA_j$.

Верхний предел суммы $m-2$ показывает, что в суммарном допуске отсутствует допуск звена, которое назначили корректирующим (его допуск и определяется и он будет в данном случае больше ранее выбранного по номинальному размеру и качеству на величину $TA_{\Delta} - \sum_1^{m-1} TA_j$).

Предельные отклонения для увеличивающего корректирующего звена определяются по следующим формулам:

$$ESA_{кор}^{y^6} = \sum^p EIA_j^{y^m} + ESA_{\Delta} - \sum^n ESA_j^{y^6},$$

$$EIA_{кор}^{y^6} = \sum^p ESA_j^{y^m} + EIA_{\Delta} - \sum^n EIA_j^{y^6}.$$

- Допуск замыкающего звена меньше суммарного допуска составляющих звеньев $TA_{\Delta} < \sum_1^{m-1} TA_j$

При использовании метода полной взаимозаменяемости для обеспечения равенства суммарный допуск составляющих звеньев следует уменьшить на величину разности $TA_{\Delta} < \sum_1^{m-1} TA_j$ и на величину разности уменьшить допуск самого простого в изготовлении звена. Выбранное для корректировки звено будет называться - уменьшающим (суммарный допуск составляющих звеньев) звеном $A_{кор}^{y^m}$

Допуск корректирующего звена определяется: $TA_{кор}^{y^m} = TA_{\Delta} - \sum_1^{m-2} TA_j$

Предельные отклонения для уменьшающего корректирующего звена:

$$ESA_{кор}^{y^m} = \sum_1^n EIA_j^{y^6} - EIA_{\Delta} - \sum_1^p ESA_j^{y^m},$$

$$EIA_{кор}^{y^m} = \sum_1^n ESA_j^{y^6} - ESA_{\Delta} - \sum_1^p EIA_j^{y^m}.$$

Пример выполнения задания

Задача. Используя метод полной взаимозаменяемости рассчитать допуски на составляющие звенья сборочной размерной цепи (рис. 6.4), обеспечивающие заданную величину зазора A_{Δ} (табл.6.1).

Таблица 6.1

Исходные данные

Размеры звеньев, мм							
1	2	3	4	5	6	7	замыкающего
№315ПК	34	121	20	№315 ПК	40	290	$A_{\Delta} = 1 \pm 0,9$

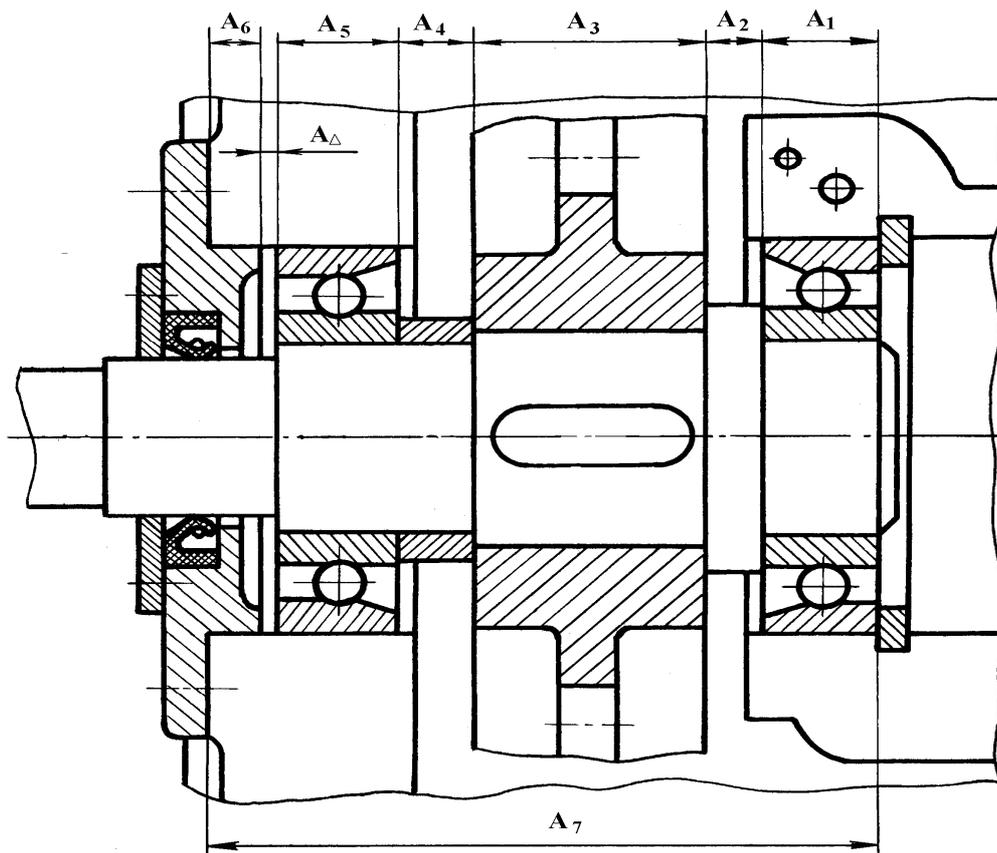


Рис. 6.4. Сборочный чертеж с размерной цепью

6.1. Составление расчетной схемы размерной цепи

Замыкающим звеном конкретной размерной цепи является зазор A_{Δ} . Величина зазора зависит от взаимного положения ряда деталей: торцевых поверхностей подшипника качения A_5 и его крышки A_6 ; положение этих поверхностей в свою очередь определяется шириной распорной втулки A_4 , шириной зубчатого колеса A_3 , шириной уступа вала A_2 , шириной второго подшипника качения A_1 и шириной пространства в корпусе редуктора A_7 , определяемой левой наружной привалочной плоскостью редуктора под крышку подшипника и левым краем канавки под стопорное кольцо.

Анализ влияния размеров составляющих звеньев на размер замыкающего (зазора) показывает, что в размерной цепи только одно увеличивающее звено A_7 – увеличение базового расстояния для сборки неизбежно увеличит величину зазора. Другие составляющие звенья $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ являются уменьшающими, так как увеличение любого из этих размеров (ширины распорной втулки, ширины зубчатого колеса и т. д.) при неизменности размеров остальных звеньев цепи возможно только за счет уменьшения зазора (рис. 6.5).

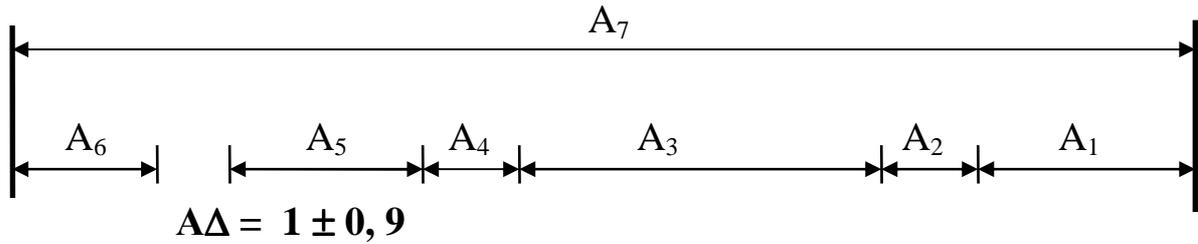


Рис. 6.5. Расчетная схема размерной цепи

В рассматриваемой размерной цепи два известных звена: A_1 и A_5 ($s=2$). Размеры этих звеньев представлены шириной подшипника № 315 и имеют стандартные отклонения $A_1 = A_5 = 37_{-0,150}$ (табл. П.1.8 и табл. 3.1).

Правильность составления размерной цепи подтверждается проверкой:

$$A_4 = A_7 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6);$$

$$A_4 = 290 - (37 + 34 + 121 + 20 + 37 + 40) = 290 - 289 = 1 \text{ мм.}$$

6.2. Определение допусков составляющих звенья размерной цепи

Определение допусков составляющих звенья размерной цепи связано с решением прямой задачи размерного анализа по распределению допуска замыкающего звена между составляющими звеньями. Распределение допуска замыкающего звена проводится на основе единой степени точности для всех составляющих звеньев, то есть допуски составляющих звеньев назначаются в одном качестве.

Для расчета степени точности размерной цепи a используются исходные данные всех звеньев.

Параметры замыкающего звена:

$$A_4 = 1 \pm 0,9, \text{ т. е. } EIA_4 = -900 \text{ мкм; } ESA_4 = +900 \text{ мкм; } TA_4 = 1800 \text{ мкм}$$

Известные звенья: $A_1 = A_5 = 37_{-0,150}$; $TA_1 = 150 \text{ мкм; } TA_5 = 150 \text{ мкм;}$

$$\sum_1^s TA_{изв} = TA_1 + TA_5; \quad \sum_1^s TA_{изв} = 150 + 150 = 300 \text{ мкм.}$$

Составляющие звенья A_2, A_3, A_4, A_6, A_7 : значения единиц допусков звеньев i_{Aj} для расчета знаменателя формулы a выбираются из табл. П.1.1

Таблица 6.2

Звено	1	2	3	4	5	6	7	
Номинальный размер	изв.	34	121	20	изв.	40	290	
Единица допуска i_{Aj}	–	1,56	2,52	1,31	–	1,56	3,22	$\sum_{j=1}^{m-1-s} i_{Aj} = 10,17$

$$a = \frac{TA_{\Delta} - \sum_1^s TA_{изв}}{\sum_1^{m-1-s} i_{A_j}}, \quad a = \frac{1800 - 300}{10,17} = 150,91 \text{ мкм}$$

По найденной степени точности размерной цепи a в табл. П.1.2 выбирается номер качества: для $a=150,91$ мкм *ближайшее стандартное значение степени точности* соответствует 12 качеству.

6.3. Назначение допусков и предельных отклонений на составляющие звенья A_2, A_3, A_4, A_6, A_7 .

Допуски составляющих звеньев определяются на основании номинального размера и номера выбранного качества (табл.П.1.1).

Основные отклонения назначаются на основе рекомендаций в методических указаниях. *Назначение основных отклонений для размеров звеньев следует проводить, рассматривая каждую деталь отдельно, т. е. «условно» разобрать сборочную единицу представленную на чертеже задания на части (рис.6.6).*

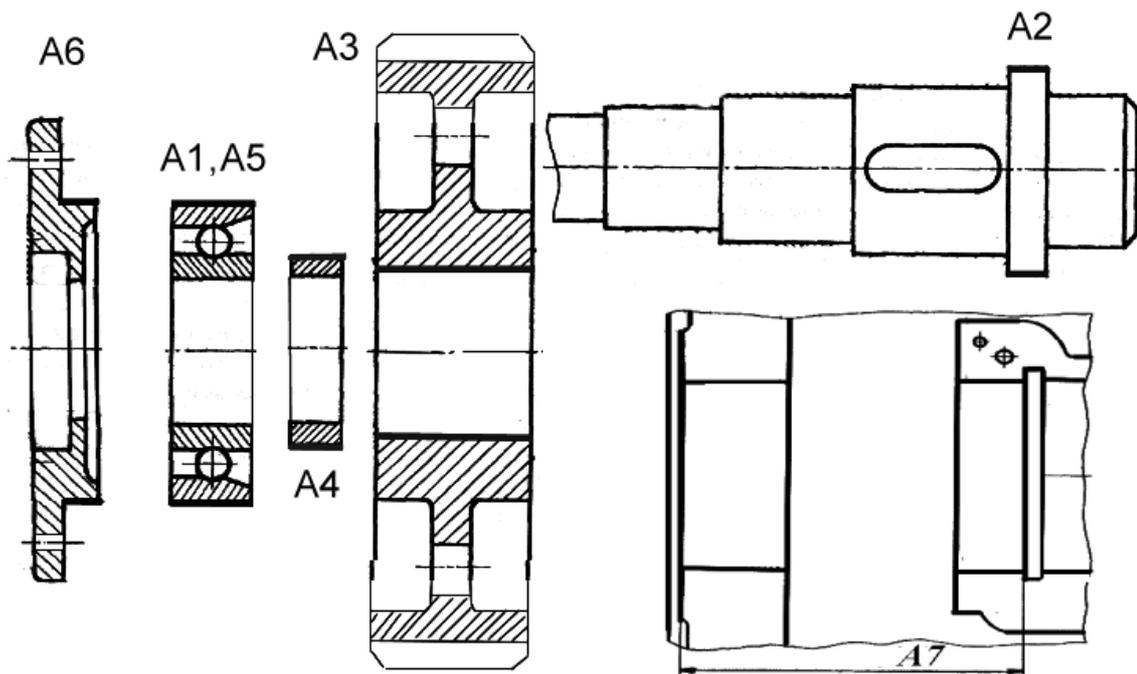


Рис. 6.6. Определение предельных отклонений для звеньев размерной цепи

Для охватываемых размеров звеньев A_2, A_3, A_4, A_7 назначается основное отклонение h (измеряются штангенциркулем как валы). Звено A_6 следует выполнять с симметричным полем допуска js (размер измеряется штангенциркулем с использованием линейки глубиномера); два звена A_1, A_5

оставляют за собой стандартные отклонения (назначение для них отклонений в 12 квалитете является грубой ошибкой).

Таблица 6.3

Допуски и предельные отклонения составляющих звеньев в 12 квалитете

Звено	1*	2	3	4	5*	6	7	
Номинальный размер, мм	изв.	34	121	20	изв.	40	290	
Допуск, мкм	150	250	400	210	150	250	520	$\sum_1^{m-1} TA_j = 1930$
Основное отклонение	–	h	h	h	–	js	h	
Нижнее отклонение EIA_j , мкм	-150	-250	-400	-210	-150	-125	-520	
Верхнее отклонение ESA_j , мкм	0	0	0	0	0	+125	0	

Примечание. Допуски и отклонения известных звеньев остаются без изменения

6.4. Проверка условия обеспечения полной взаимозаменяемости

Проверка выполнения соотношения допуска замыкающего звена и суммарного допуска составляющих звеньев показывает на необходимость

проведения корректировки в данном соотношении: $TA_{\Delta} = 1800 \neq \sum_1^{m-1} TA_j = 1930$

и $(\sum_1^{m-1} TA_j - TA_{\Delta}) / TA_{\Delta} = 7,22\% > 5\%$. Требуется уменьшить суммарный

допуск составляющих звеньев $\sum_1^{m-1} TA_j$ до значения TA_{Δ} путем уменьшения

допуска одного из составляющих звеньев. **Корректирующее звено будет**

уменьшающим по отношению к $\sum_1^{m-1} TA_j$. В качестве уменьшающего

звена можно выбрать любое составляющее звено, кроме известного.

Выбор корректирующего звена основывается на принципе разумного повышения точности изготовления выбираемого размера: если допуск корректирующего звена требуется уменьшить, то следует выбрать самое простое в изготовлении звено. В данной размерной цепи таким звеном является распорная втулка A_4 , т. е. $A_4 \equiv A_{кор}^{ym}$.

6.5. Расчет параметров корректирующего звена

Допуск корректирующего звена A_4 рассчитывается на основе данных

табл. 6.4: $TA_4 \equiv TA_{кор}^{ym} = TA_{\Delta} - \sum_1^{m-2} TA_j$; $TA_4 \equiv TA_{кор}^{ym} = 1800 - 1720 = 80$ мкм.

Таблица 6.4

Звено	1*	2	3	4	5*	6	7	
Номинальный размер, мм	изв.	34	121	20	изв.	40	290	
Расчет для корректировки	150	250	400	Кор	150	250	520	$\sum_1^{m-2} TA_j = 1720$

Предельных отклонений корректирующего звена A_4 , уменьшающего суммарный допуск составляющих звеньев, рассчитываются по формулам

$$ESA_{кор}^{ym} = \sum_1^n EIA_j^{yB} - EIA_{\Delta} - \sum_1^p ESA_j^{ym},$$

$$EIA_{кор}^{ym} = \sum_1^n ESA_j^{yB} - ESA_{\Delta} - \sum_1^p EIA_j^{ym}.$$

Параметры, используемые в данных формулах, предварительно рассчитываются на основе табл. 6.5.

Таблица 6.5

Номер звена	Увеличивающие звенья		Уменьшающие звенья	
	Нижнее отклонение EIA_j^{yB}	верхнее отклонение ESA_j^{yB}	нижнее отклонение EIA_j^{ym}	верхнее отклонение ESA_j^{ym}
1			-150	0
2			-250	0
3			-400	0
4	корректирующее звено			
5			-150	0
6			-125	+125
7	-520	0		
	$\Sigma EIA_j^{yB} = -520$	$\Sigma ESA_j^{yB} = 0$	$\Sigma EIA_j^{ym} = -1075$	$\Sigma ESA_j^{ym} = +125$

Предельные отклонения для уменьшающего корректирующего звена A_4 :

$$ESA_{кор}^{ym} = -520 - (-900) - (125) = 255 \text{ мкм},$$

$$EIA_{кор}^{ym} = 0 - (900) - (-1075) = 175 \text{ мкм}$$

Проверка допуска корректирующего звена

$$TA_{кор}^{ум} = ESA_{кор}^{ум} - EIA_{кор}^{ум}; \quad TA_{кор}^{ум} = 255 - 175 = 80 \text{ мкм.}$$

6.6. Оформление результатов расчета размерной цепи

Результаты расчетов представляются на схеме размерной цепи (рис. 6.7) и в итоговой таблице (табл. 6.6), число строк которой должно соответствовать количеству всех звеньев в заданной размерной цепи.

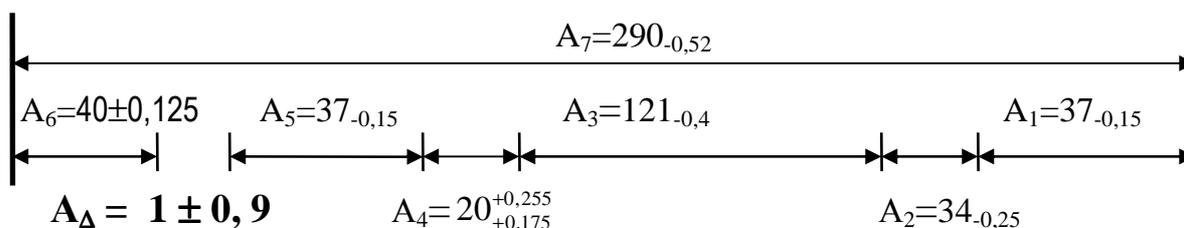


Рис. 6.7. Итоговая схема размерной цепи

Таблица 6.6

Результаты расчета размерной цепи, мм

Наименование размеров	Обозначение размера,	Номинальный размер	Квалитет	Допуск размера,	Поле допуска	Предельные отклонения		Предельные размеры	
						верхнее	нижнее	максимальные	минимальные
Замыкающий	A_Δ	1	-	1,8	-	+0,900	-0,900	1,9	0,1
составляющие	A_1	37	-	0,150	-	0	-0,150	37	36,85
	A_2	34	12	0,250	h	0	-0,250	34	33,75
	A_3	121	12	0,400	h	0	-0,400	126	125,60
	A_4	20	-	0,080	кор.	0,255	0,175	20,255	20,175
	A_5	37	-	0,150	-	0	-0,150	37	36,85
	A_6	40	12	0,250	js	0,125	-0,125	40,125	39,875
A_7	290	12	0,520	h	0	-0,520	290	289,48	

Таблица П.1.1

Значения допусков, мкм (ГОСТ 25346-82)

Для интервалов размеров, мм	D_m	i	КВАЛИТЕТЫ												
			5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Допуски, мкм												
До 3	1,73	0,55	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
Св. 3 до 6	4,24	0,73	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
Св. 6 до 10	7,75	0,90	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
Св. 10 до 18	13,40	1,08	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
Св. 18 до 30	23,20	1,31	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
Св. 30 до 50	38,70	1,56	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
Св. 50 до 80	63,20	1,86	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
Св. 80 до 120	97,80	2,17	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
Св. 120 до 180	147,00	2,52	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
Св. 180 до 250	212,00	2,89	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
Св. 250 до 315	280,62	3,22	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
Св. 315 до 400	354,96	3,54	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
Св. 400 до 500	447,21	3,89	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Таблица П.1.2

К в а л и т е т	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Степень точности а	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Таблица П.1.3

Значения основных отклонений валов, мкм (ГОСТ 25346-82)

	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение e_s								j_s
		a	b	c	d	e	f	g	h	
Для интервалов размеров, мм	КВАЛИТЕТ	Все качества								
	До 3	-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$: $e_i = -(T_d/2)$, $e_s = +(T_d/2)$
	Свыше 3 до 6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	0	
	Свыше 6 до 10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	0	
	Свыше 10 до 14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	0	
	Свыше 14 до 18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	0	
	Свыше 18 до 24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	0	
	Свыше 24 до 30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	0	
	Свыше 30 до 40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	0	
	Свыше 40 до 50	-320	-180	-130	-80	-50	-25	-9	0	
	Свыше 50 до 65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	0	
	Свыше 65 до 80	-360	-200	-150	-100	-60	-30	-10	0	
	Свыше 80 до 100	-380	-220	-170	-120	-72	-36	-12	0	
	Свыше 100 до 120	-410	-240	-180	-120	-72	-36	-12	0	
	Свыше 120 до 140	-460	-260	-200	-145	-85	-43	-14	0	
	Свыше 140 до 160	-520	-280	-210						
	Свыше 160 до 180	-580	-310	-230						
	Свыше 180 до 200	-660	-340	-240	-170	-100	-50	-15	0	
	Свыше 200 до 225	-740	-380	-260						
	Свыше 225 до 250	-820	-420	-280						
Свыше 250 до 280	-920	-480	-300	-190	-110	-56	-17	0		
Свыше 280 до 315	-1050	-540	-330							
Свыше 315 до 355	-1200	-600	-360							
Свыше 355 до 400	-1350	-680	-400	-210	-125	-62	-18	0		
Свыше 400 до 450	-1550	-760	-440							
Свыше 450 до 500	-1650	-840	-480							

	Обозначение основного отклонения	Нижнее отклонение e_i								
		j			k		m	n	p	r
Для интервалов размеров, мм	КВАЛИТЕТ	5 и 6	7	8	от 4 до 7	до 3 и свыше 7	Все качества			
	До 3	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10
	Свыше 3 до 6	-2	-4	-	1	0	+4	+8	+12	+15
	Свыше 6 до 10	-2	-5	-	1	0	+6	+10	+15	+19
	Свыше 10 до 14	-3	-6	-	1	0	+7	+12	+18	+23
	Свыше 14 до 18									
	Свыше 18 до 24	-4	-8	-	2	0	+8	+15	+22	+28
	Свыше 24 до 30									
	Свыше 30 до 40	-5	-10	-	2	0	+9	+17	+26	+34
	Свыше 40 до 50									
	Свыше 50 до 65	-7	-12	-	2	0	+11	+20	+32	+41
	Свыше 65 до 80									+43
	Свыше 80 до 100	-9	-15	-	3	0	+13	+23	+37	+51
	Свыше 100 до 120									+54
	Свыше 120 до 140	-11	-18	-	3	0	+15	+27	+43	+63
	Свыше 140 до 160									+65
	Свыше 160 до 180									+68
	Свыше 180 до 200	-13	-21	-	4	0	+17	+31	+50	+77
	Свыше 200 до 225									+80
	Свыше 225 до 250									+84
Свыше 250 до 280	-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+94	
Свыше 280 до 315									+98	
Свыше 315 до 355	-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+108	
Свыше 355 до 400									+114	
Свыше 400 до 450	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+68	+126	
Свыше 450 до 500									+132	

	Обозначение основного отклонения	Нижнее отклонение e_i						
		s	t	u	v	x	y	z
Для интервалов размеров, мм	КВАЛИТЕТ	Все качества						
	До 3	+14	-	+18	-	+20	-	+26
	Свыше 3 до 6	+19	-	+23	-	+28	-	+35
	Свыше 6 до 10	+23	-	+28	-	+34	-	+42
	Свыше 10 до 14	+28	-	+33	-	+40	-	+50
	Свыше 14 до 18	+28	-	+33	+39	+45	-	+60
	Свыше 18 до 24	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73
	Свыше 24 до 30	+35	+41	+48	+55	+64	+75	+88
	Свыше 30 до 40	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112
	Свыше 40 до 50	+43	+54	+70	+81	+97	+114	+136
	Свыше 50 до 65	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172
	Свыше 65 до 80	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210
	Свыше 80 до 100	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258
	Свыше 100 до 120	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310
	Свыше 120 до 140	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365
	Свыше 140 до 160	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415
	Свыше 160 до 180	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465
	Свыше 180 до 200	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520
	Свыше 200 до 225	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575
	Свыше 225 до 250	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640
	Свыше 250 до 280	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710
Свыше 280 до 315	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	
Свыше 315 до 355	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	
Свыше 355 до 400	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	
Свыше 400 до 450	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	
Свыше 450 до 500	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	

Таблица П.1.4

Значений основных отклонений отверстий, мкм (ГОСТ 25346-82)

	Обозначение основного отклонения	Нижнее отклонение EI								JS
		A	B	C	D	E	F	G	H	
Для интервалов размеров, мм	КВАЛИТЕТ	Все качества								
	До 3	+270	+140	+60	+20	+14	+6	+2	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$: EI=-($T_D/2$), ES=+($T_D/2$)
	Св. 3 до 6	+270	+140	+70	+30	+20	+10	+4	0	
	Св. 6 до 10	+280	+150	+80	+40	+25	+13	+5	0	
	Св. 10 до 14	+290	+150	+95	+50	+32	+16	+6	0	
	Св. 14 до 18									
	Св. 18 до 24	+300	+160	+110	+65	+40	+20	+7	0	
	Св. 24 до 30									
	Св. 30 до 40	+310	+170	+120	+80	+50	+25	+9	0	
	Св. 40 до 50	+320	+180	+130	+80	+50	+25	+9	0	
	Св. 50 до 65	+340	+190	+140	+100	+60	+30	+10	0	
	Св. 65 до 80	+360	+200	+150	+100	+60	+30	+10	0	
	Св. 80 до 100	+380	+220	+170	+120	+72	+36	+12	0	
	Св. 100 до 120	+410	+240	+180	+120	+72	+36	+12	0	
	Св. 120 до 140	+460	+260	+200	+145	+85	+43	+14	0	
	Св. 140 до 160	+520	+280	+210						
	Св. 160 до 180	+580	+310	+230						
	Св. 180 до 200	+660	+340	+240	+170	+100	+50	+15	0	
	Св. 200 до 225	+740	+380	+260						
	Св. 225 до 250	+820	+420	+280						
Св. 250 до 280	+920	+480	+300	+190	+110	+56	+17	0		
Св. 280 до 315	+1050	+540	+330							
Св. 315 до 355	+1200	+600	+360	+210	+125	+62	+18	0		
Св. 355 до 400	+1350	+680	+400							
Св. 400 до 450	+1550	+760	+440	+230	+135	+68	+20	0		
Св. 450 до 500	+1650	+840	+480							

	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение ES									Поправка Δ для квалитетов, МКМ		
		J			K		M		N				
	КВАЛИТЕТ	6	7	8	до 8	СВ. 8	до 8	СВ. 8	до 8	СВ. 8	6	7	8
Для интервалов размеров, мм	До 3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	0	-	-
	Св. 3 до 6	+5	+6	+10	-1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0	3	4	6
	Св. 6 до 10	+5	+8	+12	-1+Δ	-	-6+Δ	-6	-10+Δ	0	3	6	7
	Св. 10 до 14	+6	+10	+15	-1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0	3	7	9
	Св. 14 до 18												
	Св. 18 до 24	+8	+12	+20	-2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0	4	8	12
	Св. 24 до 30												
	Св. 30 до 40	+10	+14	+24	-2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0	5	9	14
	Св. 40 до 50												
	Св. 50 до 65	+13	+18	+28	-2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0	6	11	16
	Св. 65 до 80												
	Св. 80 до 100	+16	+22	+34	-3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0	7	13	19
	Св. 100 до 120												
	Св. 120 до 140	+18	26	+41	-3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0	7	15	23
	Св. 140 до 160												
	Св. 160 до 180												
	Св. 180 до 200	22	+30	+47	-4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0	9	17	26
	Св. 200 до 225												
	Св. 225 до 250												
	Св. 250 до 280	+25	+36	+55	-4+Δ		-20+Δ	-20	-34+Δ	0	9	20	29
Св. 280 до 315													
Св. 315 до 355	+29	+39	+60	-4+Δ		-21+Δ	-21	-37+Δ	0	11	21	32	
Св. 355 до 400													
Св. 400 до 450	+33	+43	+66	-5+Δ		-23+Δ	-23	-40+Δ	0	13	23	34	
Св. 450 до 500													

Примечание. Для вычисления основных отклонений K, M, N до 8-го квалитета значения берут в крайних правых графах таблицы.

Пример: Ø25M7 Δ=8, ES= -8+8=0. Пример: Ø25M8 ES= -8.

	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение ES					Поправка Δ для квалитетов, мкм			
		от P до T	P	R	S	T				
	КВАЛИТЕТ	до 7	св. 7				4	5	6	7
Для интервалов размеров, мм	До 3	Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-6	-10	-14	-	-	0	0	-
	Св. 3 до 6		-12	-15	-19	-	2	1	3	4
	Св. 6 до 10		-15	-19	-23	-	2	2	3	6
	Св. 10 до 14		-18	-23	-28	-	2	3	3	7
	Св. 14 до 18		-18	-23	-28	-	2	3	3	7
	Св. 18 до 24		-22	-28	-35	-	2	3	4	8
	Св. 24 до 30		-22	-28	-35	-41	2	3	4	8
	Св. 30 до 40		-26	-34	-43	-48	3	4	5	9
	Св. 40 до 50		-26	-34	-43	-54	3	4	5	9
	Св. 50 до 65		-32	-41	-53	-66	3	5	6	11
	Св. 65 до 80		-32	-43	-59	-75	3	5	6	11
	Св. 80 до 100		-37	-51	-71	-91	4	5	7	13
	Св. 100 до 120		-37	-54	-79	-104	4	5	7	13
	Св. 120 до 140		-43	-63	-92	-122	4	6	7	15
	Св. 140 до 160		-43	-65	-100	-134	4	6	7	15
	Св. 160 до 180		-43	-68	-108	-146	4	6	7	15
	Св. 180 до 200		-50	-77	-122	-166	4	6	9	17
	Св. 200 до 225		-50	-80	-130	-180	4	6	9	17
	Св. 225 до 250		-50	-84	-140	-196	4	6	9	17
	Св. 250 до 280		-56	-94	-158	-218	4	7	9	20
Св. 280 до 315	-56	-98	-170	-240	4	7	9	20		
Св. 315 до 355	-62	-108	-190	-268	5	7	11	21		
Св. 355 до 400	-62	-114	-208	-294	5	7	11	21		
Св. 400 до 450	-68	-126	-232	-330	5	7	13	23		
Св. 450 до 500	-68	-132	-252	-360	5	7	13	23		

Примечание. Для вычисления основных отклонений от U до Z до 7-го квалитета значения берут в крайних правых графах таблицы.

Пример: Ø25R7 Δ=8, ES = -28+8= -20.

Пример: Ø25R9 ES = -28.

	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение ES					Поправка Δ для квалитетов, мкм			
		от U до Z	U	V	X	Y				Z
	КВАЛИТЕТ	до 7	св. 7					5	6	7
Для интервалов размеров, мм	До 3	Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-18	-	-20	-	-26	0	0	-
	Св. 3 до 6*		-23	-	-28	-	-35	1	3	4
	Св. 6 до 10		-28	-	-34	-	-42	2	3	6
	Св. 10 до 14		-33	-	-40	-	-50	3	3	7
	Св. 14 до 18		-33	-39	-45	-	-60	3	3	7
	Св. 18 до 24		-41	-47	-54	-63	-73	3	4	8
	Св. 24 до 30		-48	-55	-64	-75	-88	3	4	8
	Св. 30 до 40		-60	-68	-80	-94	-112	4	5	9
	Св. 40 до 50		-70	-81	-97	-114	-136	4	5	9
	Св. 50 до 65		-87	-102	-122	-144	-172	5	6	11
	Св. 65 до 80		-102	-120	-146	-174	-210	5	6	11
	Св. 80 до 100		-124	-146	-178	-214	-258	5	7	13
	Св. 100 до 120		-144	-172	-210	-254	-310	5	7	13
	Св. 120 до 140		-170	-202	-248	-300	-365	6	7	15
	Св. 140 до 160		-190	-228	-280	-340	-415	6	7	15
	Св. 160 до 180		-210	-252	-310	-380	-465	6	7	15
	Св. 180 до 200		-236	-284	-350	-425	-520	6	9	17
	Св. 200 до 225		-258	-310	-385	-470	-575	6	9	17
	Св. 225 до 250		-284	-340	-425	-520	-640	6	9	17
	Св. 250 до 280		-315	-385	-475	-580	-710	7	9	20
Св. 280 до 315	-350	-425	-525	-650	-790	7	9	20		
Св. 315 до 355	-390	-475	-590	-730	-900	7	11	21		
Св. 355 до 400	-435	-530	-660	-820	-1000	7	11	21		
Св. 400 до 450	-490	-595	-740	-920	-1100	7	13	23		
Св. 450 до 500	-540	-660	-820	-1000	-1250	7	13	23		

Примечание. Для вычисления основных отклонений от U до Z до 7-го квалитета значения берут в крайних правых графах таблицы.

Пример: Ø25U7 Δ=8, ES = -48+8= -40.

Пример: Ø25U9 ES = -48.

Таблица П.1.5

Допуски и отклонения гладких калибров (ГОСТ 24853-81)

КВАЛИТЕТ	Параметры поля допуска калибра	ИНТЕРВАЛЫ РАЗМЕРОВ, мм							
		св. 3 до 6	св. 6 до 10	св.10 до 18	св.18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180
		ДОПУСКИ и ОТКЛОНЕНИЯ, мкм							
6	Z	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4
	Y	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3
	H	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
	Z ₁	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	Y ₁	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H ₁	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
7	Z, Z ₁	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	Y, Y ₁	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H, H ₁	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
8	Z, Z ₁	3	3	4	5	6	7	8	9
	Y, Y ₁	3	3	4	4	5	5	6	6
	H	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	4	4	5	6	7	8	10	12
9	Z, Z ₁	6	7	8	9	11	13	15	18
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0
	H	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	4	4	5	6	7	8	10	12
10	Z, Z ₁	6	7	8	9	11	13	15	18
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0
	H	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	4	4	5	6	7	8	10	12
11-12	Z, Z ₁	12	14	16	19	22	25	28	32
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0
	H, H ₁	5	6	8	9	11	13	15	18
13-14	Z, Z ₁	24	28	32	36	42	48	54	60
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0
	H, H ₁	12	15	18	21	25	30	35	40
15-17	Z, Z ₁	48	56	64	72	80	90	100	110
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0
	H, H ₁	12	15	18	21	25	30	35	40

Таблица П.1.6

Значения допускаемых погрешностей измерения δ , мкм (ГОСТ 8.051-81)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	5		6		7		8		9	
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ
До 3	4	1,4	6	1,8	10	3	14	3	25	6
Св. 3 до 6	5	1,6	8	2	12	3	18	4	30	8
Св. 6 до 10	6	2	9	2	15	4	22	36	5	9
Св. 10 до 18	8	2,8	11	3	18	5	27	7	43	10
Св. 18 до 30	9	3	13	4	21	6	33	8	52	12
Св.30 до 50	11	4	16	5	25	7	39	10	62	16
Св. 50 до 80	13	4	19	5	30	9	46	12	74	18
Св. 80 до 120	15	5	22	6	35	10	54	12	87	20
Св. 120 до 180	18	6	25	7	40	12	63	16	100	30
Св. 180 до 250	20	7	29	8	46	12	72	18	115	30
Св. 250 до 315	23	8	32	10	52	14	81	20	130	30
Св. 315 до 400	25	9	36	10	57	16	89	24	140	40
Св. 400 до 500	27	9	40	12	63	18	97	26	155	40

Продолжение табл. П.1.6

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	10		11		12		13		14	
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ
До 3	40	8	60	12	100	20	140	30	250	50
Св. 3 до 6	48	10	75	16	120	30	180	40	300	60
Св. 6 до 10	58	12	90	18	150	30	220	50	360	80
Св. 10 до 18	70	14	110	30	180	40	270	60	430	90
Св. 18 до 30	84	18	130	30	210	50	330	70	520	120
Св.30 до 50	100	20	160	40	250	50	390	80	620	140
Св. 50 до 80	120	30	190	40	300	60	460	100	740	160
Св. 80 до 120	140	30	220	50	350	70	540	120	870	180
Св. 120 до 180	160	40	250	50	400	80	630	140	1000	200
Св. 180 до 250	185	40	290	60	460	100	720	160	1150	240
Св. 250 до 315	210	50	320	70	520	120	810	180	1300	260
Св. 315 до 400	230	50	360	80	570	120	890	180	1400	280
Св. 400 до 500	250	50	400	80	630	140	970	200	1550	320

Таблица П.1.7

Предельные погрешности средств измерения

	Наименование прибора	Интервалы размеров, мм				
		0 -10	10- 50	50-80	80-120	120-180
		Предельная погрешность средств измерения $\pm\Delta \text{ lim}$, мкм				
1.	Штангенциркуль ($i = 0,1$ мм): при измерении вала	150	150	160	170	190
	при измерении отверстий	—	200	230	260	280
2.	Штангенциркуль ($i = 0,05$ мм): при измерении вала	80	80	90	100	100
	при измерении отверстий	—	100	130	130	150
3.	Штангенглубиномер ($i = 0,05$ мм)	100	100	150	150	150
4.	Штангенрейсмасс ($i = 0,1$ мм)	250	300	350	350	350
	Штангенрейсмасс ($i = 0,05$ мм)	150	150	150	200	200
5.	Оптиметры при измерении валов	0,7	1,0	1,3	1,6	1,8
	Оптиметры при измерении отверстий	1,4	1,4	1,8	2,0	2,2
6.	Инструментальные микроскопы ММИ и БМИ	5,0	5,0	—	—	—
7.	Рычажная скоба ($i = 0,002$ мм)	3,0	3,0	3,5	3,5	—
8.	Рычажный микрометр ($i = 0,002$ мм)	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0
9.	Индикаторный нутромер при работе: а) в пределах одного оборота стрелки	20,0	20,0	20,0	22,0	22,0
	б) в пределах нормируемого участка шкалы	10,0	10,0	10,0	11,0	11,0
10.	Индикаторный глубиномер ($i = 0,01$): а) настроенный по установочной мере	—	20,0	20,0	20,0	20,0
	б) настроенный по концевой мере	—	5,0	5,0	5,0	5,0
11.	Микрометр 1-го класса	7,0	8,0	9,0	10,0	12,0
	Микрометр 2-го класса	12,0	13,0	14,0	15,0	18,0
12.	Микрометрический глубиномер 1-го класса	14,0	16,0	18,0	22,0	—
	Микрометрический глубиномер 2-го класса	22,0	25,0	30,0	35,0	—
13.	Микрометрический нутромер 1-го класса	—	—	18,0	20,0	22,0
	Микрометрический нутромер 2-го класса	—	—	20,0	25,0	30,0

Таблица П.1.8

Нормальные габаритные размеры подшипников качения, мм (ГОСТ 8338-79)

	d	D	B	r		d	D	B	r
<i>Легкая серия (k=2,8)</i>					<i>Средняя серия (k=2,3)</i>				
200	10	30	9	1	302	15	42	13	1,5
201	12	32	10	1	303	17	47	14	1,5
202	15	35	11	1	304	20	52	15	2
203	17	40	12	1,5	305	25	62	17	2
204	20	47	14	1,5	306	30	72	19	2
205	25	52	15	1,5	307	35	80	21	2,5
206	30	62	16	1,5	308	40	90	23	2,5
207	35	72	17	2	309	45	100	25	2,5
208	40	80	18	2	310	50	110	27	3
209	45	85	19	2	311	55	120	29	3
210	50	90	20	2	312	60	130	31	3,5
211	55	100	21	2,5	313	65	140	33	3,5
212	60	110	22	2,5	314	70	150	35	3,5
213	65	120	23	2,5	315	75	160	37	3,5
214	70	125	24	2,5	316	80	180	41	4
215	75	130	25	2,5	318	90	190	43	4
216	80	140	26	3	319	95	200	45	4
217	85	150	28	3	320	100	215	47	4
218	90	160	30	3	<i>Тяжелая серия (k=2,0)</i>				
220	100	180	34	3,5	403	17	62	17	2
221	105	190	36	3,5	405	25	80	21	2,5
222	110	200	38	3,5	406	30	90	23	2,5
224	120	215	40	3,5	407	35	100	25	2,5
226	130	230	40	4	408	40	110	27	3
228	140	250	42	4	409	45	120	29	3
230	150	270	45	4	410	50	130	31	3,5
232	160	290	48	4	411	55	140	33	3,5
234	170	310	52	5	412	60	150	35	3,5
236	180	320	52	5	413	65	160	37	3,5
238	190	340	55	5	414	70	180	42	4
244	220	400	65	5	415	75	190	45	4
<i>Средняя серия (k=2,3)</i>					416	80	200	48	4
300	10	35	11	1	417	85	210	52	5
301	12	37	12	1,5	418	90	225	54	5

Таблица П. 1.9

Рекомендуемые поля допусков вала и отверстия для установки
радиальных подшипников качения

Виды нагружения колец	Поле допуска вала (под внутреннее кольцо подшипника)	Поле допуска отверстия корпуса (под наружное кольцо подшипника)
Циркуляционное	k6, m6, n6	K7, M7, N7, P7
Местное	f6, g6, h6, js6	G7, H7, JS7, H8

Таблица П. 1.10

Рекомендуемые поля допусков в сопряжениях шпонка-паз вала,
шпонка-паз втулки

Вид соединения и характер производства	Рекомендуемые поля допусков		
	ширина шпонки	ширина паза вала	ширина паза втулки
Свободное соединение (направляющие шпонки)	h 9	H 9	D 10
Нормальные соединения (массовое производство)		N 9	JS 9
Плотные соединения при точном центрировании (индивидуальное производство)		P 9	P 9

Таблица П. 1.11

Основные размеры соединений с сегментными шпонками, мм (ГОСТ 24071-97)

Диаметр вала	сечение шпонки b × h × d	Глубина паза	
		вала	втулки
Св. 16 до 18	5 × 6,5 × 16	4,5	2,3
Св. 18 до 20	5 × 7,5 × 19	5,5	2,3
Св. 20 до 22	5 × 9,0 × 22	7,0	2,3
Св. 22 до 25	6 × 9,0 × 22	6,5	2,8
Св. 25 до 28	6 × 10,0 × 25	7,0	3,3
Св. 28 до 32	8 × 11,0 × 28	8,0	3,3
Св. 32 до 38	10 × 13,0 × 32	10,0	3,3

Таблица П. 1.12

Основные размеры соединений с призматическими шпонками, мм.

(ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d	Шпонка				Глубина паза		
	сечение шпонки b × h		интервалы длин ℓ		вала t ₁	втулки t ₂	
			от	до			
Св. 12 до 17	5	×	5	10	56	3,0	2,3
Св. 17 до 22	6	×	6	14	70	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	×	7	18	90	4,0	3,3
Св. 30 до 38	10	×	8	22	110	5,0	3,3
Св. 38 до 44	12	×	8	28	140	5,0	3,3
Св. 44 до 50	14	×	9	36	160	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	×	10	45	180	6,0	4,3
Св. 58 до 65	18	×	11	50	200	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20	×	12	56	220	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	×	14	63	250	9,0	5,4
Св. 85 до 95	25	×	14	70	280	9,0	5,4
Св. 95 до 110	28	×	16	80	320	10,0	6,4
Св. 110 до 130	32	×	18	90	360	11,0	7,4
Св. 130 до 150	36	×	20	100	400	12,0	8,4
Св. 150 до 170	40	×	22	100	400	13,0	9,4
Св. 170 до 200	45	×	25	110	450	15,0	10,4
Св. 200 до 230	50	×	28	125	500	17,0	11,4
Св. 230 до 260	58	×	32	140	500	20,0	12,4
Св. 260 до 290	63	×	32	160	500	20,0	12,4
Св. 290 до 330	70	×	36	180	500	22,0	14,4
Св. 330 до 380	80	×	40	200	500	25,0	15,4
Св. 380 до 440	90	×	45	220	500	28,0	17,4
Св. 440 до 500	100	×	50	250	500	31,0	19,5

Примечание: Длины шпонок выбираются из ряда: 8, 10, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500

Таблица П. 1.13

Значение интегральной функции

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

z	Φ(z)	z	Φ(z)	z	Φ(z)	z	Φ(z)
0,00	0,0000	0,80	0,2881	1,60	0,4452	2,40	0,4918
0,02	0,0080	0,82	0,2939	1,62	0,4474	2,42	0,4922
0,04	0,0160	0,84	0,2995	1,64	0,4495	2,44	0,4927
0,06	0,0239	0,86	0,3051	1,66	0,4515	2,46	0,4931
0,08	0,0319	0,88	0,3106	1,68	0,4535	2,48	0,4934
0,10	0,0398	0,90	0,3159	1,70	0,4554	2,50	0,4938
0,12	0,0478	0,92	0,3212	1,72	0,4573	2,52	0,4941
0,14	0,0557	0,94	0,3264	1,74	0,4591	2,54	0,4945
0,16	0,0636	0,96	0,3315	1,76	0,4608	2,56	0,4948
0,18	0,0714	0,98	0,3365	1,78	0,4625	2,58	0,4951
0,20	0,0793	1,00	0,3413	1,80	0,4641	2,60	0,4953
0,22	0,0871	1,02	0,3461	1,82	0,4656	2,62	0,4956
0,24	0,0948	1,04	0,3508	1,84	0,4671	2,64	0,4959
0,26	0,1026	1,06	0,3554	1,86	0,4686	2,66	0,4961
0,28	0,1103	1,08	0,3599	1,88	0,4699	2,68	0,4963
0,30	0,1179	1,10	0,3643	1,90	0,4713	2,70	0,4965
0,32	0,1255	1,12	0,3686	1,92	0,4726	2,72	0,4967
0,34	0,1331	1,14	0,3729	1,94	0,4738	2,74	0,4969
0,36	0,1406	1,16	0,3770	1,96	0,4750	2,76	0,4971
0,38	0,1480	1,18	0,3810	1,98	0,4761	2,78	0,4973
0,40	0,1554	1,20	0,3849	2,00	0,4772	2,80	0,4974
0,42	0,1628	1,22	0,3888	2,02	0,4783	2,82	0,4976
0,44	0,1700	1,24	0,3925	2,04	0,4793	2,84	0,4977
0,46	0,1772	1,26	0,3962	2,06	0,4803	2,86	0,4979
0,48	0,1844	1,28	0,3997	2,08	0,4812	2,88	0,4980
0,50	0,1915	1,30	0,4032	2,10	0,4821	2,90	0,4981
0,52	0,1985	1,32	0,4066	2,12	0,4830	2,92	0,4982
0,54	0,2054	1,34	0,4099	2,14	0,4838	2,94	0,4984
0,56	0,2123	1,36	0,4131	2,16	0,4846	2,96	0,4985
0,58	0,2190	1,38	0,4162	2,18	0,4854	2,98	0,4986
0,60	0,2257	1,40	0,4192	2,20	0,4861	3,00	0,4987
0,62	0,2324	1,42	0,4222	2,22	0,4868	3,20	0,4993
0,64	0,2389	1,44	0,4251	2,24	0,4875	3,40	0,4997
0,66	0,2454	1,46	0,4279	2,26	0,4881	3,60	0,4998
0,68	0,2517	1,48	0,4306	2,28	0,4887	3,80	0,4999
0,70	0,2580	1,50	0,4332	2,30	0,4893	4,00	0,5000
0,72	0,2642	1,52	0,4357	2,32	0,4898	4,50	0,5000
0,74	0,2703	1,54	0,4382	2,34	0,4904	5,00	0,5000
0,76	0,2764	1,56	0,4406	2,36	0,4909		
0,78	0,2823	1,58	0,4429	2,38	0,4913		

Таблица П. 1.14

Рекомендуемые посадки для колец подшипников качения при местном нагружении

Диаметр, мм	Поля допусков сопрягаемых с подшипником деталей			
	ВАЛ	Корпус		Тип подшипника
		неразъемный	разъемный	
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией				
до 80	h6	H7	H7	все типы, кроме штампованных и игольчатых
св 80 до 260	h6, g6	G7	H8	
Нагрузка с ударами и вибрацией				
до 80	h6	JS7	JS6	все типы, кроме игольчатых и роликовых конических двухрядных
св 80 до 260	h6	H7	JS6	

Таблица П. 1.15

Допускаемые значения интенсивности нагрузок **Pr**
на посадочные поверхности вала

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника d , мм	Pr, кН/м, при поле допуска вала			
	js6	k6	m6	n6
св. 18 до 80	до 300	300-1400	1400-1600	1600-3000
св. 80 до 180	до 600	600-2000	2000-2500	2500-4000
св. 180 до 360	до 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
св. 360 до 630	до 900	900-3500	3500-4500	4500-8000

Таблица П. 1.16

Допускаемые значения интенсивности нагрузок **Pr**
на посадочные поверхности корпуса

Диаметр наружного кольца подшипника D , мм	Pr, кН/м, при поле допуска корпуса			
	K7	M7	N7	P7
св. 50 до 180	до 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
св. 180 до 360	до 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
св. 360 до 630	до 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
св. 630 до 1600	до 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

*Образец оформления титульного листа для студентов
очной формы обучения*

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
ФГБОУ ВПО КОСТРОМСКАЯ ГСХА

Факультет механизации сельского хозяйства

Кафедра ремонта машин и технологии металлов

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К КУРСОВОЙ РАБОТЕ**

«Допуски и посадки типовых соединений»

по дисциплине: **Метрология, стандартизация, сертификация**
раздел: **«Основы взаимозаменяемости»**

Вариант _____

Работу выполнил: студент 3 курса, 1 группы, Иванов С.А.

Работу проверил: Угланов В.И.

КОСТРОМА 2013

*Образец оформления титульного листа для студентов
заочной формы обучения*

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
ФГБОУ ВПО КОСТРОМСКАЯ ГСХА

Факультет заочного обучения

Специальность технология обслуживания и ремонт машин

Кафедра ремонта машин и технологии металлов

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К КУРСОВОЙ РАБОТЕ
*«Допуски и посадки типовых соединений»***

по дисциплине: **Метрология, стандартизация, сертификация**
раздел: **«Основы взаимозаменяемости»**

Вариант _____

Работу выполнил: студент 3 курса, 1 группы, Фролов С.А.
шифр: _____

Работу проверил: Угланов В.И.

КОСТРОМА 2013

Образец оформления аннотации

2

А Н Н О Т А Ц И Я

курсовой работы «Допуски и посадки типовых соединений»
по дисциплине «Метрология, стандартизация, сертификация»,
раздел «Основы взаимозаменяемости»
студента факультета механизации сельского хозяйства А. И. Иванова

Пояснительная записка состоит из 30 с. рукописного текста,
25 табл., 10 илл., библи. 20 источников. Кострома. Государственная
сельскохозяйственная академия. 2013 г.

Образец оформления содержания

3

СОДЕРЖАНИЕ

Аннотация	2
1. Определение элементов гладкого цилиндрического соединения	4
2. Выбор полей допусков для деталей, сопрягаемых с подшипниками качения	11
3. Допуски и посадки шпоночных соединений	19
4. Расчет допусков размеров, входящих в размерную цепь методом полной взаимозаменяемости	22
Список использованных источников	25

Образец оформления списка использованных источников

Список использованных источников

1. Серый И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. - М.: Колос, 1985. - 351 с.: ил.
2. Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении.- М.: Машиностроение, 1984. - 272 с.: ил.
3. Чижикова Т.В. Стандартизация, сертификация и метрология. Основы взаимозаменяемости. - М.: Колос, 2002. - 240 с.: ил.

Шероховатость и допуск формы измерительных поверхностей калибров

Калибры для изделий квалитетов точности	Допуск формы калибра на основе допуска квалитета		Интервал размеров, мм		
			1-100	100-360	360-500
	пробки	Скоб	Шероховатость R_a , мкм		
IT6	IT1	IT2	0,04	0,08	0,16
IT7	IT1	IT2	0,08	0,16	0,16
IT8-IT9	IT2	IT3	0,08	0,16	0,16
IT10	IT2	IT3	0,16	0,16	0,25
IT11	IT4		0,16	0,16	0,25
IT12	IT4		0,16	0,16	0,63
IT13 и грубее	–		0,32	0,32	0,63

Таблица П.3.2

Значения допусков, мкм (ГОСТ 25346-82)

Для интервалов размеров, мм	Квалитеты				Для интервалов размеров, мм	Квалитеты			
	1	2	3	4		1	2	3	4
Св. 3 до 6	1	1,5	2,5	4	Св. 80 до 120	2,5	4	6	10
Св. 6 до 10	1	1,5	2,5	4	Св. 120 до 180	3,5	5	8	12
Св. 10 до 18	1,2	2	3	5	Св. 180 до 250	4,5	7	10	14
Св. 18 до 30	1,5	2,5	4	6	Св. 250 до 315	6	8	12	16
Св. 30 до 50	1,5	2,5	4	7	Св. 315 до 400	7	9	13	18
Св. 50 до 80	2	3	5	8	Св. 400 до 500	8	10	15	20