



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

Ю. Е. Кирпиченко

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по выполнению курсовой работы для студентов
машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2016

УДК 621.71+621:53.08(075.8)
ББК 34.41+30.10я73
К43

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 13.10.2014 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. И. Кульгейко*

Кирпиченко, Ю. Е.

К43 Нормирование точности и технические измерения : учеб.-метод. пособие по выполнению курсовой работы для студентов машиностр. специальностей днев. и заоч. форм обучения / Ю. Е. Кирпиченко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 52 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-290-8.

Рассматриваются основные этапы решения задач нормирования точности элементов поверхности типовых деталей машин при выполнении курсовой работы по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения».

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.71+621:53.08(075.8)
ББК 34.41+30.10я73

ISBN 978-985-535-290-8

© Кирпиченко Ю. Е., 2016
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2016

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ

Курсовая работа является итоговым этапом изучения предмета «Нормирование точности и технические измерения».

Основная цель выполнения работы – закрепление и углубление знаний, полученных при изучении основных разделов дисциплины в предыдущем семестре, а также приобретение навыков работы со справочной литературой, государственными и отраслевыми стандартами при назначении параметров точности деталей и сборочных единиц, освоение принципов оформления конструкторской документации на разрабатываемые изделия машиностроения.

Задачей настоящей курсовой работы является установление оптимальных размерных и качественных параметров точности, обеспечивающих работоспособность заданных соединений, расчет и проектирование калибров, выявление размерных взаимосвязей между отдельными поверхностями, выбор соответствующих показателей точности номинальных размеров, формы, расположения и шероховатости элементов поверхности деталей.

Выполняя работу, студент приобретает навыки и знания, необходимые ему для последующего изучения специальных технических дисциплин, а также для курсового и дипломного проектирования.

Курсовая работа имеет общее название – «Нормирование геометрических параметров точности деталей, входящих в сборочный узел».

2. ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Исходными данными для выполнения курсовой работы являются чертеж сборочной единицы и числовые значения эксплуатационных параметров узлов и деталей, представляемые на бланке задания (рис. 2.1).

Вариант чертежа сборочной единицы и исходные данные приведены в таблицах П.1.1–П.1.3 приложения.

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки (до 40 страниц формата А4) и графических работ объемом до 6 листов формата А3.



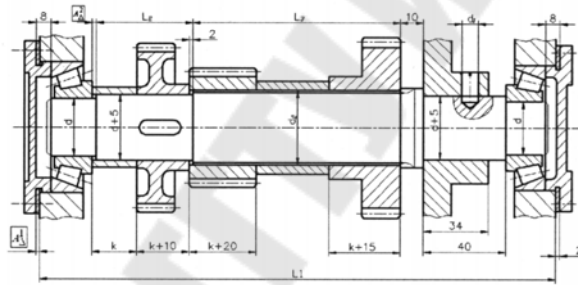
Наименование факультета _____
Кафедра «Детали машин»
Дисциплина «Нормирование точности и технические измерения»

«Утверждаю»
Зав. кафедрой _____
« » 20 г.

**ЗАДАНИЕ
НА КУРСОВУЮ РАБОТУ**

Студенту группы ЗТМ-42 Иванову Ивану Ивановичу

1. Тема проекта «Расчет точности размеров деталей, входящих в сборочный узел»
2. Сроки сдачи студентом законченного проекта _____
3. Исходные данные к курсовой работе:
 - 3.1. Вариант № ...
 - 3.2. Схема сборочного узла № 9, $k = 20$ мм, $A_\Delta = 2 \pm 0,7$.



3.3. Параметры для расчета посадки гладкого цилиндрического соединения с гарантированным натягом

d, мм	d ₁ , мм	d ₂ , мм	l, мм	Осевая сила P _{ос} , кН	Крутящий момент M _{кр} , Н·м	Вал		Втулка	
						Материал	Шероховатость, R _{zd} , мкм	Материал	Шероховатость, R _{zd} , мкм
40	-	80	60	-	125	Сталь 50	3,2	СЧ-18	6,3

3.4. Параметры для расчета посадки гладкого цилиндрического соединения с гарантированным зазором

d, мм	l, мм	Марка масла промышленного	Радиальная нагрузка R, Н	Частота вращения вала, об/мин	Шероховатость поверхности, R _a , мкм		Рабочая температура, °С
					вала	ступицы	
65	60	40	5000	1500	0,25	3,2	50

3.5. Параметры для выбора посадки подшипника качения и шлицевого соединения

Тип подшипника	Нагрузка, Н	Виды нагружения колец		Наружный диаметр шлицевого соединения D, мм	Способ центрирования
		Внутреннее	Наружное		
7204	600	Местное	Циркуляционное	36	d
		Циркуляционное	Местное		

3.6. Параметры для расчета точности зубчатых колес

m, мм	Z ₁	Z ₂	Частота вращения n, об/мин	Рабочая температура передачи, °С	Рабочая температура корпуса, °С
8	22	44	450	60	45

Рис. 2.1. Бланк задания на выполнение курсовой работы

Расчетно-пояснительная записка включает (см. рис. 2.1):

- расчет и выбор посадки для гладкого цилиндрического соединения с гарантированным натягом;
- расчет и выбор посадки для гладкого цилиндрического соединения с гарантированным зазором;
- выбор универсальных средств измерения для контроля одного из рассчитанных соединений;
- расчет и конструирование предельных калибров для контроля одного из рассчитанных соединений;
- выбор посадок для подшипника качения, нагруженного постоянной по величине и направлению радиальной силой;
- назначение и выбор посадок прямобочного шлицевого соединения с заданным наружным диаметром и способом центрирования;
- расчет предельных калибров для контроля шлицевого соединения;
- расчет точности осевых размеров деталей, входящих в сборочный узел, согласно заданной схеме и точности замыкающего звена;
- нормирование точности и вида сопряжения зубчатой передачи;
- нормирование вида и числовых значений параметров точности элементов поверхности деталей, а также назначение посадок сопряжений, входящих в сборочный узел.

Графическая часть должна содержать:

- чертеж калибра-скобы формата А3;
- чертеж калибра-пробки формата А3;
- чертеж зубчатого колеса формата А3;
- чертеж вала формата А3;
- чертеж крышки подшипника или стакана формата А3.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ОТДЕЛЬНЫХ РАЗДЕЛОВ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

3.1. Расчет и выбор посадки для гладкого цилиндрического соединения с гарантированным натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных соединений деталей, передающих осевые нагрузки и крутящие моменты без дополнительного крепления винтами, штифтами, шпонками и т. п. Относительная неподвижность деталей при этих посадках

достигается за счет сил трения, возникающих на контактных поверхностях при действии напряжений в материале сопрягаемых деталей, вследствие действия упругих деформаций (рис. 3.1).

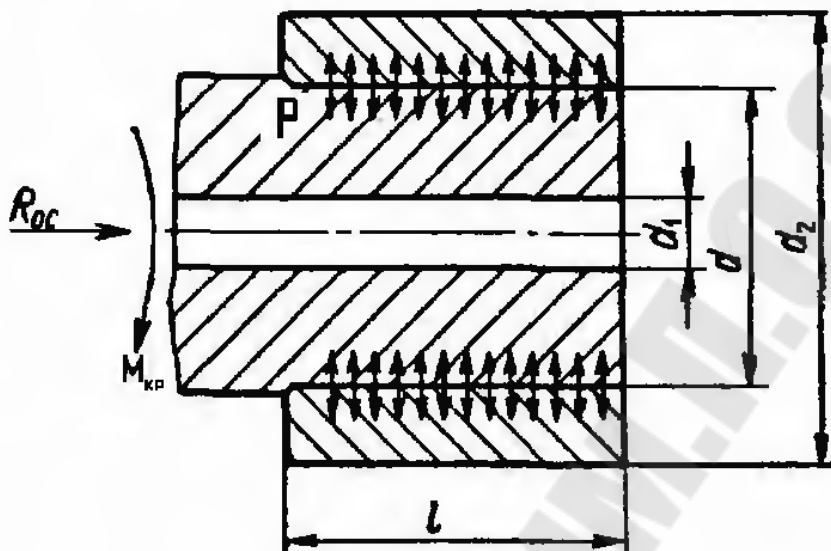


Рис. 3.1. Схема действия сил в посадке с натягом

Расчет посадок с натягом выполняется с целью обеспечения прочности соединения, т. е. при отсутствии смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок и прочности сопрягаемых деталей. Из первого условия определяется минимальный допустимый натяг N_{min} , необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок. Из второго условия определяется максимальный допустимый натяг N_{max} , при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации.

1. По заданным значениям внешних нагрузок $R_{ос}$, $M_{кр}$ и размерам соединения d , l определяется требуемое минимальное удельное давление, Па:

– при действии $M_{кр}$

$$[P_{min}] = \frac{2M}{\pi d l f};$$

– при действии $R_{ос}$

$$[P_{min}] = \frac{R_{ос}}{\pi d l f};$$

– при одновременном действии R_{oc} и $M_{кр}$

$$[P_{min}] = \frac{\sqrt{R_{oc}^2 + \left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2}}{\pi d l f},$$

где R_{oc} – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, кН; $M_{кр}$ – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н · м; d – диаметр соединения, м; l – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м; f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания; значения коэффициента трения f приведены в табл. 3.1.

При расчетах рекомендуем выбирать средние значения.

Таблица 3.1

Значения коэффициентов трения

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения
Сталь–сталь	0,06–0,13
Сталь–чугун	0,07–0,12
Сталь–латунь	0,05–0,10
Сталь–бронза	0,07
Сталь–магниево-алюминиевые сплавы	0,03–0,05

2. По полученным значениям $[P_{min}]$ определяется необходимая величина наименьшего расчетного натяга

$$N_{min} = [P_{min}] d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов, соответственно охватываемой детали (вала) и охватывающей детали (отверстия втулки или ступицы), МПа; C_1 и C_2 – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_3}\right)^2} + \mu_2,$$

где d_1 и d_2 – см. на рис. 3.1; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей.

Значения E и μ приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значения E , μ , σ_T для некоторых материалов

Материал	E , МПа	σ_T , МПа	μ
Сталь 30	$(1,96-2,06) \cdot 10^5$	294	0,3
Сталь 35	$(1,96-2,06) \cdot 10^5$	314	0,3
Сталь 40	$(1,96-2,06) \cdot 10^5$	334	0,3
Сталь 45	$(1,96-2,06) \cdot 10^5$	353	0,3
Сталь 50	$(1,96-2,06) \cdot 10^5$	364	0,3
Чугун СЧ 18	$(0,74-1,05) \cdot 10^5$	180	0,25
Чугун СЧ 28	$(0,74-1,05) \cdot 10^5$	280	0,25
Бронза	$0,84 \cdot 10^5$	392	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^5$	343	0,38

3. Определяется величина допустимого минимального натяга с учетом ряда поправок

$$[N_{\min}] = N_{\min} + \gamma_{\text{ш}} + \gamma_t + \gamma_{\text{ц}} + \gamma_{\text{п}},$$

где $\gamma_{\text{ш}}$ – поправка, учитывающая смятие микронеровностей при запрессовке деталей; определяется по формуле

$$\gamma_{\text{ш}} = 1,2(R_{z_D} + R_{z_A}) = 5(R_{a_D} + R_{a_A});$$

γ_t – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей и температуры сборки; $\gamma_{\text{ц}}$ – поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил; $\gamma_{\text{п}}$ – поправка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках, определяется опытным путем.

Значения поправок γ_t , $\gamma_{\text{ц}}$, $\gamma_{\text{п}}$ следует выбирать в соответствии с рекомендациями [1].

4. Для определения допустимого максимального натяга необходимо найти наибольшее удельное давление на контактных поверхностях деталей.

На основании теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допустимое удельное давление $[P_{\max}]$,

при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве $[P_{\max}]$ берется наименьшее из двух значений P_1 и P_2 , Па:

$$P_1 = 0,58\sigma_{\tau 1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right];$$

$$P_2 = 0,58\sigma_{\tau 2} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right],$$

где $\sigma_{\tau 1}$ и $\sigma_{\tau 2}$ – предел текучести охватываемой и охватывающей деталей (см. табл. 3.2).

5. Определяется величина наибольшего расчетного натяга N'_{\max} , м:

$$N'_{\max} = [P_{\max}] d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

6. Определяется величина максимального допустимого натяга с учетом поправок к N'_{\max} :

$$[N_{\max}] = N'_{\max} \gamma_{\text{уд}} + \gamma_{\text{ш}} - \gamma_t,$$

где $\gamma_{\text{уд}}$ – коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов охватывающей детали при $l/d < 1$. Принимается по графику (рис. 3.2) в зависимости от отношений l/d и d_1/d . При $l/d > 1$ $\gamma_{\text{уд}} = 1$.

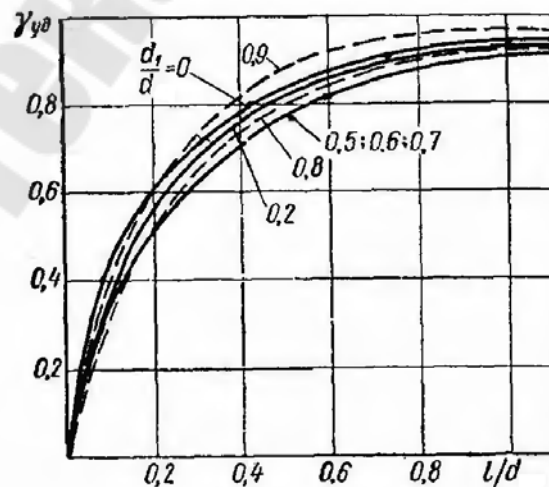


Рис. 3.2. График для определения коэффициента $\gamma_{\text{уд}}$

7. По [1, табл. 1.49] выбрать посадку.

Условия подбора посадки следующие: максимальный натяг N_{\max} в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{\max}]$:

$$N_{\max} \leq [N_{\max}],$$

минимальный натяг в подобранной посадке с учетом возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть не меньше $[N_{\max}]$:

$$N_{\min} > [N_{\min}].$$

3.2. Расчет и выбор посадки для гладкого цилиндрического соединения с гарантированным зазором

Данным расчетом предполагается найти оптимальный зазор для обеспечения жидкостного трения в соединении вал – вкладыш (гидродинамический подшипник скольжения), а также наименьший и наибольший зазоры и выбор стандартной посадки.

На рис. 3.3, а представлено положение вала гидродинамического подшипника скольжения в состоянии покоя под действием внешней нагрузки и собственного веса. Вал выдавливает смазку и соприкасается с подшипником по нижней образующей, по верхней части образуется зазор S и ось вала находится ниже оси вкладыша на величину $S/2$.

В рабочей паре (рис. 3.3, б) масло стремится попасть в зазор между валом и вкладышем, расклинить их поверхности и сместить вал в сторону вращения. При этом толщина масляного слоя будет определяться величиной $h_{\text{нм}}$, а зазор на противоположной стороне будет равен $S - h_{\text{нм}}$. Исходные данные для расчета выбирать из табл. П.1.2.

Последовательность расчета заключается в следующем.

1. Определить оптимальный зазор $S_{\text{опт}}$, обеспечивающий максимальную толщину масляного слоя, мм,

$$S_{\text{опт}} = \psi_{\text{опт}} d,$$

где d – номинальный диаметр соединения, выбирается из табл. П.1.2, мм;
 $\psi_{\text{опт}}$ – оптимальный относительный зазор,

$$\psi_{\text{опт}} = 0,293 K_{fe} \sqrt{\frac{\mu n}{R}},$$

где μ – динамическая вязкость масла, Па · с (табл. 3.3); n – частота вращения, об/мин; R – радиальная нагрузка на подшипник, Н; l – длина подшипника, мм.

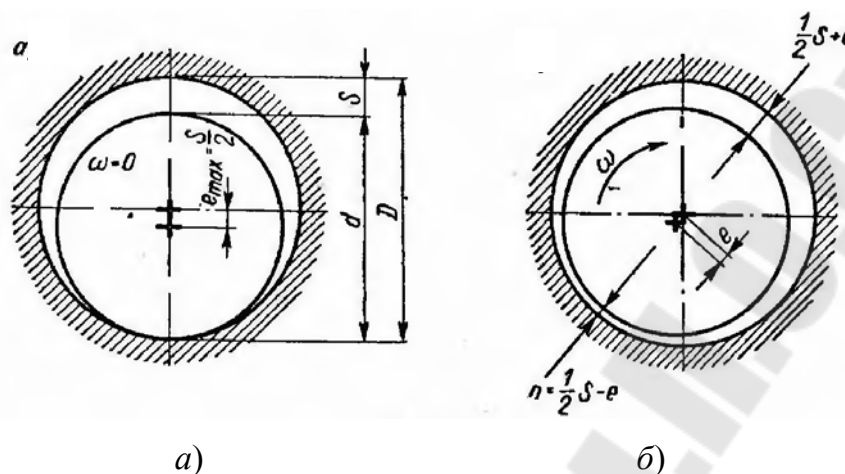


Рис. 3.3. Схема расположения цапфы вала:
 а – при неподвижном валу; б – при установившемся режиме работы подшипника

Таблица 3.3

Значения вязкости для различных марок индустриального масла

Марка масла индустриального	Динамическая вязкость μ при $t = 50$ °С, Па · с	Кинематическая вязкость (при $t = +50$ °С) $\nu \cdot 10^6$, м ² /с
12	0,009–0,013	10–14
20	0,015–0,021	17–23
30	0,024–0,030	27–33
40	0,034–0,047	38–52
50	0,038–0,052	42–58

Значения n , R и l взять в табл. П.2; K_{fe} – коэффициент, учитывающий угол охвата и отношение l/d (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Значения коэффициента K_{fe} для угла охвата 180°

Отношение l/d	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
K_{fe}	0,608	0,706	0,794	0,87	0,94	1,0	1,05	1,12	1,14

Для значений температуры, отличной от 50 °С, динамическую вязкость следует подсчитать по формуле

$$\mu = \mu_{50} = \left(\frac{50}{t} \right)^m,$$

где t – фактическая температура масла; m – показатель степени, зависящий от кинематической вязкости масла ν , принимать по табл. 3.5;

$P = \frac{R}{dl}$ – среднее давление на опору, Па; R принимать в ньютонах, d и l – в метрах.

Таблица 3.5

Значение показателя степени m

ν_{50}	20	30	40	50	60	70
m	1,9	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9

2. Определить максимально возможную толщину масляного слоя между трущимися поверхностями

$$h_{\max} = H_{\max}d,$$

где $H_{\max} = 0,252\Psi_{\text{опт}}$ – максимально возможная для данного режима относительная толщина масляного слоя (безразмерная величина).

3. Рассчитать средний зазор при нормальной температуре (20 °С) для выбора посадки из стандартных полей допусков.

$$S_{\text{ср}} = S_{\text{опт}} - S_t,$$

где $S_t = (\alpha_a - \alpha_b)(t_n - 20^\circ)d$, мм; α_a и α_b – коэффициенты линейного расширения материалов соответственно вкладыша и вала (см. примечание к табл. П.1.2); t_n – температура масла; можно принять ее равной 50 °С.

4. По таблицам ГОСТ 25347–82 выбрать посадку, в которой средний зазор (при средних значениях допусков вала и отверстия) наиболее близок к расчетному $S_{\text{ср}}$ и коэффициент относительной точности i максимален:

$$i = \frac{S_{\text{ср}}}{T_S},$$

где T_S – допуск посадки.

При выборе посадок рекомендуется, чтобы по возможности:

- посадка относилась к системе отверстия или вала, а поля допусков их относились к предпочтительным;
- при неравных допусках отверстия и вала в посадке больший допуск был у отверстия, и допуски отверстия и вала отличались не более чем на два качества.

При определении S_{cp} можно воспользоваться [1, табл. 1.47].

5. Вычислить минимальное и максимальное значения зазора с учетом шероховатости сопрягаемых поверхностей и их температурных деформаций, мкм:

$$S_{д\ min} = S_{min} + S_t + 8(R_{aA} + R_{aB});$$

$$S_{д\ max} = S_{max} + S_t + 8(R_{aA} + R_{aB}).$$

6. Определить толщину масляного слоя (мкм) при $S_{д\ min}$ и $S_{д\ max}$:

$$h_{д\ min} = \frac{S_{д\ min}}{2}(1 - \varepsilon'); \quad h_{д\ max} = \frac{S_{д\ max}}{2}(1 - \varepsilon''),$$

где ε' и ε'' – значения относительного эксцентриситета выбираются из табл. 3.6 в зависимости от коэффициента нагруженности C_R подшипника;

$$C'_R = 9,4 \frac{P \psi_{д\ min}^2}{\mu n}; \quad C''_R = 9,4 \frac{P \psi_{д\ max}^2}{\mu n},$$

где $\psi_{д\ min} = \frac{S_{д\ min}}{d}$ и $\psi_{д\ max} = \frac{S_{д\ max}}{d}$; $\psi_{д}$ выражается в мм.

Точные значения ε' и ε'' получаются при использовании метода экстраполяции.

Таблица 3.6

Значения относительного эксцентриситета ε

C_R	Относительный эксцентриситет ε										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925
0,2	0,023	0,038	0,589	0,094	0,121	0,161	0,225	0,335	0,548	1,034	1,709
0,3	0,052	0,082	0,128	0,203	0,259	0,347	0,475	0,699	1,122	2,074	3,352
0,4	0,089	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,1079	1,775	3,195	5,055
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	0,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956

C_R	Относительный эксцентриситет ε										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,753
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,106	8,186	11,91
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,034	13,34
2,0	0,763	0,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,5451	10,091	14,34

7. Проверить условие наличия жидкостного трения, вычислив коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя (необходимо, чтобы $K_{ж.т} \geq 2$):

$$K_{ж.т} = \frac{h_{д\min}}{R_{zA} + R_{zB} + \Delta_d},$$

где Δ_d – добавка, учитывающая влияние прогиба вала и другие неучтенные факторы, $\Delta_d = (2-3)$ мкм.

8. Изобразить схему полей допусков выбранной посадки с обозначением предельных отклонений и зазоров.

3.3. Выбор универсальных средств измерения для контроля деталей гладкого цилиндрического соединения

В данном разделе необходимо для единичного или серийного типа производства выбрать универсальные измерительные средства для контроля размеров вала и отверстия, номинальный размер и предельные отклонения которых принять из разделов «Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом» или «Расчет и выбор посадок с гарантированным зазором».

Выбор измерительных средств осуществляется в такой последовательности:

1. По допуску IT и величине номинального контролируемого размера определить по ГОСТ 8.051–81 допускаемую погрешность измерения вала и отверстия $[\delta]$.

2. Используя данные метрологических характеристик средств измерения [2], подобрать для контроля размеров внутренних (отверстий) и наружных (валов) поверхностей те из них, диапазон измерения которых соответствует номинальному, и имеющие наибольшую предельную погрешность измерения $\delta_{пр}$, удовлетворяющее условию

$$\delta_{пр} \leq [\delta].$$

3. Для выбранных измерительных инструментов привести табл. 3.7, содержащую их метрологические характеристики.

Таблица 3.7

Значения метрологических характеристик средств измерений

Наименование	Наименование документации	Пределы измерения, мм	Цена деления шкалы, мм	Допускаемая погрешность, мм

3.4. Расчет исполнительных размеров предельных калибров для контроля деталей гладкого цилиндрического соединения

Предельные отклонения и допуски гладких рабочих и контрольных калибров нормированы ГОСТ 24853–81.

Валы и отверстия с допусками точнее 6-го качества не рекомендуется контролировать калибрами, так как в этом случае вносится большая погрешность измерения – такие поверхности измеряют универсальными средствами.

При расчете калибров и построении полей допусков на них необходимо учитывать следующее:

- для калибров-пробок номинальными размерами являются: для проходной (ПР) стороны – наименьший, для непроходной (НЕ) – наибольший предельные размеры контролируемого отверстия;

- для калибров-скоб номинальными размерами являются: для проходной (ПР) стороны – наибольший, для непроходной (НЕ) стороны – наименьший предельные размеры контролируемого вала.

Расчет исполнительных размеров калибров, т. е. размеров, соответствующих пределу максимума материала, произвести в соответствии со схемой расположения полей допусков калибров по ГОСТ 24853–81. В пояснительной записке вычертить эскизы калибров с простановкой

исполнительных размеров проходной и непроходной сторон и указанием маркировки. На чертеже формата А3 выполнить отдельно рабочий чертеж калибра-пробки и калибра-скобы.

Конструкцию и основные размеры калибров-скоб следует выбирать по ГОСТ 18358–73–ГОСТ 18369–73, а калибров-пробок – по ГОСТ 14807–69 и ГОСТ 14827–69.

На чертеже рабочего калибра необходимо проставить исполнительные размеры (номинальный размер с односторонним расположением допуска для вала – в минус, для отверстия – в плюс) проходной и непроходной сторон, а также технические требования по ГОСТ 2015–84 (для нерегулируемых калибров) или ГОСТ 2216–84 (для скоб гладких регулируемых).

3.5. Выбор посадок для подшипника качения, нагруженного постоянной по величине и направлению радиальной силой

Для заданного узла необходимо выбрать посадки подшипников качения, рассчитать параметры соединения (зазоры, натяги, допуск посадки), изобразить схему расположения полей допусков на размеры соединений вала с внутренним кольцом и отверстия корпуса – с наружным.

Условное обозначение подшипника указано в таблице чертежа.

Посадки внутреннего кольца на вал осуществляются по системе отверстия, а наружного кольца в корпус – по системе вала, причем отклонения присоединительных размеров колец направлены в «минус» от нулевой линии.

Выбор посадки подшипников качения определяется характером их нагружения (местное, циркуляционное или колебательное), зависящим от того, вращается или не вращается кольцо относительно действующей на него нагрузки.

Кольцо, нагруженное местной нагрузкой, в соединении с валом или корпусом должно иметь зазор или незначительный натяг [3, табл. Ш.11]; [4, табл. 4.89].

Циркуляционно-нагруженные кольца должны иметь неподвижное соединение с сопрягаемой деталью.

Если же кольцо подвержено колебательной нагрузке, в соединении его с деталью предусматривают плотноподвижную насадку [1, табл. Ш.12].

При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки назначают по величине P_R – интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности кольца:

$$P_R = \frac{R}{b} K_{\Pi} F F_a,$$

где R – радиальная реакция опоры на подшипник, Н; b – ширина посадочного места кольца, мм ($b = B - 2r$); B – ширина кольца подшипника; r – радиус закругления или ширина фаски кольца подшипника; K_{Π} – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при нагрузке до 150 % $K_{\Pi} = 1,8$); F – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вала или в тонкостенном корпусе; при сплошном вале (так принимать при выполнении работы) $F = 1$; F_a – коэффициент неравномерности распределения нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками [4, табл. 4.91].

По значению рассчитанной интенсивности нагрузки P_R [4, табл. 4.92] найти рекомендуемые посадки для вала и отверстия.

По ГОСТ 25347–82 определить отклонения для выбранной посадки, а по ГОСТ 520–71 – отклонения для колец подшипника.

Изобразить схемы расположения полей допусков на размеры колец подшипников и сопрягаемых поверхностей, показать максимальные и минимальные зазоры и натяги. Рассчитать характеристики посадок.

Выполнить эскиз соединения подшипника с элементами поверхностей сопрягаемых деталей, проставить посадки и допуски формы, расположения и шероховатость сопрягаемых поверхностей в соответствии с ГОСТ 3325–85.

Необходимо учесть, что для обозначения подшипниковых посадок введены специальные условные обозначения. В качестве символа основного отклонения принята начальная буква L (l). В сочетании с цифрой класса точности подшипника получается обозначение полей допусков присоединительных диаметров наружных ($l0, l6, l5, l4, l2$) и внутренних ($L0, L6, L5, L4, L2$) колец. Тогда соединение наружного кольца с отверстием в корпусе будет, к примеру, обозначено так: $\varnothing 60K7/10$, а внутреннего кольца с валом: $\varnothing 20L0/n6$.

Определить процент натягов и зазоров в соединениях с переходными посадками [3, с. 75–77]. Для циркуляционно нагруженного кольца проверить наличие радиального посадочного зазора при наибольшем натяге [3, с. 82–83].

3.6. Назначение и расчет посадок шлицевого прямобочного соединения

В соответствии с заданным наружным диаметром и способом центрирования по ГОСТ 1139–80 выбираются параметры шлицевого соединения и посадки для наружного D , внутреннего d диаметров и ширины шлицев b . Существует три способа центрирования шлицевых деталей: по поверхности наружного диаметра D ; по поверхности внутреннего диаметра d ; по боковой поверхности шлицев b .

По ГОСТ 25347–82 в зависимости от номинальных размеров шлицевых поверхностей d , D и b и их точности определить верхние и нижние отклонения этих размеров. Вычертить эскизы шлицевого вала, шлицевой втулки и шлицевого соединения с обозначением полей допусков и посадок. Построить схемы расположения полей допусков для указанных поверхностей. Рассчитать минимальные d_{\min} , D_{\min} , b_{\min} и максимальные d_{\max} , D_{\max} и b_{\max} значения шлицевого вала и шлицевой втулки.

3.7. Расчет исполнительных размеров предельных калибров для контроля шлицевого прямобочного соединения

Используя схемы расположения полей допусков комплексных проходных шлицевых калибров для контроля поверхностей d , D и b шлицевого вала и шлицевой втулки, приведенных в ГОСТ 1951–80, рассчитать исполнительные размеры калибров, т. е. размеров соответствующих пределу максимума материала. Числовые значения слагаемых в приведенных формулах выбирать из табл. 2–6 ГОСТ 1951–80. Расчет произвести в миллиметрах. Вычертить эскизы проходных калибров с указанием найденных значений исполнительных размеров, отклонений и технических требований в соответствии с ГОСТ 24959–81.

Исполнительные размеры непроходных элементных калибров рассчитать по ГОСТ 24853–81.

3.8. Расчет резьбового соединения и проектирование калибров

Резьбовые соединения широко используются в конструкциях машин, аппаратов, приборов, инструментов и приспособлений различных отраслей промышленности.

В курсовой работе в соответствии с заданным размером резьбового соединения студенту необходимо:

- выбрать исходные данные из таблицы, приведенной на чертеже узла;
- определить номинальные и предельные размеры наружной и внутренней резьбы;
- графически изобразить схему расположения полей допусков резьбового соединения;
- спроектировать рабочие калибры для контроля наружной или внутренней резьбы (если шифр зачетной книжки заканчивается на 0 или четную цифру, необходимо проектировать резьбовой калибр-пробку, а если на нечетную – резьбовой калибр-кольцо);
- графически изобразить схему расположения полей допусков рабочих калибров для наружной или внутренней резьбы;
- определить исполнительные размеры рабочих проходных и непроходных калибров, результаты свести в таблицу (в пояснительной записке);
- выполнить эскизы рабочих калибров совместно со схемой расположения полей допусков.

Номинальные значения диаметров (наружного, среднего и внутреннего) и шага резьбы следует определить по таблицам ГОСТ 24705–81 на основные размеры. Далее по таблицам ГОСТ 16093–81 на допуски в зависимости от степени точности, основного отклонения и шага резьбы выбрать предельные отклонения диаметров резьбы и подсчитать их предельные размеры. Выполнить схему расположения полей допусков резьбы с указанием на ней номинальных диаметров, предельных отклонений, шага, угла профиля.

Для проектирования рабочих резьбовых калибров необходимо по ГОСТ 29399–81 определить наименование вида калибра, его номер и обозначение. Далее по ГОСТ 24977–81 найти допуски и величины, определяющие положение полей допусков среднего диаметра калибров для контроля наружной резьбы должно соответствовать, указанному на чертеже 7, внутренней резьбы – на чертеже 8 ГОСТ 24997–81.

Расчет исполнительных размеров рабочих калибров для контроля наружной резьбы произвести по формулам, указанным в ГОСТ 24977–81 (табл. 10), внутренней резьбы – в ГОСТ 24977–81 (табл. 11).

Результаты расчета можно свести в таблицу. Калибры-пробки ПР должны иметь полный профиль резьбы в соответствии с чертежом 1, калибры-кольца ПР – полный профиль резьбы в соответствии с чертежом 2 ГОСТ 24997–81. Полный профиль – профиль резьбы калибра, боковые стороны которого соответствуют боковым сторонам проверяемой резьбы.

Укороченный профиль – профиль резьбы калибров, боковые стороны которого меньше боковых сторон проверяемой резьбы. Кроме контроля резьбовых изделий резьбовыми калибрами на свинчиваемость (по среднему диаметру) стандартом предусмотрен контроль наружного диаметра наружной резьбы и внутреннего диаметра внутренней резьбы гладкими предельными калибрами.

Конструкцию и основные размеры резьбовых калибров выбирают по ГОСТ 17756–72 – ГОСТ 17767–72. Технические требования на изготовление резьбовых калибров и маркировку изложены в ГОСТ 2016–86.

3.9. Расчет точности осевых размеров деталей, входящих в сборочный узел

Расчет точности осевых размеров деталей представляет один из видов расчета линейных размерных цепей и осуществляется на основе руководящих документов по стандартизации в виде методических указаний РД 50–635–87. Методические указания содержат: термины и определения; соотношения между элементами размерной цепи; методику построения размерных цепей; виды размерных цепей; методы расчета размерных цепей.

Решение размерных цепей включает прямую и обратную задачи.

Прямая задача – задача, при которой заданы параметры замыкающего звена (номинальное значение, допустимые отклонения и т. д.) и требуется определить параметры составляющих звеньев. Обратная или проверочная задача – задача, в которой известны параметры составляющих звеньев (допуски, поля рассеяния, координаты их середин и т. д.) и требуется определить параметры замыкающего звена.

Достижение точности замыкающего звена может быть обеспечено следующими способами: полной взаимозаменяемости (max–min); неполной взаимозаменяемости (вероятностный); групповой взаимозаменяемости (селективный); пригонки; регулирования.

Способ расчета на «максимум–минимум» – способ расчета, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи.

Вероятностный способ расчета – способ расчета, учитывающий рассеяние размеров и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи.

Способы пригонки и регулирования заключаются в достижении требуемой точности замыкающего звена путем изменения величины одного из заранее выбранного из состава размерной цепи звена, называемого компенсирующим. В способе пригонки изменение размеров компенсирующего звена производится путем снятия с него слоя материала, а в способе регулирования использованием подвижного или неподвижного компенсатора нужного размера.

Последовательность проведения расчетов при решении проектной или прямой задачи способом расчета на «максимум–минимум» следующая:

1. Для заданного сборочного чертежа и замыкающего звена A_{Δ} вычертить расчетную схему размерной цепи. При составлении размерной цепи следует идти от поверхности деталей, образующим замыкающее звено к основным базам этих деталей, от них – к основным базам деталей, базирующие первые детали, вплоть до образования замкнутого контура.

2. Рассчитать номинальные размеры составляющих звеньев и определить их передаточные отношения. Результаты занести в табл. 3.8.

3. Определить величину единицы допуска i [5, табл. 2.2] для всех составляющих звеньев кроме стандартных.

4. Выделить из состава размерной цепи увязочное звено $A_{ув}$, имеющее простую геометрическую форму (прокладка, шайба, кольцо).

5. Определить коэффициент точности составляющих звеньев a по формуле

$$a_p = \frac{T_{\Delta} - \sum T_{ст}}{\sum i_i},$$

где T_{Δ} – допуск замыкающего звена; $T_{ст}$ – допуск стандартного звена; $\sum i_i$ – сумма допусков составляющих звеньев кроме стандартных.

6. По табл. 2.3 [5] определить квалитет для составляющих звеньев кроме увязочного.

7. Определить допуски и положение средин полей допусков составляющих звеньев кроме увязочного. Допуск стандартных звеньев определить по [6].

8. Рассчитываем координату середины поля допуска увязочного звена:

$$C_{\Delta} = \sum \bar{C}_i - \sum \bar{C}_i.$$

9. Рассчитываем верхние и нижние отклонения полей допусков звеньев:

$$B_i = C_i + \frac{T_i}{2}; \quad H_i = C_i - \frac{T_i}{2}.$$

В проверочной или обратной задаче, используя полученные при решении проектной задачи значения координат середин полей допусков, верхние и нижние отклонения составляющих звеньев, по формулам определяются заданные значения верхнего и нижнего отклонения замыкающего звена:

$$B_{\Delta} = \sum \bar{C}_i - \sum \bar{C}_i + \sum \frac{T_i}{2};$$

$$H_{\Delta} = \sum \bar{C}_i - \sum \bar{C}_i - \sum \frac{T_i}{2}.$$

Таблица 3.8

Номинальные размеры и точностные характеристики составляющих звеньев размерной цепи при расчете способом «максимум–минимум»

Звено	Номинальный размер, мм	i	Квалитет	Допуск T , мкм	C , мкм	B/H , мкм
$A1 \leftarrow$	85	4,7089	IT 12	350	0	+175/-175
$A2 \leftarrow$ увяз.	3	0,3025	—	250	-185	-60/-310
$A3 \rightarrow$	8	0,81	IT 12	150	0	+125/-125
$A4 \rightarrow$ станд.	20	—	—	120	-60	0/-120
$A5 \rightarrow$	35	2,4336	IT 12	250	-125	0/-250
$A6 \rightarrow$	25	1,7161	IT 12	210	0	+105/-105
A_{Δ}	0	—	—	600	0	3009/-300

При расчете способом регулирования:

1. В размерную цепь вводится компенсирующее звено или выбирается из состава существующих звеньев деталь, имеющее простую геометрическую форму (шайба, прокладка и т. д.).

2. На оставшиеся звенья, кроме замыкающего и стандартных устанавливаются экономически целесообразные величины допусков (IT12–IT14). Результаты заносят в табл. 3.9.

3. Согласно выбранным квалитетам из стандарта назначаются допуски на составляющие звенья.

Таблица 3.9

Номинальные размеры и точностные характеристики составляющих звеньев размерной цепи при расчете способом регулирования

Звено	Номинальный размер, мм	Квалитет	Допуск T , мкм	C , мкм	V/H , мкм
$A1 \leftarrow$	85	IT 14	870	0	+435/-435
$A2 \leftarrow (K)$	3	—	120	20	+80/-40
$A3 \rightarrow$	8	IT 14	360	0	+180/-180
$A4 \rightarrow$ станд.	20	—	120	-60	0/-120
$A5 \rightarrow$	35	IT 14	620	-310	0/-620
$A6 \rightarrow$	25	IT 14	520	0	+260/-260
A_{Δ}	0	—	600	0	300/-300

4. В соответствии с видом звена назначаются координаты середин полей допусков составляющих звеньев кроме компенсирующего, замыкающего и стандартных.

5. Устанавливаются верхние и нижние отклонения полей допусков составляющих звеньев кроме компенсирующего, замыкающего и стандартных.

6. Определяется допуск компенсирующего звена T_K :

$$T_K = \sum T_i - T_{\Delta} - T_{ст.}$$

7. Определяется середина поля допуска компенсатора C_K :

$$C_{\Delta} = \sum \vec{C}_i - \sum \overset{\leftarrow}{C}_i.$$

8. Определяется верхнее (V_K) и нижнее (H_K) отклонения поля допуска компенсатора C_K :

$$V_K = C_K + \frac{T_K}{2}; \quad H_K = C_K - \frac{T_K}{2}.$$

9. Определяется минимальное значение компенсатора K_{min} :

$$K_{min} = K + H_K.$$

10. Определяется максимальное значение компенсатора K_{max} :

$$K_{max} = K + V_K.$$

11. Определяется необходимое число ступеней компенсатора, n :

$$n = \frac{T_k + T_{c.k.}}{T_\Delta - T_{c.k.}} + 1.$$

Значение допуска ступени компенсатора $T_{c.k.}$ определяется по ГОСТ 25346–81 для качества IT9 или IT10.

12. Определяется величина ступени компенсатора, Δn :

$$\Delta n = \frac{T_k + T_{c.k.}}{n - 1}.$$

13. Определяются значения размеров компенсатора, принадлежащих к различным ступеням:

– для первой ступени $K_1 = (K_{\min})_{-T_{c.k.}}$;

– для последующих ступеней $K_i = (K_{i-1} + \Delta n)_{-T_{c.k.}}$.

Проверка заключается в определении номинального размера последней ступени компенсатора K_{i_n} :

$$K_{i_n} = K_{\max} + T_{c.k.}$$

Полученное значение K_{i_n} должно быть равно ранее найденному (п. 13) значению номинального размера последней ступени компенсатора.

3.10. Расчет и нормирование точности и вида сопряжения зубчатой передачи

Точностные требования к зубчатым (червячным) передачам устанавливаются исходя из их служебного назначения.

Система допусков цилиндрических (ГОСТ 1643–81), конических (ГОСТ 1758–81) и червячных (ГОСТ 3675–81) передач устанавливает 12 степеней их точности, обозначаемых в порядке убывания 1, 2, ..., 12. С целью обеспечения оптимальных требований к зубчатой передаче в зависимости от ее служебного назначения для каждой степени точности устанавливаются независимые нормы допускаемых отклонений параметров, определяющих кинематическую точность колес и передачи, плавность работы и контакт зубьев зубчатых колес в передаче.

Нормы кинематической точности определяются показателями, которые обеспечивают точность вращения колес передачи. Этим показателям предъявляются высокие требования при изготовлении ко-

лес отсчетных передач. Степень точности таких передач по нормам кинематической точности выбирается на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и угла рассогласования.

Нормы плавности работы определяются показателями, которые обеспечивают бесшумную работу передачи. Эти показатели важны для колес, работающих в скоростных передачах. Для этих передач степень точности по нормам плавности выбирается на основе расчета динамики передачи.

Нормы контакта зубьев зубчатых колес определяются показателями, которые обеспечивают контактную прочность зубьев колеса. Повышенные требования к этим показателям предъявляются при изготовлении зубчатых колес силовых передач. Степень точности силовой передачи по нормам контакта назначается по результатам расчета передачи на прочность и долговечность.

Зубчатые передачи редукторов общего назначения в зависимости от окружной скорости делятся на следующие виды: весьма тихоходные (до 0,5 м/с), тихоходные (0,5–3 м/с), среднескоростные (3–15 м/с), быстроходные (свыше 15 м/с). Окружная скорость зубчатой передачи является определяющей при нормировании точности зубчатых колес этих редукторов.

Степень точности по норме плавности вновь проектируемых зубчатых колес и передач редукторов устанавливают в зависимости от окружной скорости колес (табл. 3.10).

Таблица 3.10

**Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач
в зависимости от окружной скорости колеса**

Вид передачи	Форма зубьев	Твердость зубьев большого колеса НВ	Степень точности (по нормам плавности)			
			6	7	8	9
			Окружная скорость, м/с			
Цилиндрические	Прямые	<350	18	12	6	4
		>350	15	10	5	3
	Непрямые	<350	36	25	12	8
		>350	30	20	9	6
Конические	Прямые	<350	10	7	4	3
		>350	9	6	3	2,5
Червячные	–	–	25	12	7,5	1,5

Во избежание получения высоких значений коэффициентов нагрузки рекомендуется для цилиндрических и конических передач назначать степень точности на одну выше, чем указано в таблице для данной скорости. Для конических колес следует ориентироваться на окружную скорость, соответствующую среднему диаметру делительного конуса.

Степени точности, входящие в нормы кинематической точности и контакта, могут назначаться как одинаковые, так и различные со степенью точности по норме плавности. При этом, если степень точности по нормам плавности выбрана точнее 8, то с целью снижения трудоемкости целесообразно степень точности по нормам кинематической точности принимать на 1–2 грубее, чем по плавности. Степень точности по норме контакта выбирается такой, как и норма плавности или на одну степень точнее.

Вид сопряжения зубьев колес в передаче определяет величину гарантированного бокового зазора между нерабочими профилями зубьев. В большинстве случаев вид сопряжения передачи выбирается по величине гарантированного бокового зазора.

Для цилиндрических и конических зубчатых передач гарантированный боковой зазор рассчитывается исходя из:

- 1) учета температурного режима работы передачи;
- 2) способа смазки и окружной скорости работы зубчатой передачи.

Для цилиндрических зубчатых передач гарантированный боковой зазор рассчитывается по формуле

$$j_{n\min} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha,$$

где V – толщина слоя смазочного материала между поверхностями зубьев ($V = 0,01m_n$ – для тихоходных передач, $V = 0,02m_n$ – для среднескоростных передач, $V = 0,03m_n$ – для быстроходных передач); a_w – межосевое расстояние; α_1, α_2 – температурные коэффициенты линейного расширения материала колес и корпуса соответственно (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^6$; для чугуна $\alpha = 10,5 \cdot 10^6$; для латуни и бронзы $\alpha = 17 \cdot 10^6$); $\Delta t_1, \Delta t_2$ – отклонения рабочих температур колеса и корпуса от нормальной ($20 \text{ }^\circ\text{C}$); α – угол профиля исходного контура. По рассчитанной величине $j_{n\min}$ в зависимости от межосевого расстояния из табл. 3.11 (ГОСТ 1643–81) выбирается вид сопряжения.

Вид сопряжения зубчатой передачи в зависимости от межосевого расстояния a_w и гарантированного бокового зазора J_{nmin}

Зубчатые колеса с $m > 1$ мм											
Межосевое расстояние a_w , мм											
Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Обозначение	до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
			J_{nmin} , МКМ								
Н	II	J_{nmin}	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Е	II		30	35	40	46	52	57	63	70	80
Д	III		46	54	63	72	81	89	97	110	125
С	IV		74	87	100	115	130	140	155	175	200
В	V		120	140	160	185	210	230	250	260	320
А	VI		190	220	250	290	320	360	400	440	500

Выбор показателей для контроля колес зависит от точности, размеров (модуля, диаметра), объема производства, цели контроля (оценка качества продукции или контроль хода технологического процесса) и т. д. В ГОСТах 1643–81, 1758–81, 3675–81 предусмотрено необходимое количество комплексов показателей для контроля кинематической точности, плавности и контакта зубчатых колес и передач. Каждый из этих комплексов показателей является равноправным с другими. Однако, выбирая контрольные комплексы для зубчатых колес, необходимо иметь в виду следующие рекомендации:

1) в первую очередь следует отдавать предпочтение комплексным показателям, ограничивающим суммарную погрешность колес, а не отдельных ее элементов;

2) следует отдавать предпочтение методам контроля, при которых выявляется непрерывное изменение контролируемого параметра, например, необходимо контролировать наибольшую кинематическую погрешность, а не накопленную погрешность шага, колебание измерительного межосевого расстояния за оборот, а не радиальное биение;

3) целесообразно выбирать контролируемые параметры, контроль которых производится на базе рабочей оси колеса;

4) следует отдавать предпочтение методам контроля, результаты которых могут непосредственно сравниваться с допустимыми отклонениями по стандартам;

5) необходимо стремиться, чтобы контроль по выбранным комплексам показателей не требовал широкой номенклатуры средств измерения.

3.11. Выполнение чертежей деталей

Используя заданный чертеж сборочного узла в пояснительной записке, вычертить эскизы вала, зубчатого колеса и крышки подшипника. На основании установленных в предыдущих разделах параметров и показателей точности сопрягаемых деталей, входящих в комплект сборочного узла, проставить на эскизах необходимые допуски формы, расположения и шероховатость их поверхностей.

Вал в работающем узле вращается в подшипниках качения. Так как подшипники качения изготавливают с относительно высокой точностью, то погрешностями изготовления их деталей обычно пренебрегают. Поэтому рабочей осью вала является общая ось, обозначенная на рис. 3.5 буквами *AB*. Общая ось – прямая, проходящая через точки пересечения каждой из осей двух посадочных поверхностей для подшипников качения со средними поперечными сечениями этих поверхностей. Вследствие неизбежных погрешностей общая ось не совпадает с осью вращения вала при его изготовлении.

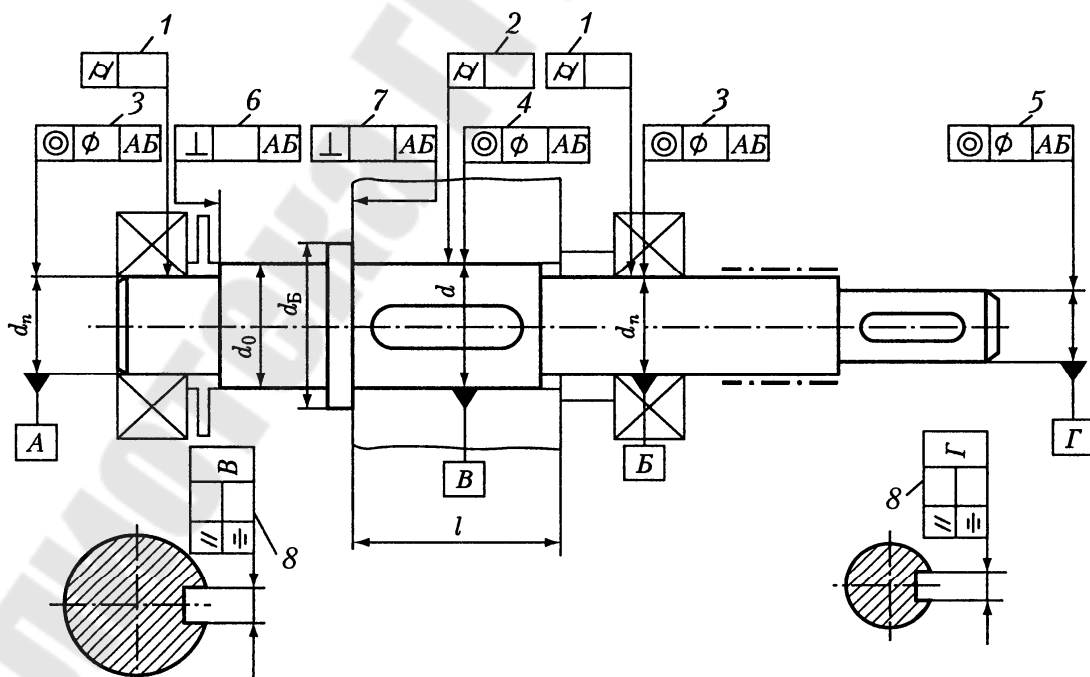


Рис. 3.5. Указание на чертеже вала допусков формы и расположения

На чертеже вала задают необходимые требования точности изготовления отдельных его элементов. В табл. 3.12 в соответствии с позициями на рис. 3.5 приведены указания по определению числовых значений допусков формы и расположения поверхностей. Назначение каждого из допусков формы или расположения следующее:

– допуск круглости и профиля продольного сечения посадочных поверхностей для подшипников качения (поз. 1, 2) задают, чтобы ограничить отклонения геометрической формы этих поверхностей и тем самым ограничить отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников (по ГОСТ 3325–85 следует контролировать отдельные составляющие этого допуска: допуск круглости, допуск профиля продольного сечения, допуски непостоянства диаметра в поперечном и продольном сечении);

– допуск цилиндричности (поз. 2) посадочных поверхностей валов в местах установки на них с натягом зубчатых, червячных колес задают, чтобы ограничить концентрацию давлений;

– допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно их общей оси (поз. 3) задают, чтобы ограничить перекося колец подшипников качения;

– допуск соосности посадочной поверхности для зубчатого, червячного колеса (поз. 4) задают, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач;

– допуск соосности посадочной поверхности для полумуфты, шкива, звездочки (поз. 5) назначают, чтобы снизить дисбаланс вала и деталей, установленных на этой поверхности. Допуск соосности по поз. 5 задают при частоте вращения вала более 1000 мин^{-1} ;

– допуск перпендикулярности базового торца вала (поз. 6) назначают, чтобы уменьшить перекося колец подшипников и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника;

– допуск перпендикулярности базового торца вала (поз. 7) задают только при установке на вал узких зубчатых колес ($l/d < 0,7$). Допуск задают, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче;

– допуски симметричности и параллельности шпоночного паза (поз. 8) задают для обеспечения возможности сборки вала с устанавливаемой на нем деталью и равномерного контакта поверхностей шпонки и вала.

Допуски формы и расположения сопрягаемых поверхностей валов

Позиция на рис. 3.5	Допуск
1, 2	В соответствии с классом точности подшипника и номинальным диаметром по ГОСТ 3325–85
3	По табл. 22.5 [7] в зависимости от типа подшипника
4	На диаметре d по табл. 22.6 [7]. Степень точности допуска по табл. 22.7 [7]
5	$\approx 60/n$ для $n > 1000 \text{ мин}^{-1}$; допуск – в мм
6	На диаметре d_o по табл. 22.8 [7]. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 8, роликовых – 7
7	На диаметре d_b при $l/d < 0,7$ по табл. 22.8 [7]. Степень точности допуска по табл. 22.9 [7]
8	Допуск параллельности = $0,5t_{\text{шп}}$, допуск симметричности = $2t_{\text{шп}}$, где $t_{\text{шп}}$ – допуск ширины шпоночного паза

Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес нормируются по ГОСТ 2.403–75, а также по [1, с. 124–125], [2, с. 879–881], прямозубых конических зубчатых колес – по ГОСТ 2.405–75.

На изображении цилиндрического зубчатого колеса необходимо указать: диаметр окружности выступов; ширину венца (принять из конструктивных соображений); шероховатость боковых поверхностей и зубьев; размеры фасок или радиусы закруглений. На этом же чертеже приводят таблицу параметров зубчатого венца, состоящую из трех частей, отделяемых друг от друга сплошными основными линиями: 1) основной; 2) для контроля; 3) для справочных данных.

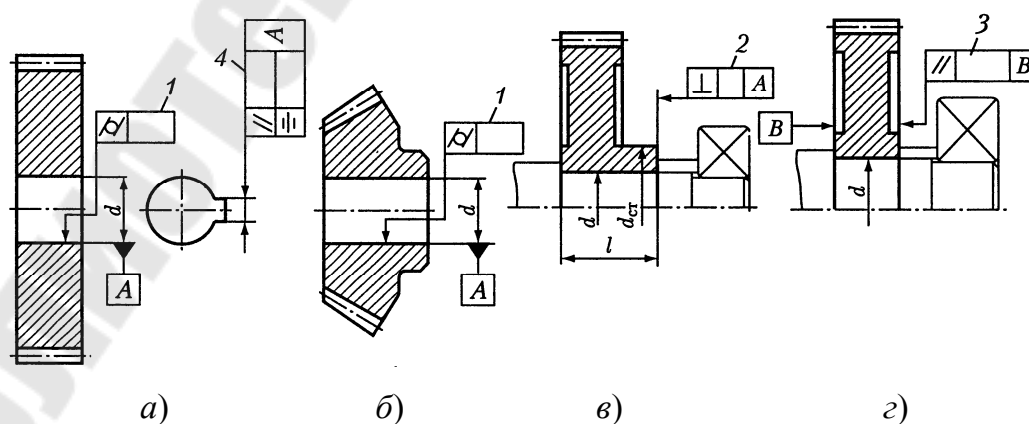


Рис. 3.6. Указание на чертеже зубчатого колеса допусков формы и расположения

На чертеже зубчатого колеса задают необходимые требования точности изготовления отдельных его элементов, которые обязаны обеспечить заданные степени норм точности. В табл. 3.13 в соответствии с позициями на рис. 3.6 приведены указания по определению числовых значений допусков формы и расположения поверхностей. Назначение каждого из допусков формы или расположения следующее: допуск цилиндричности посадочной поверхности (поз. 1) назначают, чтобы ограничить концентрацию контактных давлений; допуск перпендикулярности торца ступицы (поз. 2) задают, чтобы создать точную базу для подшипника качения, уменьшить перекося его колец и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца; допуск параллельности торцов ступицы узких колес (поз. 3) задают по тем же соображениям, как и допуск перпендикулярности торца ступицы (поз. 2). Если у колеса нет выточки и, следовательно, нет размера $d_{ст}$, допуск параллельности относят к условному диаметру $d^7 = (1,5-2)d$.

Таблица 3.13

Допуски формы и расположения сопрягаемых посадочных поверхностей зубчатых колес

Позиция на рис. 22.24	Допуск
1	$T_{\text{св}} \approx 0,5t$, где t — допуск размера поверхности.
2	T_{\perp} на диаметре $d_{ст}$ при $l/d \geq 0,7$ по табл. 22.8. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых — 8, роликовых — 7.
3	T_{\parallel} на диаметре $d_{ст}$ при $l/d < 0,7$ по табл. 22.8. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых — 7, роликовых — 6.
4	$T_{\parallel} \approx 0,5t_{шп}$; $T_{\equiv} \approx 2t_{шп}$, где $t_{шп}$ — допуск ширины шпоночного паза.

На чертеже крышки подшипника качения задают необходимые требования точности изготовления отдельных его элементов. В табл. 3.14 в соответствии с позициями на рис. 3.7 приведены указания по определению числовых значений допусков формы и расположения поверхностей.

Допуски формы и расположения сопрягаемых посадочных поверхностей крышек подшипников

Позиция на рис. 22.36	Допуск
1	$T_{//}$ на диаметре D_{ϕ} по табл. 22.8. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 9 (привертная крышка) или 8 (закладная крышка); роликовых – 8 (привертная крышка) или 7 (закладная крышка).
2	$T_{\odot} \approx 0,6t$, где t – допуск размера поверхности.
3	$T_{\phi} \approx 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}})$, где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия, $d_{\text{в}}$ – диаметр винта.

Назначение каждого из допусков следующее: допуск параллельности торцов (поз. 1) задают, если по торцу крышки базируют подшипник качения, как это показано на рис. 3.7.

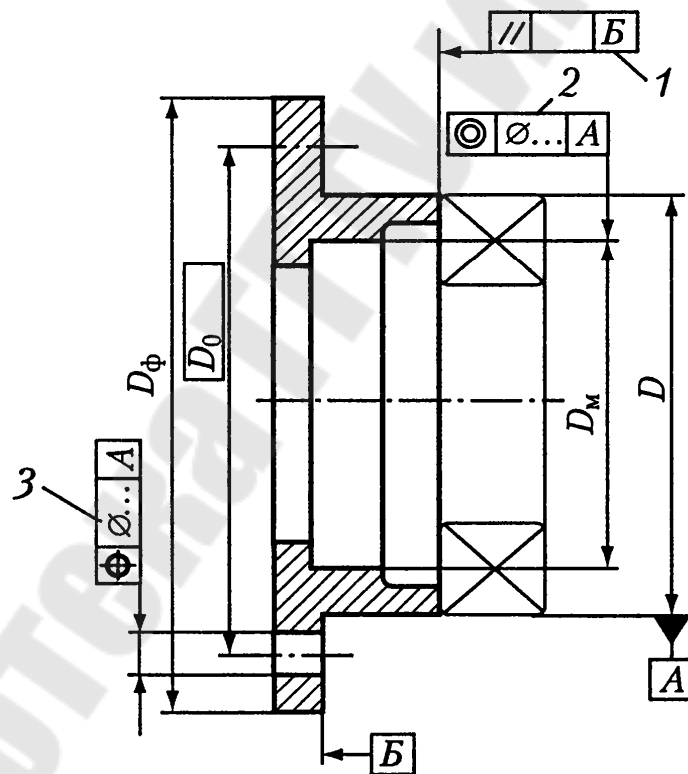


Рис. 3.7. Указание на чертеже крышки допусков формы и расположения

Допуск назначают, чтобы ограничить перекосячивание колец подшипников качения; допуск соосности (поз. 2) задают, чтобы ограничить радиальное смещение уплотнительной манжеты и уменьшить таким об-

разом неоднородность давления на рабочую кромку манжеты; позиционный допуск (поз. 3) задают, чтобы ограничить отклонения в расположении центров крепежных отверстий и обеспечить так называемую «собираемость» резьбового соединения. Этот допуск задают только в том случае, когда отверстия для винтов в стакане и в корпусной детали сверлят независимо друг от друга в приспособлениях или на станках с ЧПУ.

4. УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ И СДАЧЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Расчетно-пояснительную записку пишут черными или синими чернилами (одинаковыми по всей работе), пастой или тушью на одной стороне белой бумаги формата А4 четким, аккуратным почерком либо печатают на принтере. Текст набирается в редакторе MS Word. Шрифт «Times New Roman» высотой 12 pt через 1 интервал. Формулы в тексте набираются с помощью встроенного в MS Word редактора формул Microsoft Equation, стиль математический, размер «по умолчанию». Параметры для Microsoft Equation при наборе формул следующие: шрифт Times New Roman; величины переменных набираются курсивом. При использовании кириллицы и греческих букв для написания обычного текста и текста нижних индексов, начертание букв – прямое (кроме переменных). При написании цифр дробная часть от целой отделяется запятой, начертание – прямое.

Рисунки, графики, диаграммы, схемы и другие графические материалы, приводимые в записке, должны быть вставлены в текст с подрисовочными подписями.

Листы текстовой части рамками не обводят, заполнение листов должно быть полным. По всем четырем сторонам оставляют поля: слева для подшивки – 35 мм, справа для пометок – 10 мм; сверху и внизу по 20 мм.

Работа должна иметь сквозную нумерацию, начиная с титульного листа. Номер пишут в правом верхнем углу без точки в конце. Титульный лист выполняют по форме, приведенной на рис. 4.1, черной тушью или фломастером.

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого

Кафедра: «Детали машин»

Пояснительная записка

к курсовой работе по дисциплине
«Нормирование точности и технические измерения»
на тему:
«Расчет точности размеров деталей,
входящих в сборочный узел»

Защита:

Выполнил: ст. гр. _____
Иванов И.И.

Оценка:

Руководитель:

20 ____ г.

Рис. 4.1. Титульный лист

Наименования разделов должны соответствовать названиям, указанным в п. 2.1 настоящих методических указаний. Нумерация разделов следующая:

1. Введение.
2. Расчет основных параметров в соединениях с натягом и с гарантированным зазором.
 - 2.1. Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом.
 - 2.2. Расчет и выбор посадок с зазором для подшипников скольжения.
3. Расчет гладких предельных калибров.
4. Расчет и выбор посадок подшипников на валы и отверстия корпусов и т. д. Каждый раздел основного текста должен иметь порядковый номер, обозначенный арабской цифрой с точкой, и начинаться с нового листа. Наименования разделов должны записываться в виде заголовков прописными буквами. Перенос слов в заголовках не допускается. Точку в конце заголовка не ставят. Сокращение слов (кроме принятого) в тексте не допускается.

В конце записки привести список использованной литературы с указанием фамилии и инициалов автора, наименования работы, места издания, наименования издательства и года издания.

Все таблицы и рисунки, приведенные в тексте, должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Например: табл. 2.1, рис. 2.2 из табл. 3.1, рис. 3.1. Все формулы нумеруются аналогично.

Графическая часть выполняется карандашом на листах чертежной бумаги формата А3 с рамками и гранками в соответствии с требованиями ЕСКД и ГОСТ 2.301–68. Чертежи, подготовленные на компьютере с использованием графических редакторов, печатаются на лазерном принтере (с разрешением не менее 300 dpi). Представленные графические материалы должны соответствовать ЕСКД.

Заданная сборочная единица вычерчивается в масштабе, при этом за исходные принимаются размеры, указанные в задании; размеры остальных деталей принимаются конструктивно, пропорционально исходным данным в соответствии с заданным чертежом узла.

Чертеж детали должен содержать все данные, определяющие размеры, предельные отклонения размеров, формы, расположения, шероховатость поверхностей, марку материала, значения твердостей и т. д.

Листы с графической частью подшивают к пояснительной записке.

После выполнения всех требований, изложенных в данных методических указаниях, курсовую работу следует сдать (или выслать по почте) на проверку преподавателю. После проверки и исправления замечаний происходит защита курсовой работы.

При выполнении курсовой работы необходимо пользоваться следующими стандартами:

ГОСТ 8032–84	Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел.
ГОСТ 6636–69	Нормальные линейные размеры.
ГОСТ 24642–81	Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
ГОСТ 25346–89	Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
ГОСТ 25347–82	Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки.
ГОСТ 30893.1–2002	Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками.
ГОСТ 2789–73	Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.
ГОСТ 2.309–73	Обозначение шероховатости поверхностей.

Калибры гладкие

ГОСТ 24853–81	Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
ГОСТ 14807–69– ГОСТ 14827–69	Калибры-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры.
ГОСТ 18358–73– ГОСТ 18369–73	Калибры-скобы для диаметров от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры.
ГОСТ 2015–84	Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования.

Резьбовые соединения

ГОСТ 8724–81	Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
ГОСТ 9150–81	Резьба метрическая. Профиль.
ГОСТ 16093–81	Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.

ГОСТ 17756–72	Калибры резьбовые для метрической резьбы.
ГОСТ 117767–72	Конструкция и основные размеры.
ГОСТ 24705–81	Резьба метрическая. Основные размеры.
ГОСТ 24939–81	Калибры для цилиндрических резьб. Виды.
ГОСТ 24997–81	Калибры для метрической резьбы. Допуски.

Шпоночные и шлицевые соединения

ГОСТ 23360–78	Шпонки призматические. Размеры, допуски и посадки.
ГОСТ 1139–80	Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
ГОСТ 7951–80	Калибры для контроля шлицевых прямобочных соединений. Допуски.
ГОСТ 24959–81	Калибры для шлицевых соединений. Технические требования.

Выбор измерительных средств. Размерные цепи.

Зубчатые передачи. Подшипники качения

ГОСТ 8.051–81	Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм.
РД 50–98–86	Методические указания. Выбор универсальных измерительных средств – измерений линейных размеров до 500 мм.
РД 50–635–87	Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей.
ГОСТ 520–71	Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования.
ГОСТ 3325	Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
ГОСТ 1643–81	Передачи зубчатые цилиндрические.

ЛИТЕРАТУРА

1. Допуски и посадки : справочник / под ред. В. Д. Мягкова. – Л. : Машиностроение, 1982. – Ч. 1. – 543 с.
2. Выбор универсальных средств измерения : практ. рук. по выполнению курсовой работы / авт.-сост. Ю. Е. Кирпиченко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2005. – 22 с.
3. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Н. П. Зябрева [и др.]. – М. : Высш. шк., 1977. – 208 с.
4. Допуски и посадки : справочник / под ред. В. Д. Мягкова. – Л. : Машиностроение, 1982. – Ч. 2. – 447 с.
5. Расчет точности размерных цепей : метод. указания к курсовой работе / авт.-сост.: Ю. Е. Кирпиченко, Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 51 с.
6. Перель, Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1983. – 543 с.
7. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для техн. специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 6-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2000. – 447 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1.1

Исходные значения для расчета посадки с натягом (шифр – номер зачетной книжки)

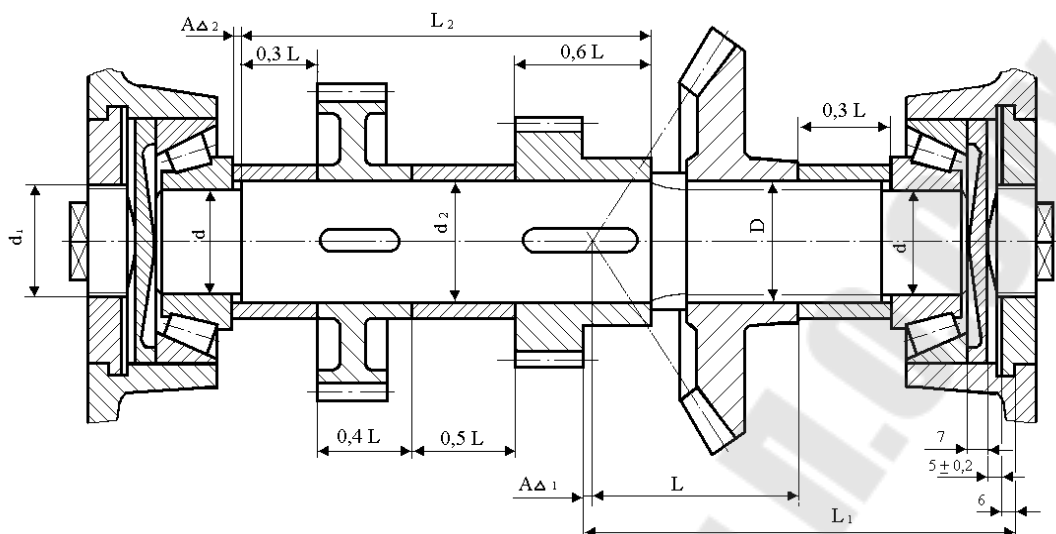
Параметры		Задание (по предпоследней цифре шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , м		0,04	0,10	0,05	0,08	0,12	0,09	0,25	0,18	0,20	0,07
l , м		0,06	0,07	0,05	0,16	0,08	0,10	0,17	0,18	0,12	0,14
d_1 , м		–	0,06	–	0,04	0,06	–	0,21	0,05	0,08	–
d_2 , м		0,08	0,15	0,08	0,16	0,16	0,14	0,29	0,24	0,27	0,11
		Вариант (по последней цифре шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Усилие R_{oc} , кН		–	60	–	–	25	10	–	22	3	18
Момент $M_{кр}$, Н · м		185	80	250	275	–	18	125	–	16	–
Вал	материал	Сталь 35	Сталь 45	Сталь 30	Сталь 45	Сталь 50	Сталь 40	Чугун СЧ 18	Сталь 35	Сталь 50	Чугун СЧ 28
	Шероховатость Ra , мкм	3,2	3,2	1,6	1,6	3,2	2,5	6,3	1,6	1,6	3,2
Втулка	материал	Сталь 35	Чугун СЧ 40	Сталь 45	Сталь 30	Чугун СЧ 15	БрАЖ 9-4	Сталь 50	БрОФ 10-1	Сталь 35	Сталь 30
	Шероховатость Ra , мкм	3,2	6,3	2,5	3,2	6,3	3,2	3,2	2,5	2,5	6,3

Таблица П.1.2

Исходные значения для расчета посадки с зазором (шифр – номер зачетной книжки)

Параметры		Задание (по предпоследней цифре шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм		50	55	60	65	70	80	90	100	110	120
l , мм		40	50	60	70	80	100	90	80	70	60
Масло идустриальное		12	20	30	40	50	50	12	20	30	40
		Вариант (по последней цифре шифра)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Радиальная нагрузка R , кН		2	3	4	4,5	5	7	2	3	4	5
Частота вращения n , об/мин		500	1000	750	2000	1500	2500	1000	2000	1500	750
Вал	Шероховатость Ra , мкм	1,25	1,6	1,25	1,6	1,0	0,8	1,0	1,25	1,25	1,0
Отверстие	Шероховатость Ra , мкм	3,2	4,0	2,5	4,0	2,5	2,0	2,5	3,2	2,5	2,0

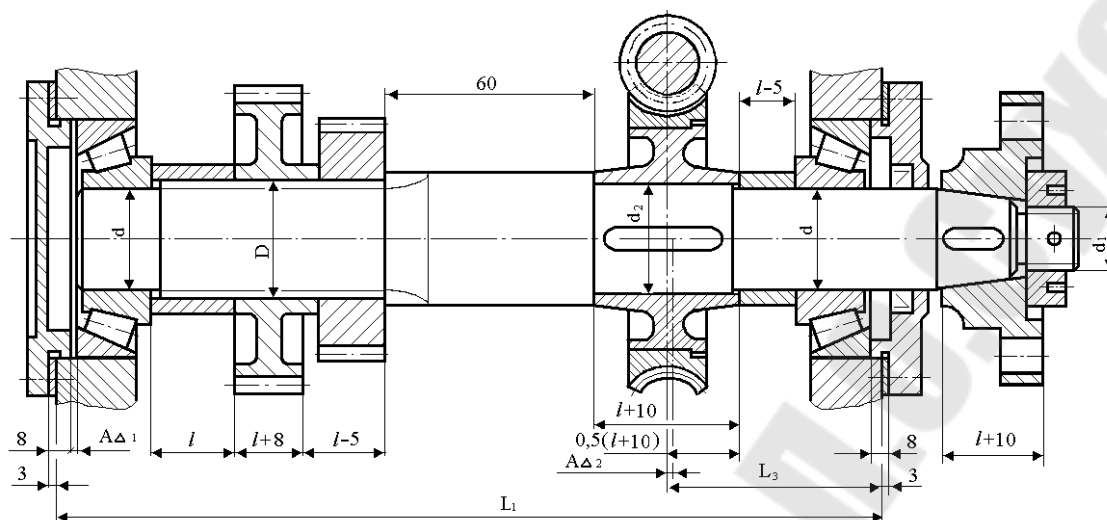
Схема 1



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
01	$A_{\Delta}^1 = 0,2^{+0,1}_{-0,4}$	7206	350	местное	циркуля- ционное	50	M27 - $\frac{6H}{6g}$	32	D
02	$A_{\Delta}^2 = 2^{+0,2}_{-0,7}$	7207	1050	местное	циркуля- ционное	55	M27×1,5 - $\frac{6H}{6g}$	20	d
03	$A_{\Delta}^1 = 0,3^{+0,3}_{-0,1}$	7208	1550	местное	циркуля- ционное	60	M30 - $\frac{7H}{8g}$	22	b
04	$A_{\Delta}^2 = 3 \pm 0,4$	7209	2050	местное	циркуля- ционное	65	M30×2 - $\frac{7H}{8g}$	68	b
05	$A_{\Delta}^1 = 0,4 \pm 1,35$	7210	2550	местное	циркуля- ционное	70	M32 - $\frac{6H}{6g}$	52	D
06	$A_{\Delta}^2 = 4^{+0,8}_{-0,2}$	6-7210	3050	колеба- тельное	циркуля- ционное	70	M33×1 - $\frac{6H}{6g}$	42	d
07	$A_{\Delta}^1 = 0,3^{+0,4}_{-0,3}$	6-7209	3550	колеба- тельное	циркуля- ционное	65	M32×2 - $\frac{7H}{8g}$	48	b
08	$A_{\Delta}^2 = 3^{+0,4}_{-0,2}$	6-7208	4100	колеба- тельное	циркуля- ционное	60	M33×2 - $\frac{6H}{6g}$	82	D
09	$A_{\Delta}^1 = 0,2^{+0,3}_{-0,4}$	6-7207	5100	колеба- тельное	циркуля- ционное	55	M27 - $\frac{7H}{8g}$	102	d
10	$A_{\Delta}^2 = 2^{+0,7}_{-0,3}$	6-7206	6100	колеба- тельное	циркуля- ционное	50	M27×1 - $\frac{7H}{8g}$	125	b

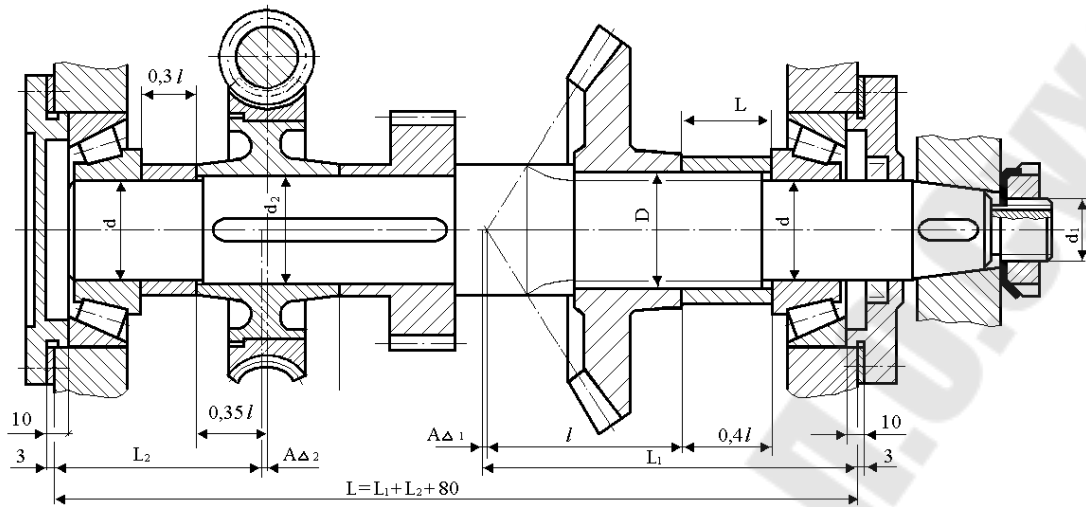
Схема 2



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
11	$A_{\Delta}^2 = 0,8 \pm 0,4$	7206	450	колеба- тельное	циркуля- ционное	25	$M20 \times 1,5 - \frac{4H5H}{4h}$	40	D
12	$A_{\Delta}^1 = 1^{+0,8}_{-0,7}$	7207	1150	колеба- тельное	циркуля- ционное	30	$M22 \times 1 - \frac{4H5H}{4h}$	42	d
13	$A_{\Delta}^2 = 0,6 \pm 0,8$	7208	1650	колеба- тельное	циркуля- ционное	34	$M24 \times 1,5 - \frac{6H}{6g}$	50	b
14	$A_{\Delta}^2 = 3 + 0,3$	7209	2150	колеба- тельное	циркуля- ционное	40	$M25 \times 1 - \frac{6H}{6g}$	54	b
15	$A_{\Delta}^2 = 0,5 \pm 0,1$	7210	2650	колеба- тельное	циркуля- ционное	45	$M30 \times 2 - \frac{7H}{7h6h}$	65	D
16	$A_{\Delta}^1 = 1^{+0,6}_{-0,8}$	6-7210	3150	местное	циркуля- ционное	45	$M30 \times 1 - \frac{7H}{7h6h}$	65	d
17	$A_{\Delta}^2 = 0,6 \pm 0,2$	6-7209	3650	местное	циркуля- ционное	40	$M28 \times 1,5 - \frac{7H}{7g}$	54	D
18	$A_{\Delta}^2 = 3 - 0,5$	6-7208	4300	местное	циркуля- ционное	35	$M27 \times 1 - \frac{7H}{7g}$	50	D
19	$A_{\Delta}^2 = 0,8 \pm 0,1$	6-7207	5300	местное	циркуля- ционное	30	$M24 \times 2 - \frac{6H}{7g6g}$	42	b
20	$A_{\Delta}^1 = 1^{+0,7}_{-0,8}$	6-7206	6300	местное	циркуля- ционное	27	$M24 \times 1 - \frac{6H}{7g6g}$	40	b

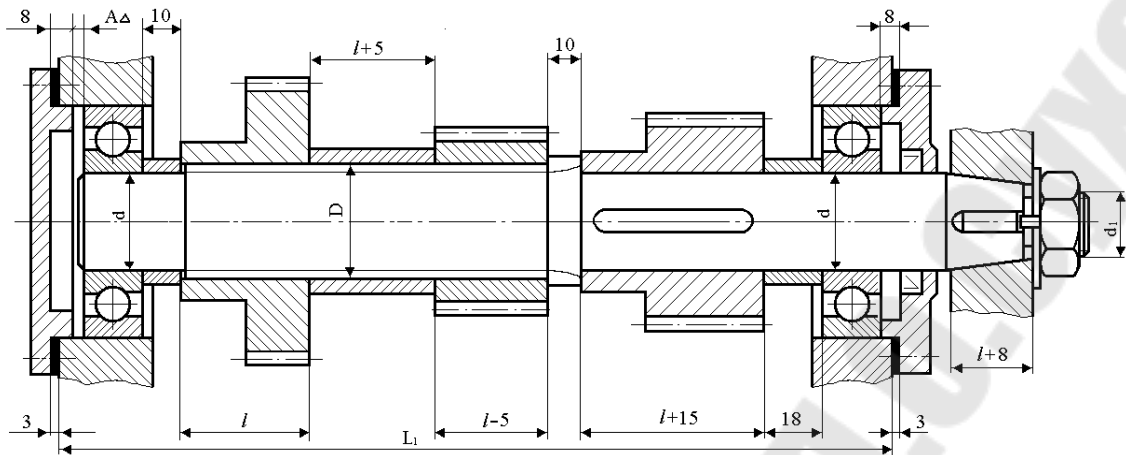
Схема 3



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
21	$A_{\Delta}^1 = 0,8 \pm 0,2$	7205	550	местное	циркуля- ционное	50	$M22 \times 1 - \frac{6H8H}{6h}$	38	D
22	$A_{\Delta}^2 = 0,6 \pm 0,2$	7206	1250	цирку- ляцион- ное	циркуля- ционное	55	$M20 \times 1,5 - \frac{6H8H}{6h}$	42	d
23	$A_{\Delta}^1 = 0,4 \pm 0,1$	7207	1750	колеба- тельное	циркуля- ционное	60	$M24 \times 1,5 - \frac{6G}{6h}$	48	b
24	$A_{\Delta}^2 = 0,5 \pm 0,15$	7208	2250	колеба- тельное	циркуля- ционное	65	$M27 \times 1,5 - \frac{6G}{6h}$	50	b
25	$A_{\Delta}^1 = 0,6 \pm 0,25$	7209	2750	местное	циркуля- ционное	70	$M27 \times 2 - \frac{6G}{6h}$	54	D
26	$A_{\Delta}^2 = 0,7 \pm 0,2$	5-7209	3250	местное	циркуля- ционное	70	$M32 \times 2 - \frac{7G}{7g6g}$	54	d
27	$A_{\Delta}^2 = 0,8 \pm 0,25$	5-7208	3750	местное	циркуля- ционное	65	$M32 \times 1,5 - \frac{7G}{7h6h}$	54	D
28	$A_{\Delta}^2 = 0,9 \pm 0,15$	5-7207	4500	колеба- тельное	циркуля- ционное	60	$M28 \times 1,5 - \frac{7H}{7g}$	50	D
29	$A_{\Delta}^1 = 0,8 \pm 0,2$	5-7206	5500	колеба- тельное	циркуля- ционное	55	$M22 \times 1,5 - \frac{6H8H}{6h}$	42	b
30	$A_{\Delta}^2 = 0,7 \pm 0,15$	5-7205	6500	колеба- тельное	циркуля- ционное	50	$M20 \times 2 - \frac{6G}{6h}$	40	b

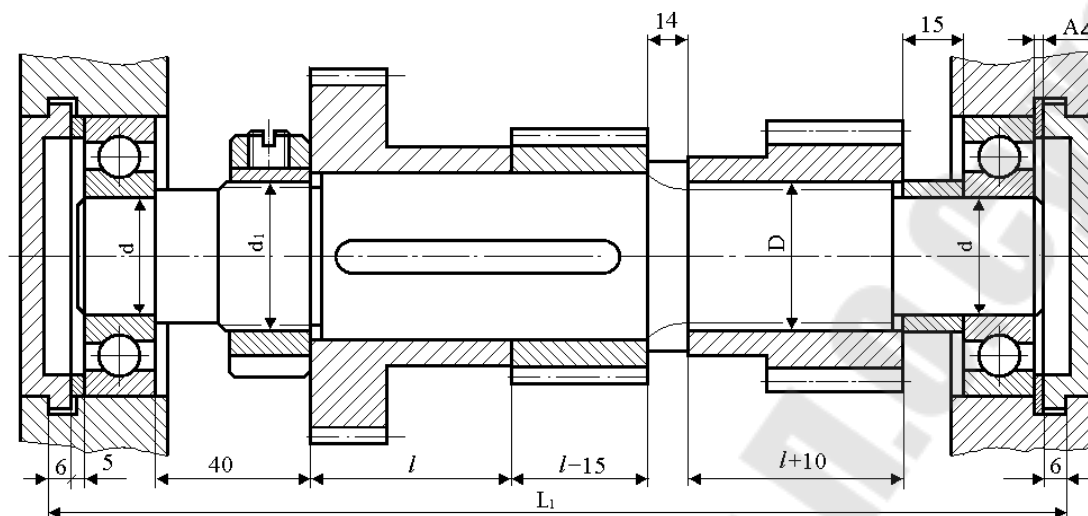
Схема 4



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
31	$A_{\Delta} = 1^{+0,8}_{-0,9}$	206	650	местное	циркуля- ционное	35	$M22 \times 1 - \frac{6H8H}{6h}$	38	D
32	$A_{\Delta} = 2^{+0,7}_{-0,8}$	207	1350	местное	циркуля- ционное	40	$M22 \times 2 - \frac{6H}{6g}$	42	d
33	$A_{\Delta} = 2^{+0,4}$	208	1850	местное	циркуля- ционное	45	$M24 \times 1,5 - \frac{6G}{6h}$	48	b
34	$A_{\Delta} = 3 \pm 0,8$	209	2350	колеба- тельное	циркуля- ционное	50	$M33 \times 2 - \frac{7H}{8g}$	50	b
35	$A_{\Delta} = 1^{+0,7}_{-0,8}$	6-206	2850	колеба- тельное	циркуля- ционное	50	$M27 \times 2 - \frac{6G}{6h}$	40	D
36	$A_{\Delta} = 3 \pm 0,2$	6-207	3350	колеба- тельное	циркуля- ционное	45	$M27 \times 1,5 - \frac{6H}{6g}$	50	d
37	$A_{\Delta} = 2^{+0,7}_{-0,5}$	6-208	3850	местное	циркуля- ционное	40	$M32 \times 1,5 - \frac{7G}{7h6h}$	54	D
38	$A_{\Delta} = 3^{+0,8}_{-0,6}$	6-209	4700	местное	циркуля- ционное	60	$M36 \times 2 - \frac{7G}{8h}$	50	D
39	$A_{\Delta} = 4_{-0,2}$	5-206	5700	колеба- тельное	циркуля- ционное	45	$M22 \times 1,5 - \frac{6H8H}{6h}$	42	b
40	$A_{\Delta} = 1 \pm 0,9$	5-207	6700	колеба- тельное	циркуля- ционное	50	$M20 \times 2 - \frac{6G}{6h}$	40	b

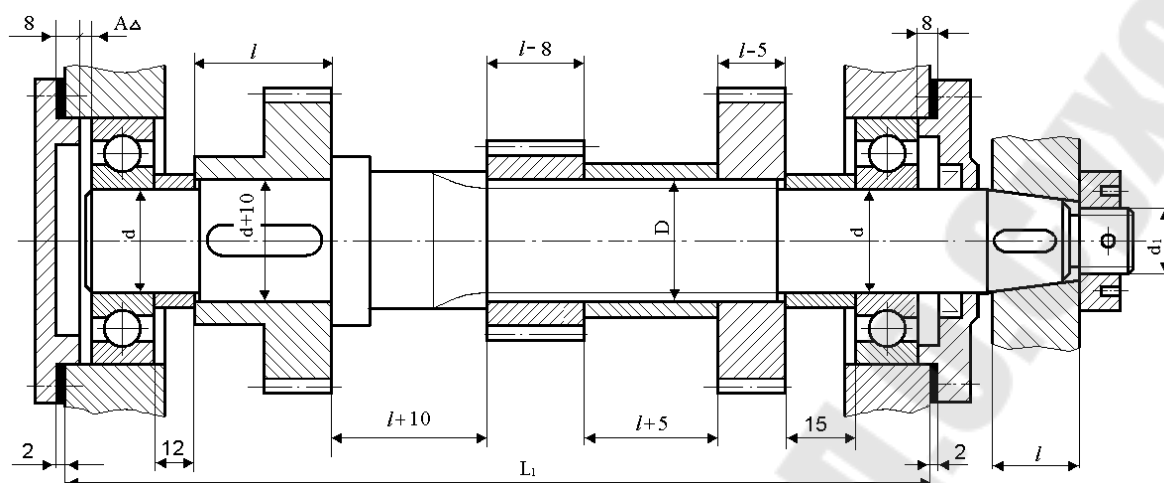
Схема 5



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
41	$A_{\Delta} = 1^{+0,5}_{-0,9}$	206	750	колеба- тельное	циркуля- ционное	45	$M42 \times 2 - \frac{6H}{6g}$	40	D
42	$A_{\Delta} = 2^{+0,9}_{-0,5}$	207	1450	колеба- тельное	циркуля- ционное	50	$M50 \times 2 - \frac{6H}{6g}$	42	d
43	$A_{\Delta} = 3^{+0,3}$	208	1950	колеба- тельное	циркуля- ционное	55	$M55 \times 2 - \frac{6G}{6h}$	48	b
44	$A_{\Delta} = 1^{+0,6}_{-0,8}$	209	2450	местное	циркуля- ционное	60	$M60 \times 2 - \frac{7H}{8g}$	50	b
45	$A_{\Delta} = 2^{+0,8}_{-0,7}$	210	2950	местное	циркуля- ционное	62	$M58 \times 2 - \frac{7H}{8g}$	40	D
46	$A_{\Delta} = 3^{+0,1}_{-0,7}$	6-210	3450	местное	циркуля- ционное	60	$M50 \times 1,5 - \frac{6H}{6g}$	50	d
47	$A_{\Delta} = 1^{+0,8}_{-0,9}$	6-209	3950	колеба- тельное	циркуля- ционное	58	$M50 \times 2 - \frac{7G}{8h}$	54	D
48	$A_{\Delta} = 2^{+0,7}_{-0,8}$	6-208	4900	колеба- тельное	циркуля- ционное	52	$M46 \times 2 - \frac{7G}{8h}$	50	D
49	$A_{\Delta} = 3_{-0,8}$	6-207	5900	местное	циркуля- ционное	48	$M42 \times 2 - \frac{4H6H}{4h}$	42	b
50	$A_{\Delta} = 1 \pm 0,9$	6-207	6900	местное	циркуля- ционное	42	$M50 \times 2 - \frac{6G}{6h}$	40	b

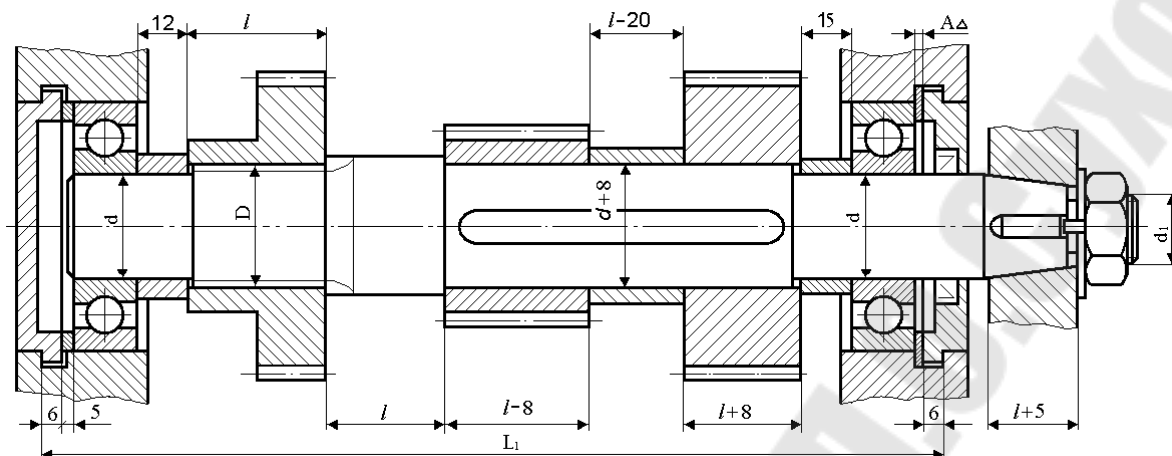
Схема 6



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
51	$A_{\Delta} = 1^{+0,8}_{-0,5}$	206	300	местное	циркуля- ционное	35	$M24 \times 1,5 - \frac{6H}{6g}$	40	D
52	$A_{\Delta} = 1 \pm 0,8$	6-206	1000	местное	циркуля- ционное	38	$M24 \times 1 - \frac{6H}{6g}$	42	d
53	$A_{\Delta} = 2^{+0,2}_{-0,7}$	207	1500	местное	циркуля- ционное	40	$M22 \times 1,5 - \frac{6H}{6g}$	48	b
54	$A_{\Delta} = 1^{+0,9}_{-0,5}$	6-207	2000	местное	циркуля- ционное	50	$M22 \times 1 - \frac{6H}{6g}$	50	b
55	$A_{\Delta} = 1^{+0,7}_{+0,9}$	208	2500	местное	циркуля- ционное	30	$M33 \times 1,5 - \frac{6H}{6g}$	40	D
56	$A_{\Delta} = 2 \pm 0,7$	6-208	3000	колеба- тельное	циркуля- ционное	32	$M33 - \frac{6H}{6g}$	50	d
57	$A_{\Delta} = 1^{-0,7}_{-0,5}$	5-206	3500	колеба- тельное	циркуля- ционное	35	$M24 \times 1,5 - \frac{7H}{6g}$	54	D
58	$A_{\Delta} = 1 \pm 0,9$	206	4000	колеба- тельное	циркуля- ционное	42	$M24 - \frac{7H}{6g}$	50	D
59	$A_{\Delta} = 2^{+0,6}_{-0,2}$	5-208	5000	колеба- тельное	циркуля- ционное	45	$M30 \times 2 - \frac{7H}{8g}$	42	b
60	$A_{\Delta} = 1^{+0,9}_{-0,4}$	208	6000	колеба- тельное	циркуля- ционное	32	$M30 - \frac{7H}{8g}$	40	b

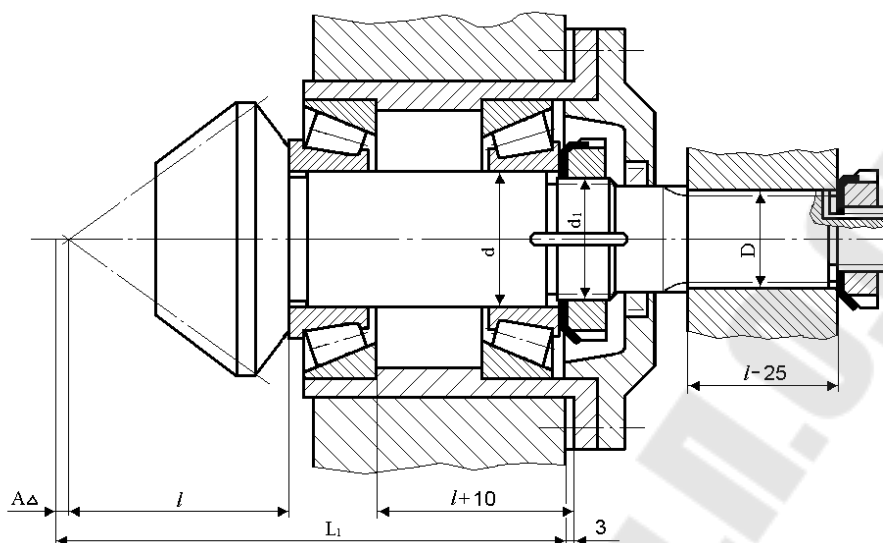
Схема 7



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
61	$A_{\Delta} = 1^{+0,2}_{-0,9}$	207	400	колеба- тельное	циркуля- ционное	40	M24×1,5 - $\frac{6H}{6g}$	40	D
62	$A_{\Delta} = 2^{+0,7}_{-0,8}$	208	1100	колеба- тельное	циркуля- ционное	42	M24×1 - $\frac{6H}{6g}$	42	d
63	$A_{\Delta} = 2^{+0,4}_{-0,9}$	209	1600	местное	циркуля- ционное	45	M22×1,5 - $\frac{6H}{6g}$	48	b
64	$A_{\Delta} = 3 \pm 0,8$	210	2100	местное	циркуля- ционное	48	M22×1 - $\frac{6H}{6g}$	50	b
65	$A_{\Delta} = 1^{+0,4}_{+0,9}$	6-207	2600	колеба- тельное	циркуля- ционное	60	M33×1,5 - $\frac{6H}{6g}$	40	D
66	$A_{\Delta} = 3 \pm 0,8$	6-208	3100	колеба- тельное	циркуля- ционное	45	M33 - $\frac{6H}{6g}$	50	d
67	$A_{\Delta} = 2^{-0,7}_{-0,9}$	6-209	3600	местное	циркуля- ционное	46	M24×1,5 - $\frac{7H}{6g}$	54	D
68	$A_{\Delta} = 3^{+0,8}_{-0,9}$	6-210	4200	местное	циркуля- ционное	62	M24 - $\frac{7H}{6g}$	50	D
69	$A_{\Delta} = 4^{+0,9}_{-0,2}$	5-207	5200	колеба- тельное	циркуля- ционное	58	M30×2 - $\frac{7H}{8g}$	42	b
70	$A_{\Delta} = 1 \pm 0,8$	5-208	6200	колеба- тельное	циркуля- ционное	52	M30 - $\frac{7H}{8g}$	40	b

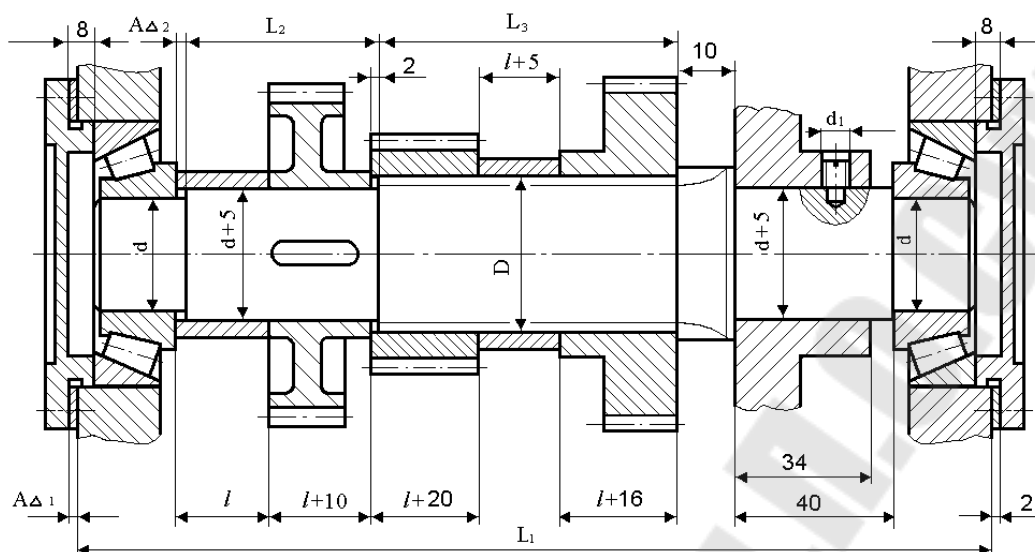
Схема 8



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
71	$A_{\Delta} = 0,5 \pm 0,1$	7508	500	колеба- тельное	циркуля- ционное	65	M24×1,5 - $\frac{6H}{6g}$	52	D
72	$A_{\Delta} = 0,4^{+0,2}$	7509	1200	колеба- тельное	циркуля- ционное	70	M24×1 - $\frac{6H}{6g}$	42	d
73	$A_{\Delta} = 0,6_{-0,2}$	7510	1700	колеба- тельное	циркуля- ционное	75	M22×1,5 - $\frac{6H}{6g}$	48	b
74	$A_{\Delta} = 7^{+0,2}_{-0,1}$	7511	2200	колеба- тельное	циркуля- ционное	80	M22×1 - $\frac{6H}{6g}$	82	D
75	$A_{\Delta} = 0,5^{+0,1}_{-0,2}$	7512	2700	колеба- тельное	циркуля- ционное	85	M33×1,5 - $\frac{6H}{6g}$	10 2	d
76	$A_{\Delta} = 0,6^{+0,3}_{-0,1}$	6-7512	3200	местное	циркуля- ционное	85	M33 - $\frac{6H}{6g}$	12 5	b
77	$A_{\Delta} = 0,7^{+0,1}_{-0,3}$	6-7511	3700	местное	циркуля- ционное	80	M24×1,5 - $\frac{7H}{6g}$	54	D
78	$A_{\Delta} = 0,6 \pm 0,2$	6-7510	4400	местное	циркуля- ционное	75	M24 - $\frac{7H}{6g}$	50	D
79	$A_{\Delta} = 0,5_{-0,3}$	6-7509	5400	местное	циркуля- ционное	70	M30×2 - $\frac{7H}{8g}$	52	b
80	$A_{\Delta} = 0,7^{+0,3}$	6-7508	6400	местное	циркуля- ционное	65	M30 - $\frac{7H}{8g}$	48	b

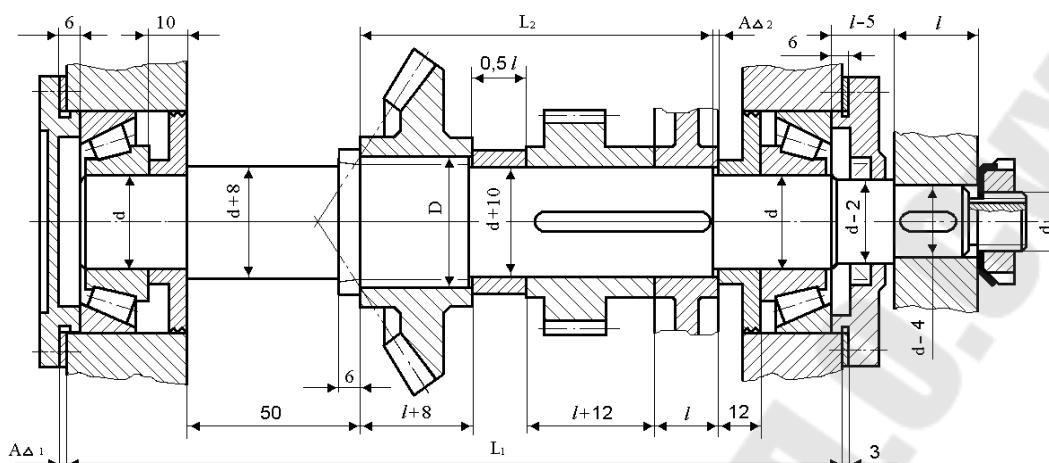
Схема 9



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
81	$A_{\Delta}^1 = 2^{+0,7}_{-0,8}$	7204	600	местное	циркуля- ционное	20	$M6 - \frac{6H}{6g}$	52	D
82	$A_{\Delta}^2 = 3^{+0,2}$	7205	1300	местное	циркуля- ционное	20	$M6 \times 0,75 - \frac{6H}{6g}$	42	d
83	$A_{\Delta}^1 = 3 \pm 0,9$	6-7205	1800	колеба- тельное	циркуля- ционное	25	$M6 - \frac{7H}{8g}$	48	b
84	$A_{\Delta}^2 = 2 \pm 0,1$	7206	2300	колеба- тельное	циркуля- ционное	20	$M8 \times 0,5 - \frac{6H}{6g}$	82	D
85	$A_{\Delta}^1 = 2^{+0,9}_{-0,8}$	6-7206	2800	местное	циркуля- ционное	28	$M8 - \frac{6H}{6g}$	102	d
86	$A_{\Delta}^2 = 2 \pm 0,1$	5-7206	3300	местное	циркуля- ционное	25	$M8 \times 0,75 - \frac{6H}{6g}$	125	b
87	$A_{\Delta}^1 = 3^{+0,4}_{+0,8}$	7207	3100	колеба- тельное	циркуля- ционное	30	$M8 - \frac{7H}{8g}$	54	D
88	$A_{\Delta}^2 = 2_{-0,3}$	6-7207	4600	колеба- тельное	циркуля- ционное	25	$M8 \times 1 - \frac{7H}{8g}$	50	D
89	$A_{\Delta}^1 = 2^{+0,8}_{-0,4}$	7208	5600	местное	циркуля- ционное	32	$M10 - \frac{6H}{6g}$	52	b
90	$A_{\Delta}^2 = 4_{-0,2}$	6-7208	6600	местное	циркуля- ционное	30	$M10 \times 1,25 - \frac{6H}{6g}$	48	D

Схема 10



Неуказанные линейные и радиальные размеры принять исходя из особенностей конструкции и функционального назначения.

Но- мер вари- анта	Исходное звено, мм	ПОДШИПНИКИ				l, мм	Резьбовое соединение	Шлицевое соединение	
		Услов- ное обозна- чение	Ради- альная нагруз- ка, Н	Виды нагрузе- ния колец				D, мм	Способ центри- рования
				внут- реннее	наруж- ное				
91	$A_{\Delta}^1 = 2^{+0,9}_{-0,7}$	7204	700	колеба- тельное	циркуля- ционное	20	$M32 \times 2 - \frac{7G}{7g6g}$	42	d
92	$A_{\Delta}^1 = 3^{+0,7}_{-0,8}$	7205	1400	колеба- тельное	циркуля- ционное	25	$M32 \times 1,5 - \frac{7G}{7h6h}$	48	b
93	$A_{\Delta}^2 = 3 \pm 0,1$	7206	1900	местное	циркуля- ционное	25	$M28 \times 1,5 - \frac{7H}{7g}$	50	D
94	$A_{\Delta}^1 = 3 \pm 0,8$	6-7206	2400	местное	циркуля- ционное	25	$M22 \times 1,5 - \frac{6H8H}{6h}$	40	d
95	$A_{\Delta}^1 = 2^{+0,7}_{-0,9}$	7207	2900	колеба- тельное	циркуля- ционное	28	$M20 \times 2 - \frac{6G}{6h}$	50	b
96	$A_{\Delta}^1 = 3^{+0,7}_{-0,6}$	6-7204	3400	колеба- тельное	циркуля- ционное	20	$M12 \times 1,5 - \frac{7H}{8g}$	54	D
97	$A_{\Delta}^2 = 3^{+0,4}$	5-7204	3900	местное	циркуля- ционное	22	$M12 \times 1,25 - \frac{8H}{6g}$	50	D
98	$A_{\Delta}^1 = 3^{+0,8}_{-0,9}$	6-7205	4800	местное	циркуля- ционное	25	$M22 \times 2 - \frac{6H}{6g}$	42	b
99	$A_{\Delta}^1 = 2^{+0,9}_{-0,8}$	5-7206	5800	колеба- тельное	циркуля- ционное	32	$M24 \times 1,5 - \frac{6G}{6h}$	40	D
100	$A_{\Delta}^2 = 3_{-0,3}$	6-7205	6800	колеба- тельное	циркуля- ционное	30	$M20 \times 2 - \frac{6G}{6h}$		

Исходные значения для расчета точности зубчатых колес

Номер варианта	m , мм	Z_1	Z_2	Частота вращения n , мин ⁻¹	Рабочая температура передачи, °С	Рабочая температура корпуса, °С
1	1,5	20	60	980	70	50
2	2	25	75	1450	60	40
3	3	19	57	1950	80	60
4	4	35	70	740	85	60
5	5	28	56	975	70	55
6	6	25	50	725	75	55
7	2,5	20	60	485	60	50
8	8	19	38	245	65	40
9	1	55	110	1950	80	70
10	2	65	130	1450	75	70
11	1	20	40	975	70	65
12	1,5	21	42	735	65	60
13	2	77	154	780	60	55
14	3	48	96	725	55	50
15	4	42	84	485	65	55
16	5	31	62	300	70	65
17	6	25	50	360	80	75
18	7,5	54	108	380	75	65
19	8	57	114	420	70	50
20	1	19	38	1450	75	65
21	8	22	44	450	60	45
22	1	113	226	2450	80	60
23	1,5	59	118	1950	85	60
24	2	39	78	950	70	55
25	3	31	93	750	75	55
26	4	36	108	725	60	50
27	5	34	102	250	65	40
28	6	29	125	125	80	70
29	2,5	33	99	300	75	70
30	8	21	63	125	70	65
31	1,5	20	60	980	70	50
32	2	25	75	1450	60	40
33	3	19	57	1950	80	60
34	4	35	70	740	85	60

Продолжение табл. П.1.3

Номер варианта	m , мм	Z_1	Z_2	Частота вращения n , мин ⁻¹	Рабочая температура передачи, °С	Рабочая температура корпуса, °С
35	5	28	56	975	70	55
36	6	25	50	725	75	55
37	2,5	20	60	485	60	50
38	8	19	38	245	65	40
39	1	55	110	1950	80	70
40	2	65	130	1450	75	70
41	1	20	40	975	70	65
42	1,5	21	42	735	65	60
43	2	77	154	780	60	55
44	3	48	96	725	55	50
45	4	42	84	485	65	55
46	5	31	62	300	70	65
47	6	25	50	360	80	75
48	7,5	54	108	380	75	65
49	8	57	114	420	70	50
50	1	19	38	1450	75	65
51	8	22	44	450	60	45
52	1	113	226	2450	80	60
53	1,5	59	118	1950	85	60
54	2	39	78	950	70	55
55	3	31	93	750	75	55
56	4	36	108	725	60	50
57	5	34	102	250	65	40
58	6	29	125	125	80	70
59	2,5	33	99	300	75	70
60	8	21	63	125	70	65
61	1,5	20	60	980	70	50
62	2	25	75	1450	60	40
63	3	19	57	1950	80	60
64	4	35	70	740	85	60
65	5	28	56	975	70	55
66	6	25	50	725	75	55
67	2,5	20	60	485	60	50
68	8	19	38	245	65	40
69	1	55	110	1950	80	70

Окончание табл. П.1.3

Номер варианта	m , мм	Z_1	Z_2	Частота вращения n , мин ⁻¹	Рабочая температура передачи, °С	Рабочая температура корпуса, °С
70	2	65	130	1450	75	70
71	1	20	40	975	70	65
72	1,5	21	42	735	65	60
73	2	77	154	780	60	55
74	3	48	96	725	55	50
75	4	42	84	485	65	55
76	5	31	62	300	70	65
77	6	25	50	360	80	75
78	7,5	54	108	380	75	65
79	8	57	114	420	70	50
80	1	19	38	1450	75	65
81	8	22	44	450	60	45
82	1	113	226	2450	80	60
83	1,5	59	118	1950	85	60
84	2	39	78	950	70	55
85	3	31	93	750	75	55
86	4	36	108	725	60	50
87	5	34	102	250	65	40
88	6	29	125	125	80	70
89	2,5	33	99	300	75	70
90	8	21	63	125	70	65
91	1,5	20	60	980	70	50
92	2	25	75	1450	60	40
93	3	19	57	1950	80	60
94	4	35	70	740	85	60
95	5	28	56	975	70	55
96	6	25	50	725	75	55
97	2,5	20	60	485	60	50
98	8	19	38	245	65	40
99	1	55	110	1950	80	70
100	2	65	130	1450	75	70

Содержание

1. Цели и задачи.....	3
2. Задание на проектирование и содержание курсовой работы	3
3. Методические указания по выполнению отдельных разделов курсовой работы	5
3.1. Расчет и выбор посадки для гладкого цилиндрического соединения с гарантированным натягом	5
3.2. Расчет и выбор посадки для гладкого цилиндрического соединения с гарантированным зазором	10
3.3. Выбор универсальных средств измерения для контроля деталей гладкого цилиндрического соединения	14
3.4. Расчет исполнительных размеров предельных калибров для контроля деталей гладкого цилиндрического соединения	15
3.5. Выбор посадок для подшипника качения, нагруженного постоянной по величине и направлению радиальной силой	16
3.6. Назначение и расчет посадок шлицевого прямобочного соединения	18
3.7. Расчет исполнительных размеров предельных калибров для контроля шлицевого прямобочного соединения	18
3.8. Расчет резьбового соединения и проектирование калибров.....	19
3.9. Расчет точности осевых размеров деталей, входящих в сборочный узел	20
3.10. Расчет и нормирование точности и вида сопряжения зубчатой передачи	24
3.11. Выполнение чертежей деталей.....	28
4. Указания по оформлению и сдаче курсовой работы.....	33
Литература	38
Приложение	39

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Кирпиченко Юрий Ефремович

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

**Учебно-методическое пособие
по выполнению курсовой работы для студентов
машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. В. Гладкова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 25.03.16.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 3,17.

Изд. № 135.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48