

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева»

Кафедра технологии машиностроения

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Часть II

Методические указания к практическим работам
для студентов специальности СПО
23.02.07 Техническое обслуживание и ремонт двигателей,
систем и агрегатов автомобилей

Составитель О. Н. Дегтярева

Утверждены на заседании кафедры
Протокол № 1 от 30.10.2020
Рекомендованы к изданию
цикловой методической комиссией
общепрофессиональных дисциплин
Протокол № 7 от 26.10.2020
Электронная версия находится
в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2020

Оглавление

Занятие № 5. Допуски и посадки резьбовых соединений . . .	2
Занятие № 6. Допуски и посадки шлицевых соединений . . .	8
Занятие № 7. Допуски и посадки шпоночных соединений . .	15
Занятие № 8. Расчет размерных цепей	22

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1. ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Цель занятия – проверить и закрепить знания о резьбовых соединениях, их нормировании.

Содержание занятия:

- выбрать исходные данные по номеру варианта (табл. 1);
- изобразить графически поля допусков болта и гайки для метрической резьбы;
- определить предельные значения наружного, внутреннего и среднего диаметров болта и гайки;
- определить допуски диаметров.

Таблица 1

<i>По первой цифре номера варианта</i>										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Диаметр резьбы D , мм	22	60	68	33	52	39	18	27	45	48
<i>По второй цифре номера варианта</i>										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Посадка и степень точности	$\frac{7G}{6e}$	$\frac{7H}{7g6g}$	$\frac{7H}{6g}$	$\frac{4H5H}{4h}$	$\frac{7G}{7e6e}$	$\frac{6H}{6g}$	$\frac{6G}{6e}$	$\frac{7H}{8h}$	$\frac{6H}{6h}$	$\frac{7H}{7e6e}$
Шаг резьбы P , мм	1	1,5	2	3	1	2	3	1,5	1	2

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Резьбовые соединения получили широкое распространение в машиностроении. **Резьбовым соединением** называется соединение двух деталей с помощью резьбы, т. е. элементов деталей, имеющих один или несколько равномерно расположенных винтовых выступов резьбы постоянного сечения, образованных на боковой поверхности цилиндра или конуса.

Наибольшее распространение имеет резьба треугольная с углом профиля 60° , такая резьба известна под названием «метри-

ческая». Профиль и основные параметры метрической резьбы представлены на рис. 1.

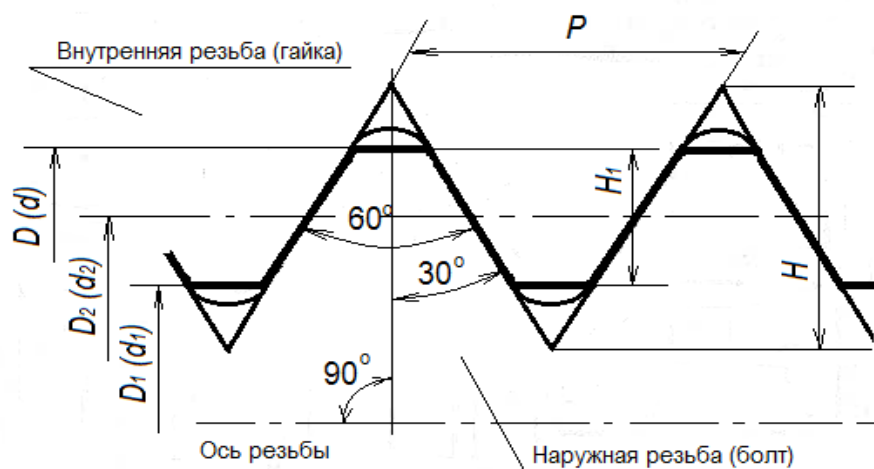


Рис. 1. Профиль и основные параметры метрической резьбы

Основным профилем резьбы является общий для наружной и внутренней резьбы профиль, который называется номинальным (H), и размеры его линейных и угловых элементов служат основой для определения номинальных профилей болта и гайки.

В основу профиля метрической резьбы положен треугольник, у которого срезаны вершины (рабочий профиль – H_1).

Для обеспечения эксплуатационных свойств резьбы выделяют ряд элементов, одинаковых для болта и гайки, которые используются при нормировании точности резьбы.

Наружный диаметр D и d – диаметр воображаемого, соосного с резьбой, цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы (болта) или по впадинам внутренней резьбы (гайки). Наружный диаметр используется для обозначения резьбы.

Внутренний диаметр D_1 и d_1 – диаметр воображаемого, соосного с резьбой, цилиндра вписанного во впадины наружной резьбы (болта) или в вершины внутренней резьбы (гайки).

Средний диаметр D_2 и d_2 – диаметр воображаемого, соосного с резьбой цилиндра, каждая образующая которого пересекает профиль таким образом, что отрезок между точками профилей соседних витков, образованный при пересечении с канавкой, равен половине номинального шага.

Шаг резьбы P – расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между средними точками ближайших одноименных

боковых сторон профиля, лежащих в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы.

Шаги резьбы условно разделяют на крупные и мелкие, в зависимости от соотношения величины шага и размера номинального диаметра резьбы.

Угол профиля резьбы α – угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения. Для нормирования чаще используется угол $\alpha/2$ – угол наклона между боковой стороной профиля резьбы и перпендикуляром к оси резьбы. Это установлено для того, чтобы можно было выявить перекося резьбы из-за неточности установки инструмента.

Длина свинчивания l – длина взаимного соприкосновения наружной и внутренней резьбы в осевом направлении. Установлено три группы длин свинчивания: S – короткая; N – нормальная; L – длинная.

Приведенный средний диаметр резьбы – это средний диаметр идеального резьбового элемента, который соединяется с реальной резьбой. Это диаметр условной идеальной резьбы, которой нет в действительности, как материального объекта и которая могла бы свернуться с реальным резьбовым элементом при всех погрешностях его параметров. Этот средний диаметр невозможно измерить непосредственно, но его можно проконтролировать.

Значение приведенного среднего диаметра для внутренней резьбы определяют по формуле

$$D_{2ПР} = D_{2ИЗМ} - (f_p + f_\alpha),$$

где – $D_{2ПР}$ – приведенный средний диаметр гайки; $D_{2ИЗМ}$ – измеренное значение собственно среднего диаметра гайки; f_p – диаметральный компенсация погрешностей шага; f_α – диаметральный компенсация погрешностей половины угла профиля.

Значение приведенного среднего диаметра для наружной резьбы определяется по формуле

$$d_{2ПР} = d_{2ИЗМ} + (f_p + f_\alpha),$$

где – $d_{2ПР}$ – приведенный средний диаметр болта; $d_{2ИЗМ}$ – измеренное значение собственно среднего диаметра болта; f_p – диа-

метральная компенсация погрешностей шага; f_α – диаметральная компенсация погрешностей половины угла профиля.

Обозначение резьбовых элементов должно сочетать в себе следующую информацию, характеризующую резьбу:

- а) указание о виде резьбы (М – резьба метрическая);
- б) значение номинального диаметра (d, D);
- в) значение мелкого шага (крупный шаг не указывается);
- г) специально указывается LH , если резьба левая;
- д) поле допуска на приведенный средний диаметр (D_2, d_2);
- е) поле допуска на диаметр выступов (D_1, d);
- ж) значение длины свинчивания (l), если она не нормальная.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

3.1. Выбрать исходные данные по номеру варианта (табл. 1).

3.2. Определить номинальные значения внутреннего и среднего диаметров болта и гайки по таблице 2 в зависимости от величины шага.

Таблица 2

Шаг резьбы P	Диаметры резьбы (болт и гайка)	
	средний диаметр d_2, D_2	внутренний диаметр d_1, D_1
1	$d - 1 + 0,350$	$d - 2 + 0,918$
1,5	$d - 1 + 0,026$	$d - 2 + 0,376$
2	$d - 2 + 0,701$	$d - 3 + 0,835$
3	$d - 2 + 0,051$	$d - 4 + 0,752$
Пример расчета: Резьба М16, шаг $P = 2$ мм, $d(D) = 16$ мм, $d_2(D_2) = 14,701$ мм, $d_1(D_1) = 13,835$ мм.		

3.3. По ГОСТ 16093–2004 определить предельные отклонения для трех диаметров и внести в таблицу. Построить схему расположения полей допусков относительно исходного профиля.

3.4. Рассчитать предельные размеры диаметров, допуски болта и гайки,

Пример:

Дано: $M26 \frac{6H}{7e6e}$ $P = 2$ мм.

1. Определить номинальные значения внутреннего и среднего диаметров болта и гайки:

$$d(D) = 26 \text{ мм};$$

$$d_2(D_2) = d - 2 + 0,701 = 26 - 2 + 0,701 = 24,701 \text{ мм};$$

$$d_1(D_1) = d - 2 + 0,835 = 26 - 3 + 0,835 = 23,835 \text{ мм}.$$

2. Построить схему расположения полей допусков болта и гайки.

Наименование отклонения	Предельные отклонения диаметров гайки, мкм			Предельные отклонения диаметров болта, мкм		
	D	D_2	D_1	d	d_2	d_1
Верхнее	–	+224	+375	–71	–71	0
Нижнее	0	0	0	–351	–283	–

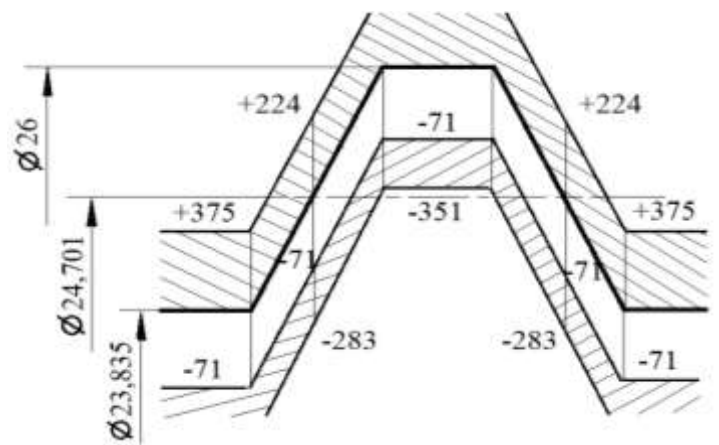


Схема расположения полей допусков

3. Рассчитать предельные значения диаметров резьбы.

$$d_{\max} = d + es_d = 26,0 + (-0,071) = 25,929 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 26,0 + (-0,351) = 25,649 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d2} = 24,701 + (-0,071) = 24,630 \text{ мм};$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d2} = 24,701 + (-0,283) = 24,418 \text{ мм};$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_{d1} = 23,835 + (-0,071) = 23,764 \text{ мм};$$

$$d_{1\min} - \text{не нормируется.}$$

$D_{\max}$ – не нормируется;

$$D_{\min} = D + EI_D = 26,0 + 0 = 26,0 \text{ мм};$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D2} = 24,701 + 0,224 = 24,925 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D2} = 24,701 + 0 = 24,701 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D1} = 23,835 + 0,375 = 24,210 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D1} = 23,835 + 0 = 23,835 \text{ мм};$$

TD – не нормируется;

$$TD_2 = ES_{D2} - EI_{D2} = 0,224 - 0 = 0,224 \text{ мм};$$

$$TD_1 = ES_{D1} - EI_{D1} = 0,375 - 0 = 0,375 \text{ мм};$$

$$Td = es_d - ei_d = -0,071 - (-0,351) = 0,280 \text{ мм};$$

$$Td_2 = es_{d2} - ei_{d2} = -0,071 - (-0,283) = 0,212 \text{ мм};$$

Td_1 – не нормируется.

4. ОФОРМЛЕНИЕ РАБОТЫ

Выполнить действия предусмотренные заданием в соответствии с примером.

5. ПРИМЕРЫ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. Основные параметры наружной и внутренней цилиндрической резьбы.
2. Определение приведенного среднего диаметра.
3. Нормируемые параметры у наружной и внутренней крепежной метрической резьбы.
4. Письменно расшифровать условные обозначения резьбы:
а) $M30 \times 1 - 5h6h - 5$; б) $M12 - 5H6H$; в) $M20 \times 1,5LH - 8H/7g6g$.

6. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 16093–2004. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором. – Введ. 2004–07–01. – Москва : Изд-во стандартов, 2004. – 28 с.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1. ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Цель занятия – проверить и закрепить знания о шлицевых соединениях, их нормировании.

Содержание занятия:

- выбрать исходные данные по номеру варианта (табл. 3);
- выбрать поля допусков для d , D , b ;
- записать обозначение соединения, отдельно вала и втулки;
- построить схемы расположения полей допусков для элементов соединения;
- рассчитать характеристики для соединений;
- изобразить шлицевое сопряжение, нанести обозначение.

Таблица 3

<i>По первой цифре номера варианта</i>										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Размеры шлицевого соединения $z \times d \times D$	6×28×32	8×36×42	8×52×60	10×82×88	6×16×20	8×42×46	6×18×22	8×46×54	10×28×35	16×56×65
Ширина b	7	7	10	12	4	8	5	9	4	5
<i>По второй цифре номера варианта</i>										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Вид центрирования	d	b	D	d	b	D	d	b	D	d
Характер соединения*	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2

*Примечание:

- 1 – подвижное соединение;
2 – неподвижное соединение.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Шлицевые соединения предназначены для передачи крутящих моментов от вала к втулке. Эти соединения прочны и надежны в работе, обеспечивают большую точность центрирования втулки при ее осевом перемещении на валу. Большим достоинством является способность передавать большие крутящие моменты при большой частоте вращения сопряженных деталей.

Шлицевые соединения разделяются по форме шлицев, условиям эксплуатации и нагружения.

По форме шлицев соединения разделяют на прямобочные, треугольные и эвольвентные. Наиболее широко применяют шлицевые соединения с прямоугольным профилем и четным числом зубьев.

По условиям эксплуатации шлицевые соединения делят: подвижные (втулка перемещается вдоль вала) и неподвижные (втулка неподвижна относительно вала).

По условиям нагружения эти соединения делят на тяжелые, средние и легкие.

Основными элементами, характеризующими размеры шлицевых прямобочных соединений и определяющими их взаимозаменяемость, являются: наружный диаметр (D), внутренний диаметр (d) и ширина шлицов (b). Размеры и допуски шлицевых прямобочных соединений нормируются ГОСТ 1139–80.

При соединении шлицевой втулки с валом применяют три способа их относительного центрирования. Выбор способа центрирования зависит от эксплуатационных требований, предъявляемых к соединению, его конструкции и технологии изготовления шлицевых деталей.

Выбор посадок для шлицевых соединений зависит от: назначения и условий их работы; требований к точности центрирования, характера сопряжения, величины крутящих моментов, твердости материала шлицевых деталей, элемента центрирования и др.

При выборе следует назначать посадки из числа рекомендуемых по ГОСТ 1139–80.

Обозначение шлицевых соединений должны содержать:

– букву, обозначающую поверхность центрирования;

- число шлицев;
- номинальные размеры D , d , b и назначенные посадки.

Допускается не указывать в обозначении допуск нецентрирующих параметров.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЙ

3.1. Выбрать поля допусков для d , D , b в зависимости от вида центрирования (приложение 1). Посадки для нецентрирующих параметров выбрать из приложения 2. При центрировании по D или b диаметр d_1 выбрать из приложения 3.

3.2. Записать обозначение соединения, отдельно вала и втулки.

3.3. Построить схемы расположения полей допусков для элементов соединения. Значения предельных отклонений определить по ГОСТ 25347–82.

3.4. Рассчитать характеристики для соединений.

3.5. Изобразить шлицевое сопряжение, нанести обозначение.

Пример:

Дано:

Соединение – $6 \times 26 \times 30$; ширина шлица b – 6 мм; вид центрирования по внутреннему диаметру d ; характер соединения 1 – подвижное соединение.

1. Выбрать поля допусков для параметров шлицевого сопряжения.

для размера d – $H8/e8$;

для размера b – $F8/f7$;

для размера D – $H12/a11$.

2. Обозначения:

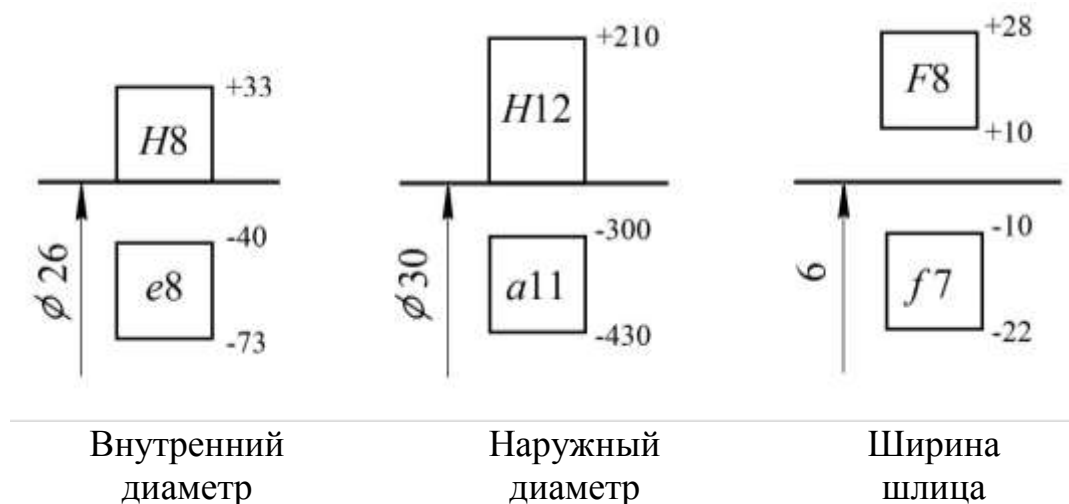
соединение: $d - 6 \times 26 \frac{H8}{e8} \times 30 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{F8}{f7}$

шлицевой вал: $d - 6 \times 26 e8 \times 30 a11 \times 6 f7$;

шлицевая втулка: $d - 6 \times 26 H8 \times 30 H12 \times 6 F8$.

3. Построить схемы расположения полей допусков для каждого из параметров сопряжения.

Элемент соединения	Отклонения, мм	
	Отверстия	Валы
$d - 26 \frac{H8}{e8}$	$ES = +0,033$ $EI = 0$	$es = -0,040$ $ei = -0,073$
$b - 6 \frac{F8}{f7}$	$ES = +0,028$ $EI = +0,010$	$es = -0,010$ $ei = -0,022$
$D - 30 \frac{H12}{a11}$	$ES = +0,210$ $EI = 0$	$es = -0,300$ $ei = -0,430$



4. Рассчитать характеристики для соединений.

Внутренний диаметр – посадка с зазором

$$S_{\max} = ES - ei = 33 - (-73) = 106 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-40) = 40 \text{ мкм};$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 106 - 40 = 66 \text{ мкм};$$

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (106 + 40)/2 = 73 \text{ мкм}.$$

Наружный диаметр – посадка с зазором

$$S_{\max} = ES - ei = 210 - (-430) = 640 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-300) = 300 \text{ мкм};$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 640 - 300 = 340 \text{ мкм};$$

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (640 + 300)/2 = 470 \text{ мкм}.$$

Ширина шлица – посадка с зазором

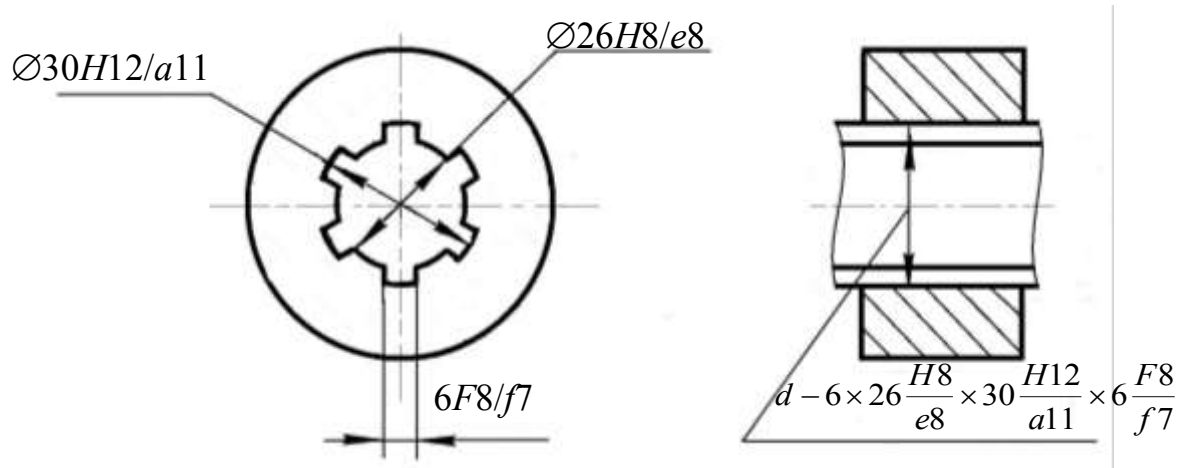
$$S_{\max} = ES - ei = 28 - (-22) = 50 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 10 - (-10) = 20 \text{ мкм};$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 50 - 20 = 30 \text{ мкм};$$

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (50 + 20)/2 = 35 \text{ мкм}.$$

5. Изобразить шлицевое сопряжение, нанести обозначение.



4. ОФОРМЛЕНИЕ РАБОТЫ

Выполнить действия предусмотренные заданием в соответствии с примером.

5. ПРИМЕРЫ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. Что такое шлицевое соединение и для чего оно предназначено?

2. Что такое центрирование, назначение прямобоочных шлицевых соединений при разных способах центрирования?

3. Какими параметрами нормируется точность прямобоочных шлицевых соединений?

6. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 1139–87. Соединения шлицевые прямобоочные.— Введ. 1982–01–01. – Москва : Издательство стандартов, 1987. – 9 с.

Рекомендуемые поля допусков (выписка из ГОСТ 1139–80)

Центрирование по внутреннему диаметру															
Вид соединения			Поля допусков												
			Подвижное соединение							Неподвижное соединение					
Посадка	d	Втулка	H8	H7						H7					
		Вал	e8	f7		g6		h7	h7	js6; js7		n6			
	b	Втулка	D9; F10	D9; F10	D9	F8	D9; F10	F8	D9; F10	H8	F8; F10	D9	H8	F8; F10	H8
		Вал	e8; e9	f9; e8	h9	f8; f7; h7	f8; h9	f7; h7	f8; h9	h7; h8	h7; js7; k7	k7	js7	h7; js7	js7
Центрирование по наружному диаметру															
Вид соединения			Поля допусков												
			Подвижное соединение							Неподвижное соединение					
Посадка	D	Втулка	H8	H7						H7					
		Вал	e8	f7		g6		h7	js6		n6				
	b	Втулка	F8	D9; F8	F8	D9	D9; F8	F8	D9; F8	D9; F8		D9; F8			
		Вал	e8	e8; d9; h9	f7; f8; h8	f7; h8; h9	f7; h9	h8	f7	h8; js7		h8; js7			
Центрирование по боковым сторонам зубьев															
Вид соединения			Поля допусков												
			Подвижное соединение							Неподвижное соединение					
Посадка	b	Втулка	D9; F8; F10			D9; F8; F10			D9; F8			D9; F10			
		Вал	e8; f8; d9; h9			d9; f8; h9; e9			js7			k7			

Приложение 2

Посадки для нецентрирующих поверхностей ГОСТ 1139–80

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		Вал	Втулка
d	По D или b	–	$H11$
D	По d или b	$a11$	$H12$

Диаметр d не менее диаметра d_1 .

Приложение 3

Параметры шпоночных соединений (выписка из ГОСТ 1139–80)

Размеры легкой серии, мм								
$z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 , не менее	c		r , не более
						номин.	пред. откл.	
6×26×30	6	26	30	6	24,6	0,3	+0,2	0,2
6×28×32	6	28	32	7	26,7	0,3	+0,2	0,2
8×42×46	8	42	46	8	40,4	0,4	+0,2	0,3
10×82×88	10	82	88	12	79,3	0,5	+0,3	0,5
Размеры средней серии, мм								
6×16×20	6	16	20	4,0	14,5	0,3	+0,2	0,2
8×36×42	8	36	42	7,0	33,5	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	8	46	54	9,0	42,8	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	8	52	60	10,0	48,7	0,5	+0,3	0,5
Размеры тяжелой серии, мм								
10×18×23	10	18	23	3,0	15,6	0,3	+0,2	0,2
10×28×35	10	28	35	4,0	24,4	0,4	+0,2	0,3
16×56×65	16	56	65	5,0	50,6	0,5	+0,3	0,5

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 7

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1. ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Цель занятия – проверить и закрепить знания о шпоночных соединениях, их нормировании.

Содержание занятия:

- выбрать исходные данные по номеру варианта (табл. 4);
- выбрать конструкцию элементов шпоночного сопряжения;
- по виду соединения назначить поля допусков для параметров шпоночного сопряжения;
- построить схемы расположения полей допусков для всех элементов шпоночного сопряжения;
- изобразить соединение в сборе и отдельно вал и втулку, обозначить размеры и посадки.

Таблица 4

По <i>первой</i> цифре номера варианта										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
l , мм	50	60	100	110	110	120	140	150	160	170
d , мм	38	67	60	71	75	90	110	100	95	105
По <i>второй</i> цифре номера варианта										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Вид соединения с деталью	Свободный	Нормальный	Плотный	Свободный	Нормальный	Плотный	Свободный	Нормальный	Плотный	Свободный

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Шпонки применяют для соединения с валами зубчатых колес, шкивов ременных передач, муфт, маховиков и других деталей машин. Обычно шпоночные соединения применяют, когда необходимо передать незначительные крутящие моменты и

к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляют высоких требований.

Использование призматических шпонок дает возможность более точно центрировать сопрягаемые элементы и получать подвижные и неподвижные соединения.

Размеры, допуски и посадки для соединений с призматическими шпонками установлены ГОСТ 23360–78.

Шпоночные соединения (рис. 2) используются обычно для соединения с валом диаметром от 6 до 500 мм.

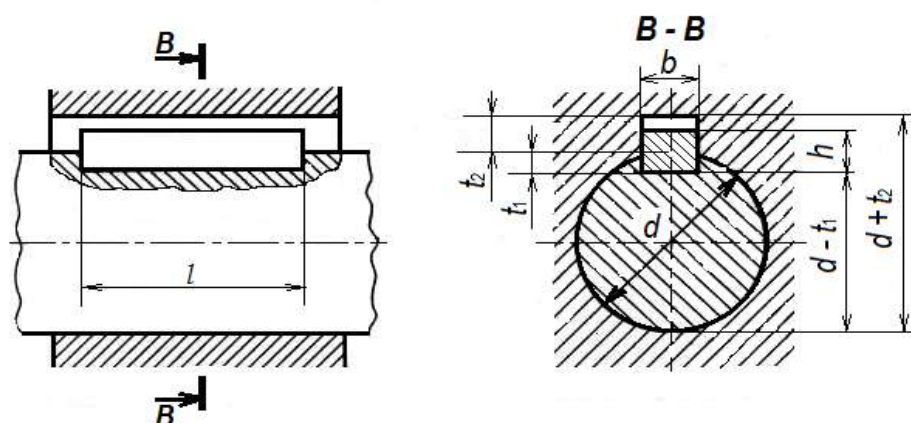


Рис. 2. Шпоночное соединение с призматической шпонкой

Основными размерами призматических шпонок являются ширина – b , высота – h и длина – l .

Нормирование точности шпонок (валов) производится в зависимости от их габаритных размеров. Для ширины шпонки (b) нормируется одно поле допуска $h9$, для высоты (h) – обычно поле допуска $h9$ и $h11$ (для шпонок высотой от 2 до 6 мм – $h9$, для шпонок высотой свыше 6 мм – $h11$) и для длины (l) – поле допуска $h14$.

Нормирование точности шпоночных пазов на валу и во втулке (отверстия) задаются в зависимости от вида соединения, которые разделяются на три группы с различными требованиями к точности ширины пазов.

Нормальное соединение – это соединение с переходной посадкой с большей вероятностью получения зазора. Для этих соединений поле допуска $N9$ задается для паза на валу J_s9 – для паза во втулке.

Свободное соединение – это соединение с гарантированным зазором. Для этих соединений точность нормируется полем допуска $H9$ для ширины паза на валу и $D10$ во втулке.

Плотное соединение – это соединение с переходной посадкой и с приблизительно равной вероятностью зазоров и натягов. В этих соединениях для пазов вала и втулки нормируется одинаковое поле допуска $P9$.

На длину паза установлено одно поле допуска $H15$.

Посадки шпоночного соединения, так же как и для гладких сопряжений, не нормируются. Сопряжения шпонок с валом и втулкой производится в системе вала.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЙ

3.1. Выбрать исходные данные по номеру варианта (табл. 4);

3.2. Выбрать конструкцию элементов шпоночного сопряжения.

Сечение шпонки (ширина×высота), глубины пазов выбрать по приложению 4, в зависимости от диаметра вала.

Длину шпонки выбрать в зависимости от длины ступицы вала l (на 5–10 мм меньше длины ступицы вала, а затем выбрать ближайшее стандартное значение из ряда: 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180 мм).

Для ширины шпонки b назначить поле допуска $h9$. Для высоты h – $h9$ (для шпонки высотой от 2 до 6 мм), $h11$ (для шпонки высотой свыше 6 мм), для длины $l_{\text{шп}}$ – $h14$.

Поля допусков для пазов вала и втулки выбрать в зависимости от вида соединения. Поля допусков и предельные отклонения определить по приложению 4, допуски для размеров $(d - t_1)$ и $(d + t_2)$ взять из таблицы 5.

Таблица 5

Высота шпонки, мм	Предельные отклонения размеров, мм	
	$d - t_1$	$d + t_2$
От 2 до 6	0	+0,1
	-0,1	0
Св. 6 до 18	0	+0,2
	-0,2	0

3.3. Определить предельные отклонения по ГОСТ 25347–82. Предельные отклонения для ширины паза втулки и ширины паза втулки определить по приложению 4.

Построить схемы расположения полей допусков для всех элементов шпоночного сопряжения.

3.4. Изобразить соединение в сборе и отдельно вал и втулку, обозначить размеры и посадки.

Пример:

Дано:

Длина ступицы вала $l = 80$ мм, диаметр вала $d = 36$ мм, вид сопряжения – нормальный.

1. Выбрать конструкцию элементов шпоночного сопряжения.

$b = 10$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; $t_2 = 3,3$ мм;

Длина шпонки $l_{шп} = 70$ мм.

Обозначение: Шпонка $10 \times 8 \times 70$

2. Определить предельные отклонения для всех параметров шпоночного сопряжения и построить схемы расположения полей допусков.

Ширина шпонки – $10h9$ ($10_{-0,038}$);

ширина паза втулки – $10Js9$ ($10 \pm 0,018$);

ширина паза вала – $10N9$ ($10_{-0,036}$);

высота шпонки – $8h11$ ($8_{-0,090}$);

длина паза вала под шпонку – $70H15$ ($70^{+1,200}$);

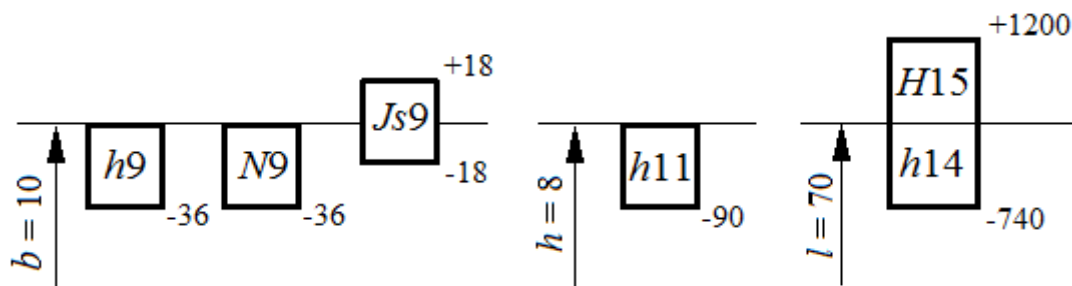
длина шпонки – $70h14$ ($70_{-0,740}$);

глубина паза втулки – $3,3^{+0,200}$;

глубина паза вала – $5^{+0,200}$;

$(d - t_1) = 31_{-0,2}$ мм;

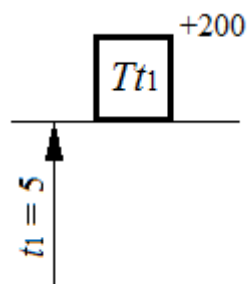
$(d + t_2) = 39,3^{+0,2}$ мм.



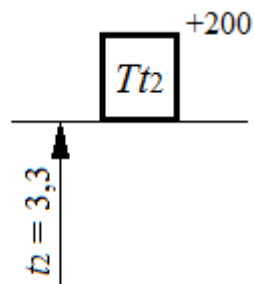
Ширина шпонки

Высота шпонки

Длина шпонки

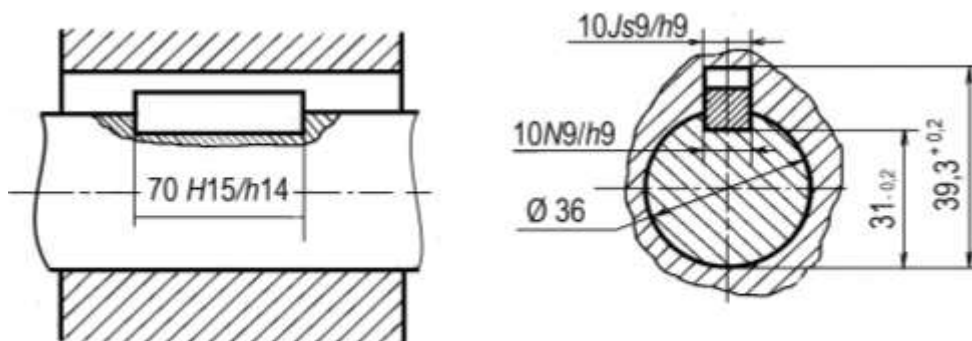


Глубина паза вала

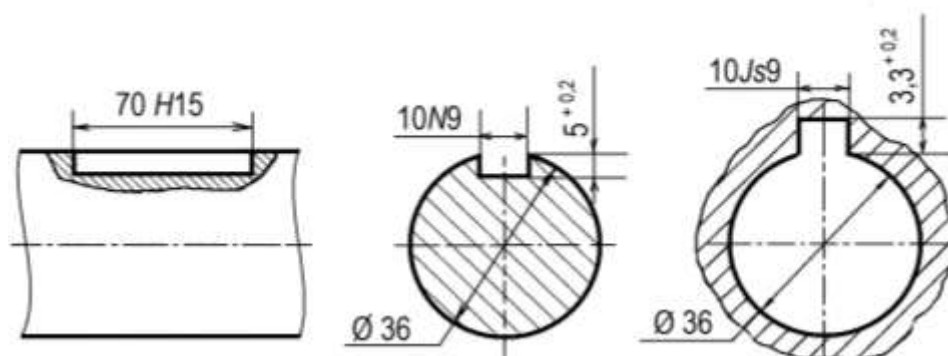


Глубина паза втулки

5. Обозначение шпоночного сопряжения на чертеже.



Сборочный чертеж



Вал

Втулка

4. ОФОРМЛЕНИЕ РАБОТЫ

Выполнить действия предусмотренные заданием в соответствии с примером.

5. ПРИМЕРЫ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. В каких случаях используют шпоночное соединение?
2. Какие поля допусков назначают при нормальном, свободном, плотном виде соединения?
3. Какие поля допусков используют для шпоночных соединений?

6. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 23360–78. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
– Введ. 1980–01–01. – Москва : Издательство стандартов, 1986. – 15 с.
2. ГОСТ 25347–82. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки. – Введ. 1986–12–01. – Москва : Изд-во стандартов, 1987. – 51 с.

Параметры шпоночного соединения (выписка из ГОСТ 23360–78)

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз											
		Ширина b						Глубина				Радиус закругления r_1 или фаска $s_1 \times 45^\circ$	
		Свободное соединение		Нормальное соединение		Плотное соединение	Вал t_1		Втулка t_2				
		Вал (<i>H9</i>)	Втулка (<i>D10</i>)	Вал (<i>N9</i>)	Втулка (<i>J_s9</i>)	Вал и втулка (<i>P9</i>)	номин.	пред. откл.	номин.	пред. откл.	не более	не менее	
От 6 до 8	2×2	+0,025	+0,060	−0,004	+0,012	−0,006	1,2	+0,1 0	1,0	+0,1 0	0,16	0,08	
Св. 6 до 8	3×3	0	+0,020	−0,029	−0,012	−0,031	1,8		1,4				
Св. 10 до 12	4×4	+0,030 0	+0,078	0	+0,015	−0,012	2,5		0,25		0,16		
» 12 » 17	5×5		+0,030	−0,030	−0,015	−0,042	3,0					2,3	
» 17 » 22	6×6						3,5	2,8					
Св. 22 до 30	8×7	+0,036	+0,098	0	+0,018	−0,015	4,0	+0,2 0	3,3	+0,2 0	0,4	0,25	
» 30 » 38	10×8	0	+0,040	−0,036	−0,018	−0,051	5,0		3,3				
Св. 38 до 44	12×8	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 −0,043	+0,021 −0,021	−0,018 −0,061	5,0		3,3				
» 44 » 50	14×9						5,5		3,8				
» 50 » 58	16×10						6,0		4,3				
» 58 » 65	18×11						7,0		4,4				
Св. 65 до 75	20×12	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 −0,052	+0,026 −0,026	−0,022 −0,074	7,5		4,9		0,6	0,4	
» 75 » 85	22×14						9,0		5,4				
» 85 » 95	25×14						9,0	5,4					
» 95 » 110	28×16						10,0	6,4					

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 8

РАССЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

1. ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Цель занятия – проверить и закрепить знания о размерных цепях, алгоритме их решения.

Содержание занятия:

– выбрать исходные данные по номеру варианта (табл. 6);
– решить размерную цепь. Решение выполнить двумя методами:

а) на максимум – минимум (без учета вероятностей отклонений);

б) теоретико-вероятностным (процент брака составляет 0,27%, закон распределения – нормальный, $t_{\Delta} = 3$ – коэффициент риска, выбранный в зависимости от принятого риска, $\lambda^2 = 1/9$ – среднеквадратическое отклонение, зависящее от закона распределения).

Таблица 6

По <i>первой</i> цифре номера варианта										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
A ₁ , мм	120	145	190	100	180	165	110	150	170	130
A ₂ , мм	20	30	35	15	24	60	18	38	54	27
A ₃ , мм	40	50	70	25	58	26	36	56	32	50
A ₄ , мм	35	25	55	48	72	50	43	24	48	16
По <i>второй</i> цифре номера варианта										
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Отклонения замыкающего звена (TA _Δ), мкм										
верхнее	+0,5	+0,6	+0,4	+0,3	+0,2	+0,4	+0,7	+0,2	+0,3	+0,6
нижнее	-0,3	-0,2	-0,3	-0,4	-0,6	-0,2	-0,1	-0,5	-0,5	-0,1

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Взаимосвязь размеров элементов детали или отдельных деталей, входящих в конструкцию узла или всего механизма, составляет размерную цепь.

Размерной цепью называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

Звенья размерной цепи обозначают заглавными буквами русского алфавита с индексом, обозначающим номер звена ($A_1, A_2 \dots A_{n-1}, A_n$). Для замыкающего звена применяется знак « Δ » (A_Δ).

Размеры, входящие в размерную цепь называются составляющими и замыкающим.

Составляющие звенья – звенья, от размеров и точности которых зависит размер и точность замыкающего звена.

Замыкающим звеном называется звено, полученное в размерной цепи последним при обработке или сборке.

Составляющие звенья размерной цепи и замыкающее звено связаны между собой очень важной особенностью, которая позволяет разделить составляющие звенья на увеличивающие и уменьшающие звенья.

Увеличивающим звеном называется звено, с увеличением которого размер замыкающего звена увеличивается.

Уменьшающим звеном называется звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

Решение размерной цепи заключается, прежде всего, в обеспечении точности замыкающего звена. Замкнутость размерного контура – необходимое условие для составления и анализа размерной цепи.

На рабочем чертеже размеры следует проставлять в виде незамкнутой цепи. Не проставляют размер замыкающего звена, так как для обработки он не требуется.

При решении размерных цепей могут решаться две задачи: прямая и обратная.

Прямая. Известны допуск замыкающего звена и номинальные размеры всех составляющих звеньев. Требуется определить допуски и отклонения составляющих звеньев.

Обратная. Известны размеры и допуски составляющих звеньев. Требуется определить допуск и отклонения замыкающего звена.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

3.1. Выбрать исходные данные по номеру варианта (табл. 6). Начертить деталь с простановкой размеров и схему размерной цепи;

3.1. Определить номинальное значение замыкающего звена.

3.2. Определить среднее количество единиц допуска (a_m) для двух методов, округлить до целого числа. Значение единиц допуска для каждого размера выбрать из табл. 8.

Таблица 8

Интервалы номинальных размеров, мм	Свыше – до							
	6	10	18	30	50	80	120	180
	10	18	30	50	80	120	180	250
Значение i , мкм	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,90

3.3. Выбрать ближайшие квалитеты точности, учитывая значение среднего числа единиц допуска.

Таблица 9

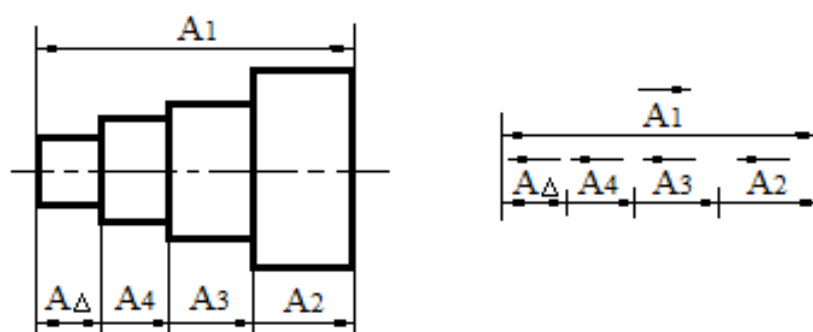
IT	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
a_m	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

3.4. По приложению 5 определить допуски составляющих звеньев для двух квалитетов. Данные внести в таблицу. Выбрать необходимые допуски для размеров. Для увеличивающих размеров отклонения назначить как для основного отверстия (H), для уменьшающих размеров как для основного вала (h).

3.5. Проверить правильность решения прямой задачи согласно основному уравнению размерной цепи.

Пример:

Дано:



Дано: $A_1 = 100$ мм, $A_2 = 40$ мм, $A_3 = 15$ мм, $A_4 = 30$ мм. Отклонения замыкающего звена A_Δ : верхнее $es = +0,6$ мм, нижнее $ei = -0,1$ мм.

1. Определить размер и допуск замыкающего звена.

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^n A_{jyв} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{jyм} = 100 - (40 + 15 + 30) = 15 \text{ мм}$$

$$TA_\Delta = es - ei = 0,6 - (-0,1) = 0,7 \text{ мм} = 70 \text{ мкм.}$$

2. Определить среднее число единиц допуска.

При решении методом максимума – минимума:

$$a_m = \frac{TA_\Delta}{\sum_{j=1}^{m=1} i_j} = \frac{700}{2,17 + 1,56 + 1,08 + 1,31} = 144.$$

При решении теоретико-вероятностным методом:

$$a_m = \frac{TA_\Delta}{t_\Delta \sqrt{\sum_{j=1}^{m=1} i_j^2 \lambda_j^2}} = \frac{700}{3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot (2,17^2 + 1,56^2 + 1,08^2 + 1,31^2)}} = 221.$$

3. Выбрать ближайшие квалитеты точности.

Выбираем ближайшие квалитеты, между которыми находится рассчитанное число единиц допуска:

для метода максимума – 11-й и 12-й квалитеты;

для теоретико-вероятностного метода – 12-й и 13-й квалитеты.

4. Определить допуски составляющих звеньев.

Звенья, мм	метод максимума – минимума			метод теоретико-вероятностный		
	IT11	IT12	назначено	IT12	IT13	назначено
$A_1 = 100$	220	350	$100^{+0,220}$	350	540	$100^{+0,540}$
$A_2 = 40$	160	250	$40_{-0,160}$	250	390	$40_{-0,250}$
$A_3 = 15$	110	180	$15_{-0,110}$	180	270	$15_{-0,180}$
$A_4 = 30$	130	210	$30_{-0,130}$	210	330	$30_{-0,210}$

5. Проверить правильность решения.

Правильность решения прямой задачи проверить согласно основному уравнению размерной цепи. Для назначенных допусков должны выполняться следующие соотношения:

при решении методом максимума – минимума

$$TA_i \geq TA_{\Delta},$$

$$700 \geq 220 + 160 + 110 + 210 = 700;$$

при решении теоретико-вероятностным методом

$$TA_{\Delta} \geq t_{\Delta} \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m=1} \lambda_j^2 \cdot TA_j^2},$$

$$700 \geq 3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot (540^2 + 250^2 + 180^2 + 210^2)} = 656.$$

4. ОФОРМЛЕНИЕ РАБОТЫ

Выполнить действия предусмотренные заданием в соответствии с примером.

5. ПРИМЕРЫ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. Виды размерных цепей.
2. Правило назначения допусков на увеличивающие и уменьшающие размеры.
3. В чем заключается прямая и обратная задачи?
4. Какие звенья размерной цепи называют увеличивающими, уменьшающими?

6. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 25346–89. ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. – Введ. 1992–07–07. – Москва : Изд-во стандартов, 1992. – 31 с.

Приложение 5

Допуски для размеров до 500 мм (выписка из ГОСТ 25346–89)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	<i>IT6</i>	<i>IT7</i>	<i>IT8</i>	<i>IT9</i>	<i>IT10</i>	<i>IT11</i>	<i>IT12</i>	<i>IT13</i>	<i>IT14</i>	<i>IT15</i>
	Допуски, мкм						Допуски, мм			
Св. 10 до 18	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7
Св. 18 до 30	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84
Св. 30 до 50	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,0
Св. 50 до 80	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2
Св. 80 до 120	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4
Св. 120 до 180	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1,0	1,6
Св. 180 до 250	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85

Составитель
Ольга Николаевна Дегтярева

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Часть II

Методические указания к практическим работам
для студентов специальности СПО
23.02.07 Техническое обслуживание и ремонт двигателей,
систем и агрегатов автомобилей

Рецензент А. А. Клепцов

Подписано в печать 01.12.2020. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе. Уч.-изд. л. 1,5.

Тираж 54 экз. Заказ

Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева. 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28.

Издательский центр УИП Кузбасского государственного технического
университета имени Т. Ф. Горбачева. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а.