



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЦЕНТР ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторным работам

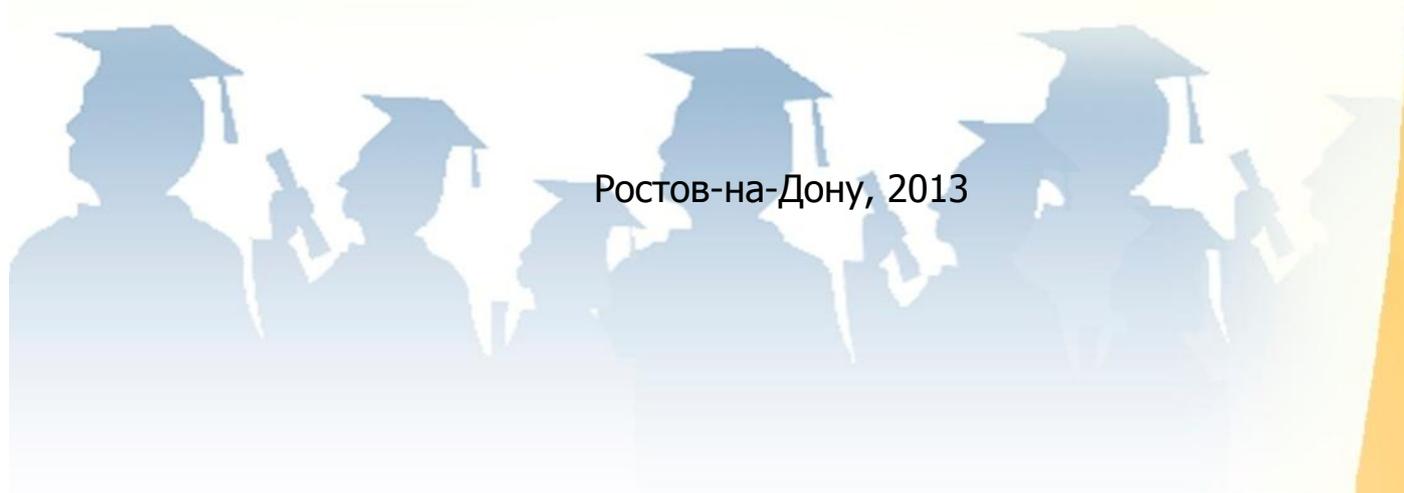
«Детали машин и основы конструирования»

Авторы

Кушнарев В.И.

Савостина Т.П.

Ростов-на-Дону, 2013





Аннотация

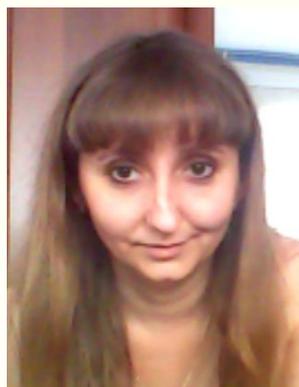
Методические указания предназначены для студентов всех специальностей, очной и заочной форм обучения.

Авторы



к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»

Кушнарев В.И.



ассистент кафедры «Основы конструирования машин»

Савостина Т.П.





Оглавление

Лабораторная работа № 1 «Расчёт несущей способности болтов»	5
Исходные данные для расчета несущей способности заданного резьбового соединения	5
Порядок расчета	6
Теоретическая часть.....	6
Бланк отчета.....	11
Лабораторная работа № 2 «Кинематический и энергетический расчет привода».....	15
Таблица исходных данных для кинематического и энергетического расчета привода.....	15
Цель лабораторной работы	16
Общие сведения о Редукторах.....	16
Последовательность выполнения работы.....	17
Условные обозначения	19
Электродвигатели асинхронные.....	20
Бланк отчета.....	22
Лабораторная работа №3 «Подбор и проверка работоспособности шпоночных и шлицевых соединений»	26
Исходные данные для подбора и проверки шпоночных соединений вала... ..	26
Общие сведения о шпоночных соединениях	27
Материалы деталей шпоночных и шлицевых соединений.....	29
Шпонки призматические.....	30
Шпонки сегментные	31
Шпонки клиновые.....	32
Подбор и проверка работоспособности шлицевых соединений.....	33
Исходные данные для подбора и расчета шлицевого соединения	33
Общие сведения	34
Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные по ГОСТ1139-80.....	35
Бланк отчета.....	37



Лабораторная работа №4 «Идентификация подшипников качения»	41
Цель работы	41
Подшипники качения и их маркировка	41
Порядок выполнения работы	45
Бланк отчета.....	46
Лабораторная работа №5 «Ориентировочный расчет подшипников качения».....	48
Таблица исходных данных.....	48
Лабораторная работа №6 «Определение геометрических параметров деталей зубчатых передач»	56
Цель работы	56
Детали зубчатых передач	56
Порядок выполнения работы	57
Геометрические параметры цилиндрических передач	58
Геометрические параметры конических передач	60
Бланк отчета.....	63
Лабораторная работа №7 «Основы конструирования редукторов»	67
Цель работы	67
Общие сведения о редукторах	67
Элементы редукторов	68
Последовательность выполнения работы.....	70
Контрольные вопросы	73
Литература	74
Бланк отчета.....	75



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

«РАСЧЁТ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ БОЛТОВ»

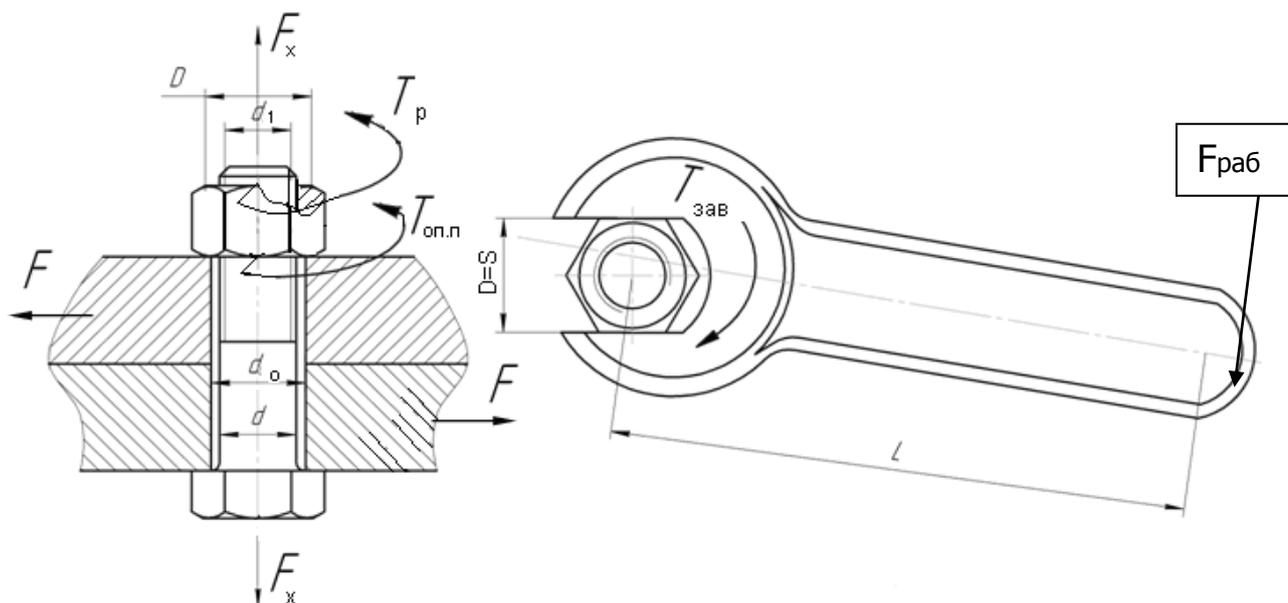
Таблица 1.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЗАДАННОГО РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

№ Варианта	Метрическая резьба		Шаг Р, мм	Коэф-нт трения f	Коэф-нт учитыв. кручение К	Длина ключа L, мм
	Наружный диаметр d, мм	Внутренний диаметр d ₁ , мм				
1	8	6,647	1,25	0,1	1,2	115
2	8	6,917	1,0	0,12	1,25	115
3	8	7,188	0,75	0,14	1,3	115
4	10	8,376	1,5	0,1	1,2	140
5	10	8,647	1,25	0,12	1,2	140
6	10	8,917	1,0	0,14	1,3	140
7	10	9,188	0,75	0,15	1,35	140
8	12	10,106	1,75	0,1	1,2	180
9	12	10,376	1,5	0,11	1,25	180
10	12	10,647	1,25	0,12	1,3	180
11	12	10,917	1,0	0,13	1,35	180
12	12	11,188	0,75	0,15	1,2	180
13	16	13,835	2,0	0,1	1,2	210
14	16	14,376	1,5	0,12	1,25	210
15	16	14,917	1,0	0,14	1,3	210
16	16	15,188	0,75	0,15	1,35	210
17	20	17,294	2,5	0,1	1,2	280
18	20	17,835	2,0	0,12	1,25	280
19	20	18,376	1,5	0,13	1,3	280
20	20	18,917	1,0	0,14	1,35	280
21	24	20,752	3,0	0,1	1,35	340
22	24	21,835	2,0	0,12	1,3	340
23	24	22,376	1,5	0,13	1,25	340
24	24	22,917	1,0	0,14	1,2	340
25	24	23,188	2,5	0,15	1,3	340



Примечание: при расчетах с целью сравнения результатов и построения общего графика принимать одинаковыми материалы, $F_{раб}$, f и K .



ПОРЯДОК РАСЧЕТА

Исходные данные (см. табл. 1). Таблица 2, размер под ключ – S .

1. Ознакомиться с физическим смыслом и исходными данными уравнения завинчивания гайки $T_{зав}$
2. Рассчитать угол подъема резьбы φ и приведенный угол трения ρ' .
3. Рассчитать обозначенные индексами А и Б составляющие уравнения $T_{зав}$.
4. Выбрать материал винта и гайки. Определить коэффициент запаса прочности $[S]$ и допускаемые напряжения $[\sigma_p]$
5. Для заданного болта рассчитать действительные напряжения σ и коэффициент запаса прочности S .
6. В зависимости от результата выполнения условия прочности дать рекомендации по выбору болта и ключа. Построить график

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

В рассматриваемом соединении плоских деталей, подверженных действию сдвигающей силы, неподвижность соединения обеспечивается силами трения, между деталями. В этом случае болт установлен в отверстии с зазором.

Его назначение состоит в создании необходимой силы прижатия деталей F_x , обеспечивающий силу трения $F_f = F_x \cdot f$, которая для надежности работы соединения должна быть больше сдвигающей силы – F .



При затягивании гайки моментом $F_{\text{раб}} \cdot L$ осевая сила F_x вызывает сопротивление вращению гайки относительно болта в виде момента в резьбе – T_p , и момента трения в опорной поверхности гайки – $T_{\text{оп.п}}$, составляющих в сумме момент завинчивания $T_{\text{зав}} = T_p + T_{\text{оп.п}}$.

Имея геометрические параметры резьбы и гайки, это можно выразить в виде уравнения $T_{\text{зав}} = F_x \frac{d_2}{2} \text{tg} \left(\varphi + \rho' \right) + F_x \cdot f \cdot \frac{1}{3} \left(\frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \right)$.

Условие работоспособности представленного резьбового соединения – неподвижность соединяемых пластин, для этого детали должны быть сжаты силой – F_x .

Предел этой силы ограничивается с одной стороны прочностью болта, а с другой – моментом завинчивания, зависящим от усилия рабочего и длины ключа. Задача теоретического эксперимента состоит в определении этих характеристик и принятии решения по созданию работоспособной конструкции.

1. Определим момент завинчивания гайки $T_{\text{зав}}$:

$$T_{\text{зав}} = F_{\text{раб}} \cdot L \text{ (Нмм)};$$

где $F_{\text{раб}} = 160 \dots 200 \text{ Н}$ – усилие рабочего, приложенное к ключу;

L – длина ключа (таблица 1);

2. Анализируем уравнение $T_{\text{зав}}$, учитывающее момент в резьбе и в опорной поверхности гайки:

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_{\text{оп.п}},$$

$$T_{\text{зав}} = F_x \frac{d_2}{2} \text{tg} \left(\varphi + \rho' \right) + F_x \cdot f \cdot \frac{1}{3} \left(\frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \right), \quad (1)$$

Обозначим :

$$A = \frac{d_2}{2} \text{tg} \left(\varphi + \rho' \right), \quad B = f \cdot \frac{1}{3} \left(\frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \right).$$

3. Рассчитываем А и Б

3.1 Рассчитываем А



$$A = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \varphi + \rho',$$

где d_2 – средний диаметр резьбы (выбираем из ГОСТ), (мм).

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} \right) \text{ – угол подъема винтовой линии,}$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) \text{ – угол трения в резьбе,}$$

где $p(S)$ – шаг резьбы (таблица 1, или ГОСТ);

f – коэффициент трения (таблица 1);

α – угла профиля резьбы ($\alpha = 60^\circ$ для метрической резьбы).

3.2 Рассчитываем Б

$$B = f \cdot \frac{1}{3} \left(\frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \right),$$

где $D = S - 1 \text{ мм}$; S – размер гайки под ключ, согласно ГОСТ (таблица 2)

$d_0 = d + 1 \text{ мм}$ – диаметр отверстия в детали (мм).

3.3. Определим осевое усилие затяжки винта

$$F_x = \frac{T_{зав}}{A + B}.$$

4. Рассчитываем болт на растяжение от силы F_x в опасном сечении, с учетом кручения от момента в резьбе – T_p коэффициентом K (табл.1).

Разрушение болта должно произойти по минимальному диаметру.

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_x \cdot K}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

где σ_p – напряжение в детали при растяжении с учетом кручения, МПа;

K – коэффициент учитывающий кручение (таблица 1).

5. Назначаем материал болта σ_T и коэффициент запаса прочности в зависимости от материала и условий работы

Рассчитываем допускаемые напряжения :



$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S}$$

где σ_T – предел текучести, МПа (выбираем из таблицы 3).

$[S]$ – коэффициент запаса прочности, выбираем из таблицы 4.

6. Сравним расчетное напряжение σ_p с допускаемым напряжением $[\sigma_p]$.

7. Рассчитываем коэффициент запаса прочности $S = \frac{\sigma_T}{\sigma_p}$, проверяем условие

прочности: $\sigma_p < [\sigma_p]$ или $S > [S]$.

8. В зависимости от результата выполнения условия прочности, даем рекомендации по выбору размеров болта, длины ключа или материала.

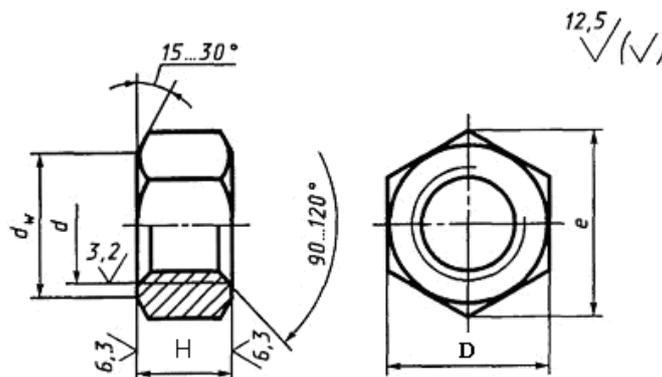
В случае необходимости замены болта рассчитываем его диаметр:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_x \cdot K}{\pi [\sigma_p]}} \text{, мм}$$

9. Строим общий график зависимостей σ_p и S от диаметров болтов для всей группы

Таблица 2

Гайка повышенной точности с уменьшенным размером «под ключ»
Гайки по ГОСТ 1524-70



d , мм	8	10	12	(14)	16	(18)	20	24
D , мм	12	14	17	19	22	24	27	32



Таблица 3

Физико-механические свойства материалов болтов и гаек

Материал Стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^5$, МПа	Коэффиц. Пуассона μ
Ст3	380-470	200-240	120-160	2,0	0,3
20	420-500	240	120-160	2,0	0,3
30	500-600	300	170-210	2,0	0,3
45	610-750	360	190-250	2,0-2,1	0,3

Таблица 4

Значение коэффициентов запаса прочности [S] для болтов с метрической резьбой (М6-М24) при неконтролируемой затяжке:

Материал болта	Значение при постоянной нагрузке		Значение при переменной нагрузке	
	М6-М16	М16-М30	М6-М16	М16-М30
Углеродистая сталь ГОСТ 380-71	5-4	4-2,5	12-8,5	8,5
Легированные стали ГОСТ 4543-71	6,5-5	5-3,3	10- 6,5	6,5

Примечание: При контролируемой затяжке коэффициент запаса прочности выбирают в пределах $[S] = 1,2 \dots 1,5$.



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Кафедра "Основы конструирования машин"

Лабораторная работа № 1

Тема: «Расчёт несущей способности болтов».

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

г.Ростов-на-Дону

20 г.



Исходные данные:

1. Цель работы: _____

2. Рисунок резьбового соединения

3. Написать формулу зависимости момента на рукоятке - $T_{зав}$ от моментов в резьбе и в опорной поверхности гайки, ознакомится с ее исходными данными.

$$T_{зав} =$$

4. Расчет осевой нагрузки на винт

4.1. Рассчитываем

$$T_{зав} = F_{раб} \cdot L = \quad \text{Нмм.}$$

4.2. Обозначаем и рассчитываем:

$$\varphi = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) =$$

$$\rho' = \arctg\left(\frac{f}{\cos \alpha / 2}\right) =$$

$$A = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho') =$$



4.3. Обозначаем и рассчитываем:

$$B = \frac{1}{3} \cdot f \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2} = \frac{1}{3} \cdot \dots =$$

4.4. Уравнение (1) примет вид

$$T_{зав} = F_x \cdot (A+B) = \dots \text{ Нмм.}$$

4.5. Рассчитываем

$$F_x = \frac{T_{зав}}{A+B} = \dots = \dots \text{ Н.}$$

5. Расчет допускаемых напряжений в зависимости от выбранного материала винта и условий затяжки (контролируемой, неконтролируемой)

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \dots = \dots \text{ (МПа)}$$

σ_T – из таблиц прочности материалов.

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, из таблиц 4.

6. Расчет напряжений в опасном сечении винта

$$\sigma_p = \frac{k \cdot 4F_x}{\pi d_1^2} = \dots = \dots \text{ (МПа).}$$

7. Сравнение результата расчетов по условию прочности, вывод о прочности винта и возможности его использования для сборки изделия.

$$\sigma_p \geq [\sigma_p] \text{ или } \sigma_p \leq [\sigma_p]$$

8. Расчет коэффициента запаса прочности:

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_p} = \dots = \dots \quad S > [S] \text{ или } S < [S]$$

9. Вывод по результатам расчетов _____

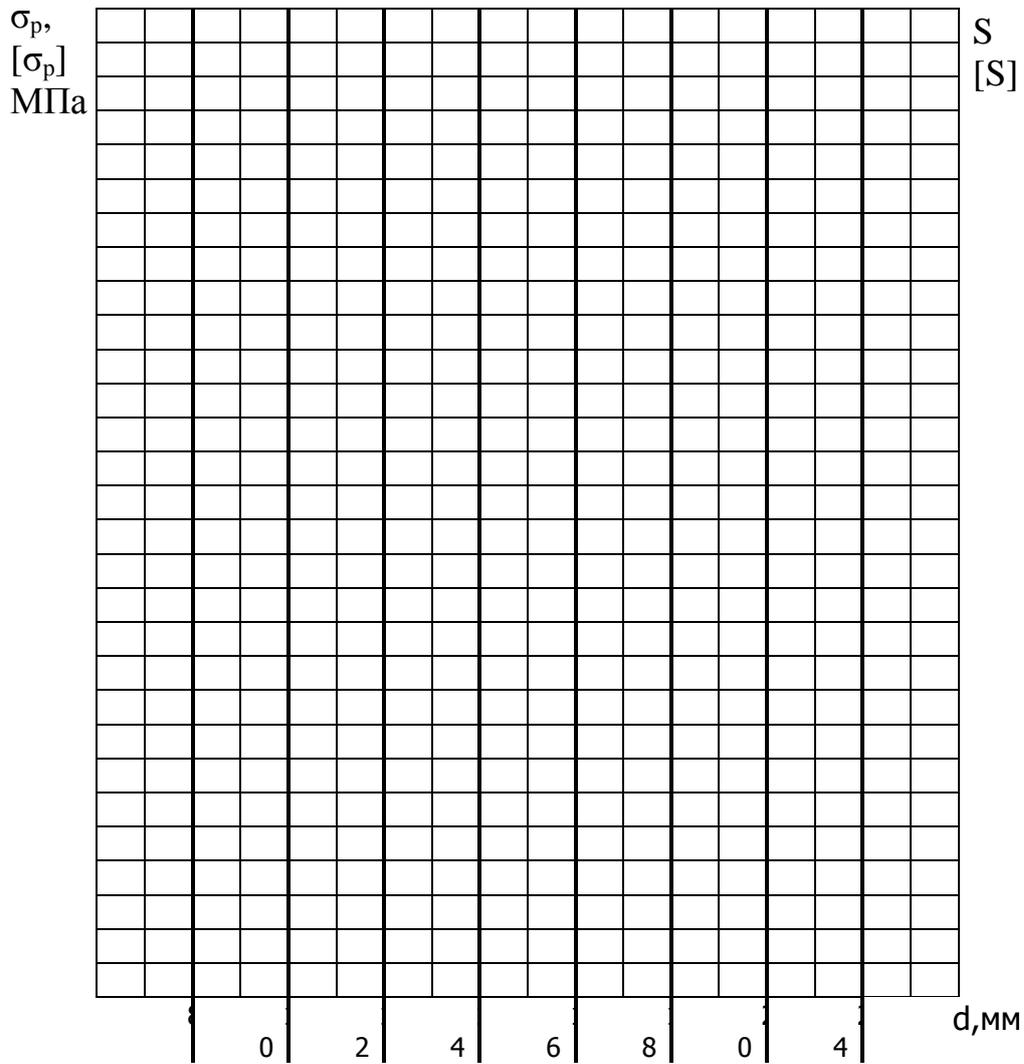


График напряжений и коэффициентов безопасности в зависимости от диаметров болтов

Выводы по результатам расчетов группы болтов:



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

«КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА»

ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА

№ по списку	№ модели	Исходные данные на исполнительном органе			Область применения привода
		F, кН	$\approx V$ м/с	D, м	
1	1	1,0	2,7	0,3	Подъемники
2	2	1,8	1,6	0,45	Конвейеры
3	3	1,4	3,7	0,25	Конвейеры
4	4	1,7	3,2	0,3	Конвейеры
5	5	2,0	3,7	0,2	Центрифуга
6	6	2,8	2,5	0,3	Элеватор
7	7	1,4	2,7	0,25	Эскалатор
8	8	1,3	1,1	0,5	Конвейеры
9	9	0,65	3,8	0,35	Эскалатор
10	10	1,25	3,1	0,35	Центрифуга
11	1	0,8	2,7	0,3	Подъемники
12	2	1,35	1,6	0,45	Конвейеры
13	3	1,0	3,7	0,25	Конвейеры
14	4	1,2	3,2	0,3	Конвейеры
15	5	1,45	3,7	0,2	Центрифуга
16	6	0,85	2,5	0,3	Элеватор
17	7	1,8	2,7	0,25	Эскалатор
18	8	3,6	1,1	0,5	Конвейеры
19	9	0,9	3,8	0,35	Эскалатор
20	10	2,3	3,1	0,35	Центрифуга



ЦЕЛЬ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель лабораторной работы состоит в изучении способов передачи и преобразования механической энергии, передаваемой от источника к рабочему органу. В получении практических навыков в расчетах кинематических схем приводов.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ

Редуктором называется механизм, понижающий угловую скорость и повышающий крутящий момент по кинематической цепи от электродвигателя к выходному валу привода. Редукторы состоят из зубчатых и червячных передач в различных комбинациях, установленных в жестком корпусе. Название редуктора определяется типом, количеством и расположением ступеней передач.

В настоящей лабораторной работе используются рядовые редукторы с последовательным рядом передач, оси колес которых неподвижны;

Классификация рядовых редукторов, используемых в лабораторной работе.

По типу используемых передач могут быть редукторы:

- а) цилиндрические (рис. 1,а, б, д);
- б) комбинированные: коническо – цилиндрические, и другие. (рис. 1,в,г).
- в) червячные (рис.1,е);

По числу ступеней передач редукторы могут быть:.

- а) одноступенчатые;
- б) многоступенчатые – двух, трех и т.д. (рис. 1, а, б, в, г, д).

В редукторах число ступеней всегда на единицу меньше числа валов.

В рассматриваемых редукторах валы в пространстве расположены горизонтально, а могут располагаться и вертикально.

По взаимному расположению осей валов различают:

а) развернутые редукторы, оси валов которых расположены в одной плоскости;

б) соосные – редукторы, у которых оси ведущего и ведомого валов совпадают (рис. 1, д). По сравнению с развернутыми, соосные редукторы имеют несколько меньшие размеры по длине.

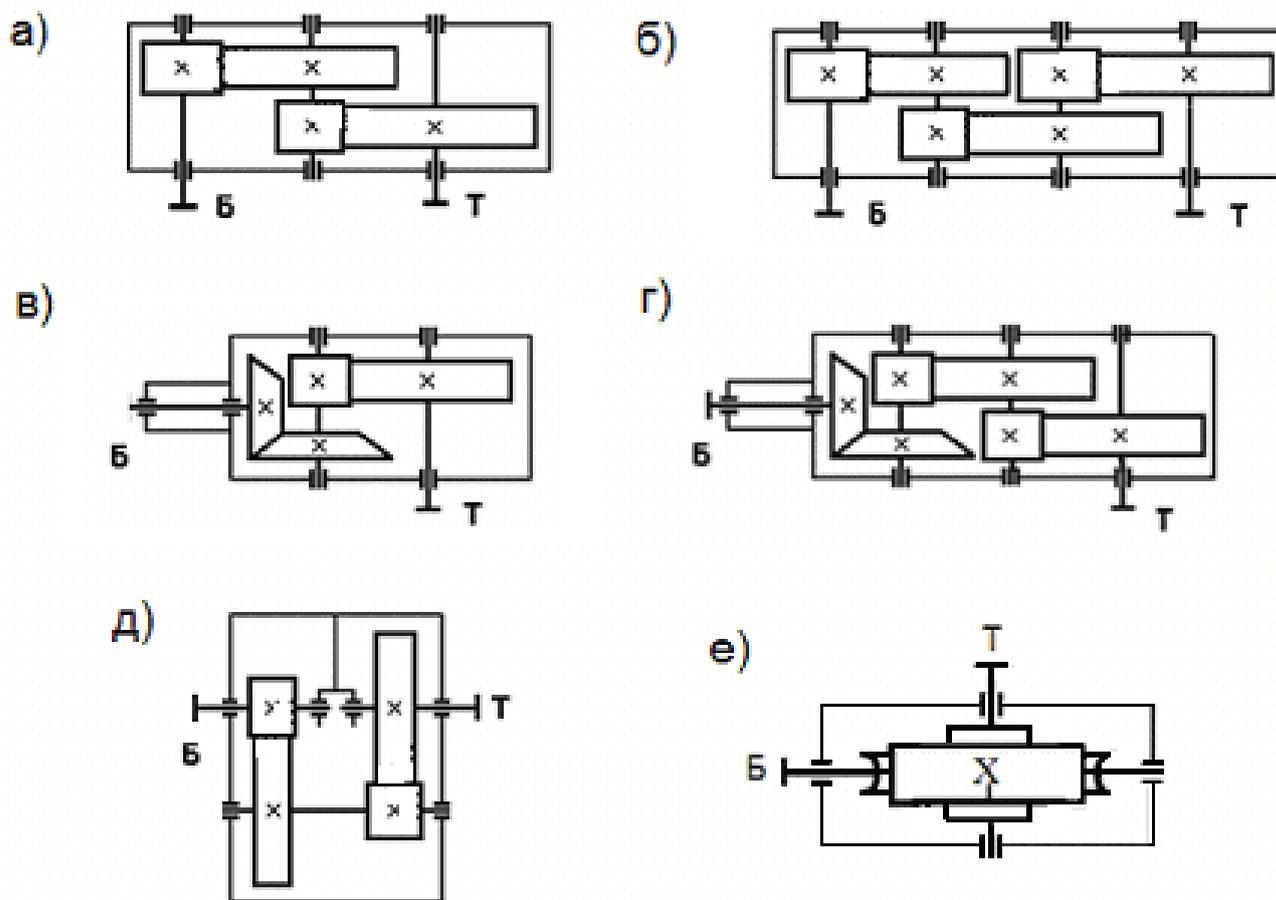


Рис. 1

Примеры изображения редукторов: а) двухступенчатый цилиндрический редуктор; б) трехступенчатый цилиндрический редуктор; в) коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор; г) коническо-цилиндрический трехступенчатый редуктор; д) соосный двухступенчатый редуктор; е) червячный редуктор.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

(результаты работы поместить в бланке отчета)

3.1. Определить цель лабораторной работы.

3.2. Из обозначенных в таблице 1.1 элементов составить кинематическую схему с использованием заданной модели привода (вид сверху).

3.3. Определить передаточные числа передач - U_i привода: зубчатых и цепных – через числа зубьев, ремённых – через диаметры шкивов.

3.4. Определить общее передаточное число привода, как произведение передаточных чисел. $U=U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_i$

3.5. Рассчитать частоту вращения выходного вала и ориентировочную частоту вращения вала электродвигателя



3.6. По исходным данным на исполнительном органе рассчитать $N_{\text{вых}}$.

3.7. Определить общий к.п.д. привода, как произведение отдельных значений к.п.д. элементов, встречающихся в приводе (значения к.п.д. элементов приведены в таблице 1.1).

3.8. Рассчитать затраченную (эффективную $N_{\text{эф}}$) мощность и выбрать из каталога электродвигатель, используя передаточные числа U , ближайшую большую мощность.

3.9. Определить частоты вращения валов.

3.10. Рассчитать распределение мощности по валам привода, исходя из $N_{\text{эф}}$.

3.11. Рассчитать крутящие моменты по валам.

3.12. Построить графики изменения частоты вращения, мощности и крутящих моментов от вала электродвигателя к валу рабочего органа привода. Масштаб изображения выбрать самостоятельно.

3.13. Сделать выводы, отражающие тенденцию изменения частоты вращения, мощности и крутящих моментов по валам привода от источника энергии к рабочему органу.



УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

элементов машин в кинематических схемах (ГОСТ 2.770 – 68)

Наименование элемента	Условное обозначение	К.П.Д.
Вал		
Муфта с упругим элементом		0.95-0.996
Муфта кулачково-дисковая		0.97-0.99
Муфта зубчатая		0.98-0.99
Подшипник. Общее назначение		0,99
Клиноременная передача		0.94-0.95
Цепная передача		0.93-0.98
Электродвигатель		
Для закрытых передач принимать большие значения		
Цилиндрическая прямозубая передача		0.93-0.98
Цилиндрическая косозубая передача		0.93-0.98
Коническая зубчатая передача		0.88-0.92
Червячная передача		0.4-0.8
Рабочие органы		
Барaban		
Звездочка		



ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ АСИНХРОННЫЕ

ЗАКРЫТЫЕ ОБДУВАЕМЫЕ ПО ГОСТ 19523-81

n = 750 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ, об /мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A80B8	0,55	700	22	1,6	1,7	$1,62 \cdot 10^{-2}$
2	4A90LA8	0,75	700	24	1,6	1,88	$2,7 \cdot 10^{-2}$
3	4A90LB8	1,1	700	24	1,6	1,88	$3,45 \cdot 10^{-2}$
4	4A100L8	1,5	700	28	1,6	1,88	$5,2 \cdot 10^{-2}$
5	4A112MA8	2,2	700	32	1,88	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
6	4A112MB8	3	700	32	1,88	2,2	$10 \cdot 10^{-2}$
7	4A132S8	4	720	38	1,88	2,59	$17 \cdot 10^{-2}$
8	4A132M8	5,5	720	38	1,88	2,59	$23 \cdot 10^{-2}$
9	4A160S8	7,5	730	48	1,38	2,2	$55 \cdot 10^{-2}$
10	4A160M8	11	730	48	1,38	2,2	$72 \cdot 10^{-2} 1.0$
11	4A180M8	15	730	55	1,2	2	1,0
12	4A200M8	18,5	735	60	1,2	2,2	1,6
13	4A200L8	22	730	60	1,2	2	1,81
14	4A225M8	30	735	65	1,29	2,09	2,95
15	4A250S8	37	735	65	1,2	2,0	4,62
16	4A250M8	45	740	65	1,2	2,0	4,62

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 1000 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ, об / мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A71B	0,55	900	19	2	2,2	$81 \cdot 10^{-4}$
2	4A80A6	0,75	915	22	2	2,2	$1,85 \cdot 10^{-2}$
3	4A80B6	1,1	920	22	2	2,2	$1,84 \cdot 10^{-2}$
4	4A90L6	1,5	935	24	2	2,2	$2,94 \cdot 10^{-2}$
5	4A100L6	2,2	950	28	2	2,2	$5,24 \cdot 10^{-2}$
6	4A112MA6	3	955	32	2	2,5	$7 \cdot 10^{-2}$
7	4A112MB6	4	950	32	2	2,5	$8 \cdot 10^{-2}$
8	4A132S6	5,5	965	38	2	2,5	$16 \cdot 10^{-2}$
9	4A132M6	7,5	970	38	2	2,5	$23 \cdot 10^{-2}$
10	4A160S6	11	975	42	1,2	2	$55 \cdot 10^{-2}$
11	4A160M6	15	975	42	1,2	2	$73 \cdot 10^{-2}$
12	4A180M6	18,5	975	48	1,2	2	$88 \cdot 10^{-2}$
13	4A200M6	22	975	48	1,29	2,4	1,6
14	4A200L6	30	980	55	1,1	2,4	1,81
15	4A225M6	37	980	55	1,2	2,3	2,95
16	4A250S6	45	985	65	1,2	2,1	4,62

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 1500 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ., об/мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A71A4	0,55	1390	19	2	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
2	4A71B4	0,75	1390	19	2	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
3	4A80A4	1,1	1420	22	2	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4	4A80B4	1,5	1415	22	2	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
5	4A90L4	2,2	1425	24	2,08	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
6	4A100S4	3	1435	28	2	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
7	4A100L4	4	1430	28	2	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
8	4A112M4	5,5	1445	32	2	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
9	4A132S4	7,5	1455	38	2,2	3	0,11
10	4A132M4	11	1460	38	2,2	3	0,16
11	4A160S4	15	1465	42	1,38	2,28	0,41
12	4A160M4	18,5	1465	42	1,38	2,28	0,51
13	4A180S4	22	1470	48	1,38	2,28	0,76
14	4A180M4	30	1470	48	1,39	2,29	0,93
15	4A200M4	37	1475	55	1,4	2,5	1,47
16	4A200L4	45	1475	55	1,4	2,5	1,78

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 3000 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ., об/мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A63B2	0,55	2740	14	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
2	4A71A2	0,75	2840	19	2	2	$39 \cdot 10^{-4}$
3	4A71B2	1,1	2810	19	2	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$
4	4A80A2	1,5	2850	22	2,08	2,58	$73 \cdot 10^{-4}$
5	4A80B2	2,2	2850	22	2,08	2,58	$85 \cdot 10^{-4}$
6	4A90L2	3	2840	24	2,08	2,5	$1,41 \cdot 10^{-2}$
7	4A100S2	4	2880	28	2	2,5	$2,37 \cdot 10^{-2}$
8	4A100L2	5,5	2880	28	2	2,5	0,03
9	4A112M2	7,5	2900	32	2	2,78	0,04
10	4A132M2	11	2900	38	1,7	2,78	0,09
11	4A160S2	15	2940	42	1,38	2,2	0,19
12	4A160M2	18,5	2940	42	1,38	2,2	0,21
13	4A180S2	22	2945	48	1,38	2,5	0,28
14	4A180M2	30	2945	48	1,38	2,5	0,34
15	4A200M2	37	2945	55	1,39	2,5	0,58
16	4A200L2	45	2945	55	1,4	2,5	0,67



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра "Основы конструирования машин"

Лабораторная работа №2

Тема: «Кинематический и энергетический
расчет привода».

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

Г.Ростов-на-Дону

20__ г.



1. Цель работы: _____

2. Кинематическая схема привода

3. Исходные данные на исполнительном органе:

D, м	Ft, кН	Vt, м/с

4. Передаточные числа

4.1 Расчет передаточных чисел отдельных передач

$$U_1 = \frac{D_2}{D_1} = \dots; U_2 = \frac{D_4}{D_3} = \dots; U_3 = \frac{D_6}{D_5} = \dots; U_4 = \frac{D_8}{D_7} = \dots$$

4.2 Расчет общего передаточного числа

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \cdot U_4 = \dots \cdot \dots \cdot \dots = \dots$$

4.3 Расчет частоты вращения выходного вала

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{60 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot \dots}{3,14 \cdot \dots} = \dots \text{ об/мин}$$

4.3 Расчет частоты вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{ЭДВ}} = n_{\text{ВЫХ}} \cdot U = \dots \cdot \dots = \dots \text{ об/мин}$$



5. Расчет полезной мощности на исполнительном органе

$$N_{\text{вых}} = Ft \cdot Vt = \dots \cdot \dots = \dots \text{ кВт}$$

6. Расчет К.П.Д. привода

$\eta =$	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
	$\eta \cdot \eta$				
$=$	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
	$\dots \cdot \dots$				

$$= \dots$$

7. Расчет затраченной мощности электродвигателя (эффиктивной)

$$N_{\text{эф}} = N_{\text{вых}} / \eta = \dots / \dots = \dots \text{ кВт}$$

8. Выбор электродвигателя ГОСТ по ГОСТ 19523-81

Тип ЭД	Стандартные			Распределение передаточных чисел по передачам			
	Мощность	Частота вращения, об/мин		U_1	U_2	U_3	U_4
		$N, \text{ кВт}$	$n_{\text{эд}}$				

9. Расчет частот вращения валов привода

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$n_1 = \dots$	$n_2 = \dots$	$n_3 = \dots$	$n_4 = \dots$	$n_5 = \dots$

10. Расчет распределения мощности по валам:

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$N_1 = \dots$	$N_2 = \dots$	$N_3 = \dots$	$N_4 = \dots$	$N_5 = \dots$



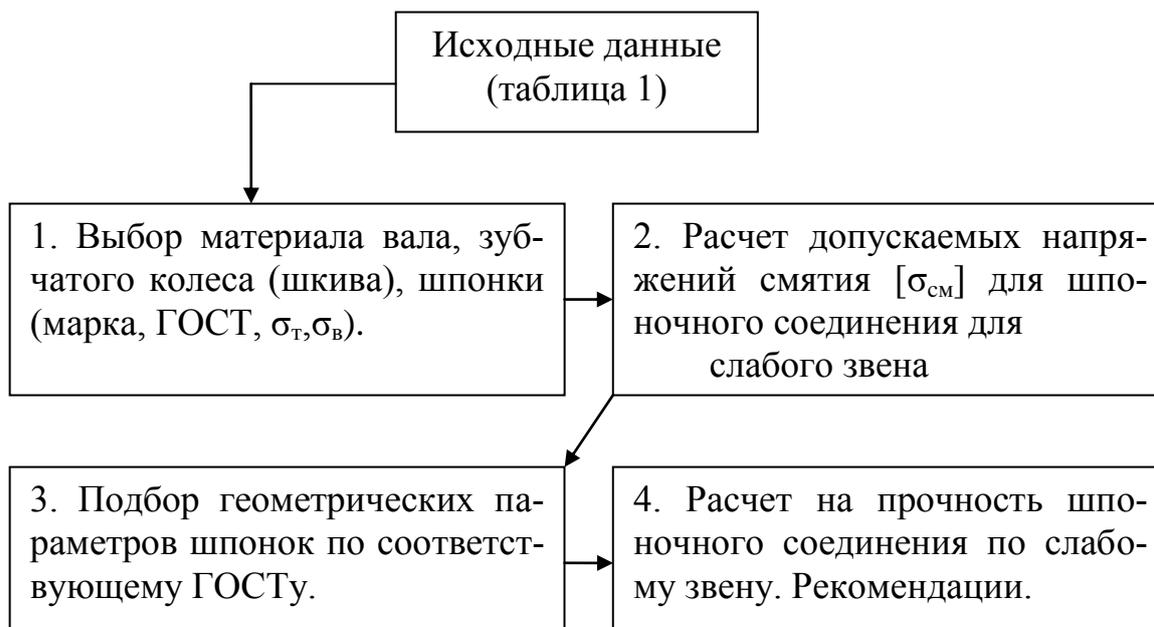
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

«ПОДБОР И ПРОВЕРКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ»

Таблица 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА И ПРОВЕРКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛА

№ варианта	Диаметр вала d, мм	Крутящий момент T, кН·м	Длина ступицы l _{ст} , мм	[S]	Тип шпонки	Коэф. трения, f
1	15	0,02	19	2,0	призматическая	
2	20	0,05	26	2,0	призматическая	
3	25	0,10	32	2,0	призматическая	
4	34	0,24	44	1,5	призматическая	
5	40	0,40	52	1,5	призматическая	
6	45	0,60	58	1,5	призматическая	
7	53	0,90	69	1,5	призматическая	
8	60	1,30	78	1,8	призматическая	
9	71	2,10	92	1,8	призматическая	
10	80	3,20	105	1,8	призматическая	
11	90	4,50	115	1,8	призматическая	
12	15	0,02	15	2,0	призматическая	
13	17	0,03	20	2,0	сегментная	
14	19	0,04	22	2,0	сегментная	
15	21	0,06	24	2,0	сегментная	
16	24	0,09	27	1,6	сегментная	
17	26	0,12	30	1,6	сегментная	
18	30	0,17	35	1,6	сегментная	
19	36	0,30	40	1,6	сегментная	
20	40	0,03	21	1,5	клиновья	0,20
21	44	0,07	28	1,5	клиновья	0,19
22	15	0,10	35	1,5	клиновья	0,18
23	20	0,40	50	1,5	клиновья	0,17
24	25	0,60	64	1,5	клиновья	0,16
25	36	1,50	85	1,9	клиновья	0,15



ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Шпоночные соединения предназначены для передачи крутящего момента между валом и ступицей. По конструкции шпонки делятся на призматические, сегментные, клиновые, тангенциальные, специальные.

Соединения призматическими и сегментными шпонками, а также шлицевое соединение относятся к ненапряженным соединениям и передают крутящий момент за счет того, что они изменяют цилиндрическую форму поверхности вала на зубчатую. Соединения характеризуются свободной посадкой ступицы на вал. Они не нарушают соосности деталей соединения.

Стандартные шпоночные и шлицевые соединения подбирают в зависимости от диаметра вала и проверяют на прочность по напряжению смятия –

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{см}],$$

где F – наибольшая нагрузка на соединение

A – площадь поверхности слабого звена (ступицы или шпонки), подверженная деформации смятия.

Материалом для шпонок служат углеродистые стали с пределом прочности не ниже 600 МПа.

При установке конических шпонок на смятие рассчитывают поверхности вала или ступицы.



Если ступица слабое звено, допускаемые напряжения для шпоночных и шлицевых соединений находятся в пределах

$[\sigma_{см}] = \text{до } 80 \dots 150 \text{ МПа}$ – при стальной ступице;

$[\sigma_{см}] = \text{до } 80 \dots 100 \text{ МПа}$ – при чугунной и алюминиевой ступице детали;

$[\sigma_{см}] = \text{до } 50 \dots 70 \text{ МПа}$ – для редукторов непрерывно используемых с полной нагрузкой;

$[\sigma_{см}] = \text{до } 15 \dots 25 \text{ МПа}$. при ступице из текстолита и древопластика.

Нестандартные шпонки дополнительно рассчитывают на срез,

при $[\tau_{ср}] = 60 \dots 90 \text{ МПа}$

Соединение считается работоспособным, если выполняется условие прочности $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$.

Длина шпонки выбирается на 5...10 мм короче ступицы, из предлагаемого ряда длин шпонки по ГОСТ23360-78 из ряда :

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ...

Если по результату расчета длина ступицы получается $\geq 1,5d$, то шпоночное соединение рекомендуется заменить шлицевым.

В случае необходимости, призматические шпонки устанавливают под углом 180° , а три призматические или две клиновые под углом 120° .

В противном случае изменяют геометрические параметры соединения, количество шпонок или заменяют его шлицевым соединением.

Соединения клиновыми шпонками относятся к напряженным соединениям и передают крутящий момент за счет сил трения между шпонкой, валом и ступицей. Силы трения возникают благодаря распорному усилию, создаваемому клиновой шпонкой при ее запрессовке.

Запрессовка шпонки смещает центры вала и ступицы и вызывает перекос детали, насаженной на вал, что вызывает дисбаланс и неблагоприятно сказывается на работе механизмов при больших частотах вращения.



МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента из углеродистых качественных конструкционных сталей (ГОСТ 1050-78) Ст.5, Ст.6, 45, 50, 55, 60.

Таблица материалов

Материалы	σ_T , МПа
Сталь Ст.5	260
Сталь Ст. 6	250
Сталь 20	250
Сталь 45	400
Сталь 40Х	400
Чугун СЧ18	650

Коэффициент запаса прочности соединения в зависимости от вида нагружения

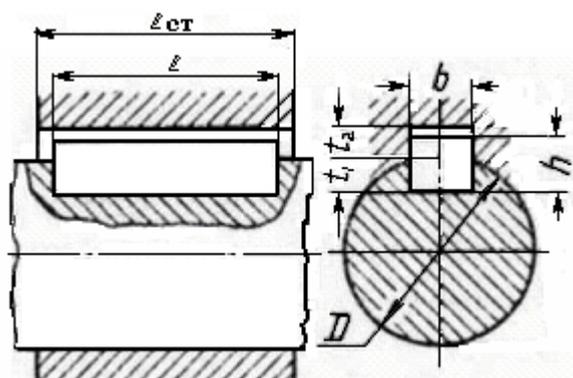
Вид нагружения	[S]
Нереверсивная малоизменяющаяся	1,3...2,3
Нереверсивная, частые пуски и остановки	2,9...3,5
Реверсивная	[S] · 1,3

Расчет допускаемых напряжений $[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[S]}$



ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ

Сечение шпонок и пазов, выдержка из ГОСТ23360-78



Диаметр вала, мм	Размеры сечения шпонки, мм		Глубина пазов, мм	
			Вал	Втулка
	b	h	t_1	t_2
Св 12 ...17	5	5	3,0	2,3
17 ... 22	6	6	3,5	2,8
..... 22 ... 30	8	7	4,0	3,3
..... 30 ... 38	10	8	5,0	3,3
..... 38 ... 44	12	8	5,0	3,3
..... 44 ... 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6,0	4,3
..... 58 ... 65	18	11	7,0	4,4
..... 65 ... 75	20	12	7,5	4,9
..... 75 ... 85	22	14	9,0	5,4
Св.85 до 95	25	14	9,0	5,4
..... 95 ... 110	28	16	10,0	6,4
..... 110 ... 130	32	18	11,0	7,4

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot \ell_p}, \text{ МПа}$$

Пример условного обозначения:

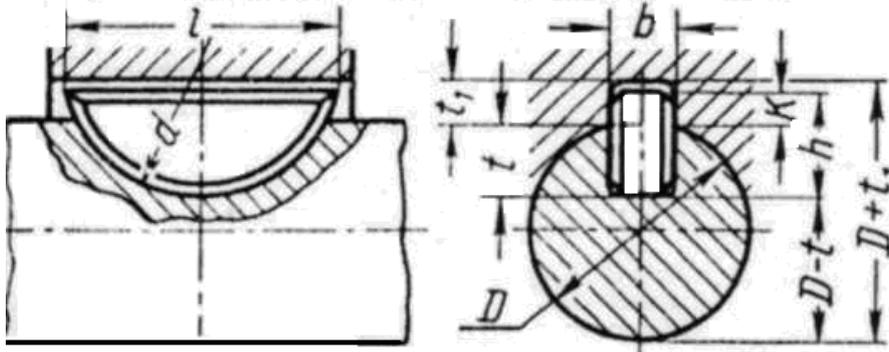
Призматическая шпонка исполнения I с размерами $b=10\text{мм}$, $h=7\text{мм}$, $\ell=28\text{мм}$:

Шпонка 10x7x 28 ГОСТ23360–78



ШПОНКИ СЕГМЕНТНЫЕ

Размеры (мм) шпонок и пазов по ГОСТ24071–80.



D		b	h	d	≈l	Исполнение I		
Назначение I	Назначение II					t	t ₁	K
св.10 до 14	св. 14 до 24	4	5,0	13	12,6	3,5	1,6	1,8
			6,5	16	15,7	5		
			7,5	19	18,6	6		
			9,0	22	21,7	7,5		
св. 14 до 18	св. 18 до 30	5	6,5	16	15,7	4,5	2,1	2,3
			7,5	19	18,6	5,5		
			9,0	22	21,6	7		
			10	25	24,5	8		
			11	28	27,3	9		
св.18 до 24	св. 24 до 36	6	9	22	21,6	6,5	2,6	2,9
			10	25	24,5	7,5		
			11	28	27,3	8,5		
			13	32	31,4	10,5		
			15	38	37,1	12,5		
св. 24 до 30	св. 30 до 42	8	10	25	24,5	7	3,1	3,5
			11	28	27,3	8		
			13	32	31,4	10		
			15	38	37,1	12		
			16	45	50,8	13		
			17	55	73,3	14		
св.30 до36	св. 36 до 48	10	13	32	31,4	9,5	3,6	4,2
			15	38	37,1	11,5		
			16	45	43,1	12,5		
			17	35	50,8	13,5		
			19	65	59,1	15,1		
			24	80	73,3	20,5		4,4

$$\sigma_{см} \approx \frac{2T}{k \cdot \ell \cdot d}, \text{ МПа}$$

где $k = h - t$

Пример условного обозначения:

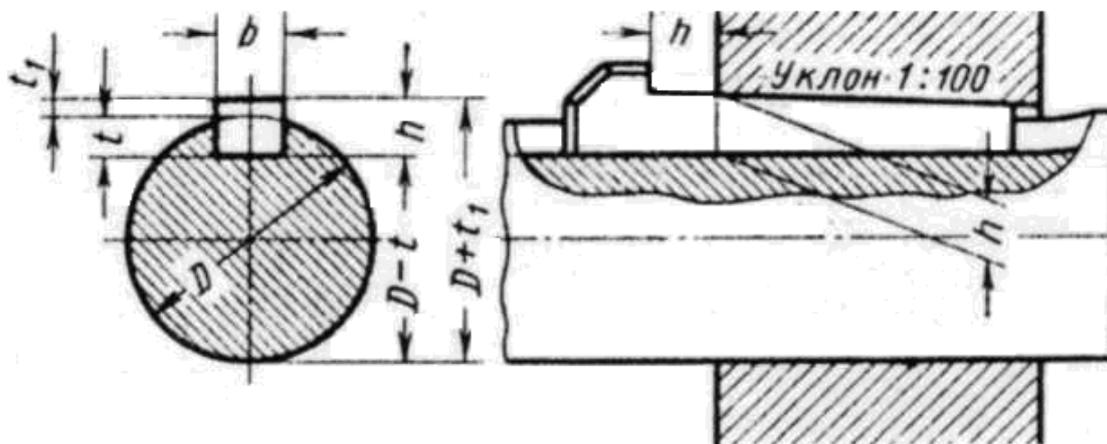
Сегментная шпонка исполнения 2 с размерами $b = 5\text{мм}$, $h = 5,2\text{мм}$, $\ell = 28\text{мм}$:



Шпонка 2– 5 x 5,2 ГОСТ24071–80

ШПОНКИ КЛИНОВЫЕ

Сечение шпонок и пазов по ГОСТ 24068–80.



Диаметр вала - D, мм	Номинальные Размеры сечений шпонок, мм		Глубина пазов, мм	
			вала	втулки
	b	h	t	t ₁
Св ...12 17	5	5	3,0	1,7
17 22	6	6	3,5	2,2
22 30	8	7	4,0	2,2
30 38	10	8	4,0	2,4
38 44	12	8	4,5	2,4
44 ... 50	16	10	4,5	3,0
50 ... 58	16	10	5,0	3,5
58 ... 65	18	11	5,0	4,5
65 ... 75	20	12	5,5	5,0
75 ... 85	22	14	6,0	5,5
85 ... 95	25	14	7,0	6,4

$$\sigma_{см} = \frac{12 \cdot T}{l_{см} \cdot b \cdot (b + 6 \cdot f \cdot D)}, \text{ МПа}$$

Пример условного обозначения:

Клиновидная шпонка исполнения I с размерами $b = 10 \text{ мм}$, $h = 7 \text{ мм}$, $l = 40 \text{ мм}$:

Шпонка 10x7x 28 ГОСТ24068–80

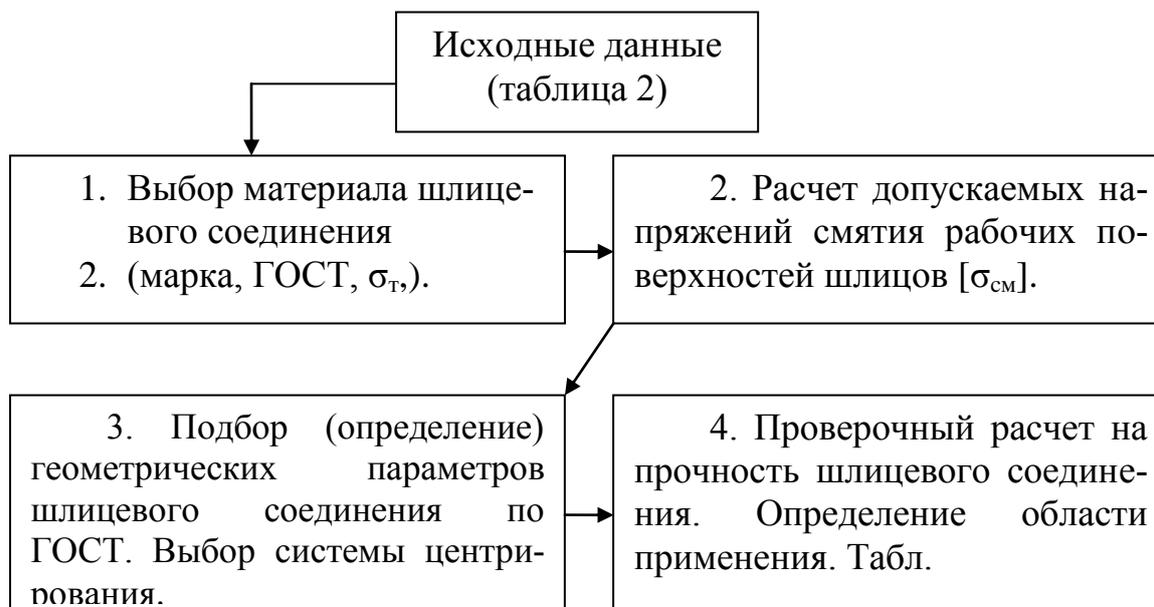


ПОДБОР И ПРОВЕРКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Таблица 2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА И РАСЧЕТА ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

№ варианта	Крутящий момент Т, кН·м	Длина ступицы, ℓ ст, мм	Прямобочное Л – легкая ; С – средняя; Т – тяжелая	
			d, мм	D, мм
1	0,30	26	С 21	25
2	0,34	30	С 23	28
3	0,37	32	Л 26	30
4	0,40	34	С 26	32
5	0,43	36	Л 32	36
6	0,45	40	С 32	38
7	0,48	40	Т 32	40
8	0,50	41	С 36	42
9	0,55	41	Л 42	46
10	0,60	46	Л 46	50
11	0,65	48	Т 46	56
12	0,70	62	Т 56	65
13	0,75	70	Л 62	68
14	0,80	74	С 62	72
15	0,85	80	Л 72	78
16	0,90	84	Т 72	82
17	1,00	92	С 72	82
18	1,10	95	С 82	92
19	1,20	90	Л 82	88
20	1,40	105	Т 82	92
21	1,60	100	Л 92	98
22	1,80	110	С 92	102
23	2,00	115	Т 92	102
24	0,23	21	Л 102	108
25	0,27	20	С 102	112
26	0,50	26	Т 102	115
27	0,90	82	С 112	125
28	0,95	92	Т 112	125



ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Шлицевые соединения рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{z \cdot h \cdot d_m \cdot \ell} \leq [\sigma_{см}], \text{ МПа}$$

По результату расчета выбрать ближайшее большее $[\sigma]_{см}$ из табли-
цы и определить область применения шлицевого соединения.

Таблица 3

Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений, МПа.

Соединение	Условия эксплуатации	Значение $[\sigma]_{см}$ МПа для поверхности зуба	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Легкие	80...120	120...200
	Средние	60...100	100...140
	Тяжелые	36...50	40...70
Подвижное без нагрузки	Легкие	—	40...70
	Средние	—	30...60
	Тяжелые	—	20...20
Подвижное под нагрузкой	Легкие	—	10...20
	Средние	—	5...15
	Тяжелые	—	3...10



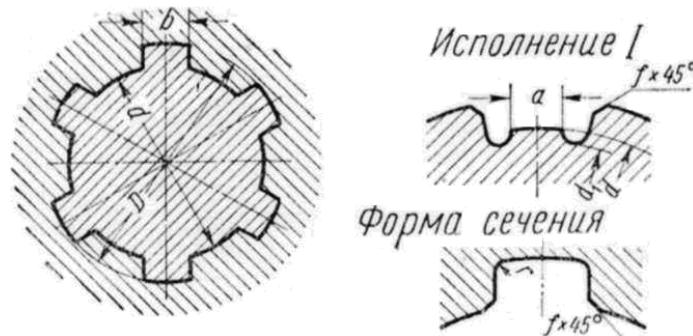
Пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения по ГОСТ1139-80 при центрировании по внутреннему диаметру с размерами:

d – вид центрирования; 6 – число зубьев; 32 – внутренний диаметр втулки с полем допуска H7; 36 – наружный диаметр втулки с полем допуска H12; 6 – ширина шлица с полем допуска D9;

$f 7$, $a 11$, и $f 8$ – поля допусков размеров вала, соответственно d , D и b .

$$d - 6x \frac{32H7}{f7} x \frac{36H12}{a11} x \frac{6D9}{f8}$$

СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) ПРЯМОБОЧНЫЕ ПО ГОСТ1139-80.



Номи- нальный размер z x d xD	b	d ₁	a	f		г не менее	Номи- нальный размер z x d xD	b	d ₁	a	f		г не менее			
				Номи- нальный	Предельное отклонение						Номи- нальный	Предельное отклонение				
<i>Соединения легкой серии</i>							8x 46 x54	9	42,7	—						
6x23x26	6	22,1	3,54	0,3		0,2	8 x 52 x60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5			
6 x26 x30	6	24,6	3,85				8 x 56 x65	10	52,2	2,5						
6x 28x32	7	26,7	4,03				8x 62x72	12	57,8	2,4						
8x 32x 36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3	10x 72x82	12	67,4	—	0,5	+0,3	0,5			
8x36x40	7	34,5	3,46				10 x82x 92	12	77,1	3,0						
8x42x46	8	40,4	5,03				10 x 92x107	14	87,3	1,5						
8x46x50	9	44,6	5,75				10 x102x112	16	96,7	6,3						
8x 52x58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5	10 x112x125	18	106,3	4,4	<i>Соединения тяжелой серии</i>					
8 x 56x 62	10	53,6	6,38				10 x 16x 20	2,5	14,3	—	0,3		0,2			
8x 62 x68	12	59,8	7,31				10x 18x 23	3	15,6	—						
10x 72x 78	12	69,6	5,45				10x 21x 26	3	18,5	—						
10xв2x88	12	79,3	8,62				10 x 23x 29	4	20,3	—	+0,2		0,3			
10x 92x98	14	89,4	10,08				10x 26x 32	4	23,0	—						
10x102x108	16	99,9	11,49				<i>Соединения средней, серии</i>							0,4		0,3
6 x11x 14	3	9,9	—				0,3	+0,2	0,2	10 x32 x40	5	28,0	—	0,5	+0,3	0,5
6x 13x 16	3,5	12,0	—	10 x36x 45	5	31,3				—						
6x 16x20	4	14,5	—	10 x 42x52	6	36,9				—						
6x 18x22	5	16,7	—	10 x 46x 56	7	40,9				—						
6x 21 x 25	5	19,5	1,95	16x 52x60	5	47,0				—						
6x23x28	6	21,3	1,34	16x 56x65	5	50,6				—						
6x26x32	6	23,4	1,65	0,4		0,3	16x 62x72	6	56,1	—	0,5	+0,3	0,5			
6x28x34	7	23,9	1,70				16 x72 x82	7	65,9	—						
8x32x38	6	29,4	—				20 x 82 x 92	6	75,6	—						
8 x36x42	7	33,5	1,02				20 x 92x102	7	85,5	—						
8x42x 48	8	39,5	2,57				20x102x115	8	94,0	—						
							20x112x125	9	104,0	—						



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра "Основы конструирования машин"

Лабораторная работа №3

Тема: «Проверочный расчёт шпоночных и шлицевых соединений».

Выполнил: Студент гр. _____

Принял: _____

20__ г.



1. Расчет шпоночного соединения

Исходные данные для выбора шпонки

Вал d, мм	Крутящий момент T, Нмм	Длина ступицы $\ell_{ст}$, мм	Коэффиц. запаса прочности [S]	Тип шпонки	Коэф. трения f

1.1 Выбор материала и расчет допустимых напряжений $[\sigma_{см}]$

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{S} = \dots\dots\dots \text{МПа}$$

1.2 Рисунок шпоночного соединения

Размеры шпонки: $b = \dots\dots$; $h = \dots\dots$; $\ell = \dots\dots$; $t = \dots\dots$

Призматическая шпонка $\ell_p = \ell_{ст} - (5 \dots 10) \text{мм}$



1.3 Проводим расчет шпоночного соединения по соответствующей расчетной формуле.

$$1.3.1 \sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot \ell_p} = \dots\dots\dots$$

$$1.3.2 \sigma_{см} \approx \frac{2T}{d \cdot k \cdot \ell} = \dots\dots\dots$$

$$1.3.3 \sigma_{см} = \frac{12 \cdot T}{\ell_{см} \cdot b \cdot (b + 6 \cdot f \cdot d)} = \dots\dots\dots$$

1.4. Проверка условия:

1.5.

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}],$$

Вывод по результатам расчетов. _____

2. Расчет шлицевого соединения

Исходные данные для выбора шлицов

Крутящий момент Т, Нмм	Длина ступицы ℓст, мм	Шлицы прямоугольные		Число шлицов Z	Размер Фаски f, мм
		d, мм	D, мм		



2.1 Рисунок шлицевого соединения

2.2 Расчет шлицевого соединения

$d_m = 0,5 \cdot (D + d)$ – средний диаметр;

$h = 0,5 \cdot (D - d) - 2f$ – рабочая высота прямобочных зубьев;

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{z \cdot h \cdot d_m \cdot \ell} = \dots\dots\dots$$

2.3 Определить область применения соединения по условию: $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$, ориентируясь по виду соединения и условиям его нагружения (табл.3)



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

«ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомиться с конструкцией основных типов подшипников качения, их применением и маркировкой.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ И ИХ МАРКИРОВКА

Подшипники качения - это опоры, с которыми вращающиеся или качающиеся детали контактируют при движении через тела качения, т.е. устройства работающие на основе трения качения.

Подшипники качения - стандартные изделия. Они состоят из:

- а) колец наружного и внутреннего с дорожками качения (беговыми дорожками);
- б) тел качения (шариков или роликов);
- в) сепараторов, разделяющих и направляющих тела качения.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники делятся на:

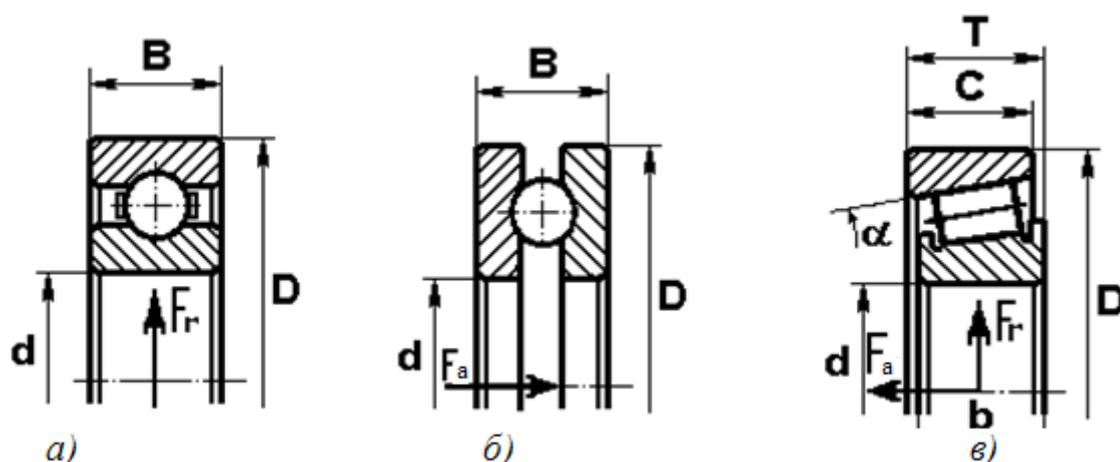


Рис.

- а) радиальные - воспринимающие нагрузку только в радиальном направлении (перпендикулярно оси вращения подшипника);
- б) упорные - воспринимающие только осевую нагрузку (вдоль оси вращения подшипника);
- в) радиально-упорные - воспринимающие радиальную и осевую нагрузки.



По радиальным размерам и по ширине подшипники разделяют на размерные серии, отличающиеся габаритами (рис. 2).

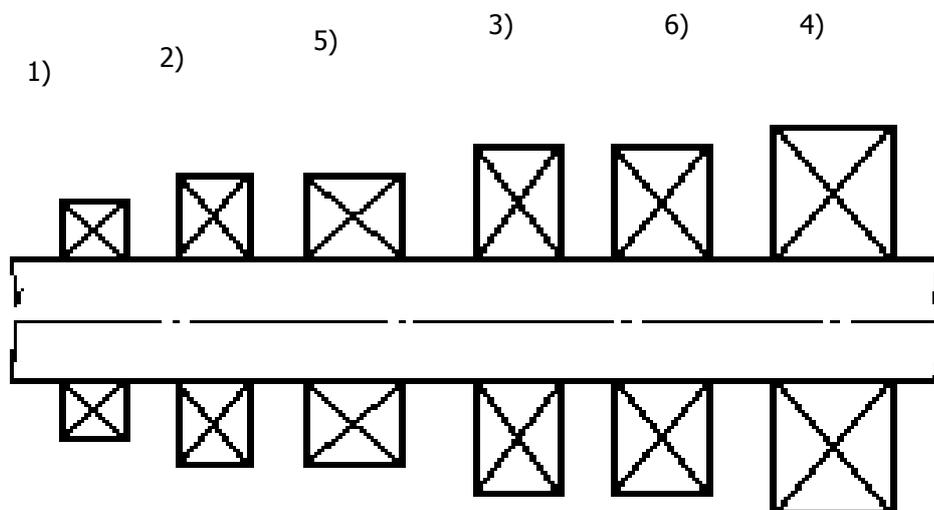


Рис. 6.2. Размерные серии подшипников

- 1) особо легкая; 2) легкая; 5) легкая широкая; 3) средняя;
6) средняя широкая; 4) тяжелая

Подшипники качения имеют условные обозначения, составляемые из цифр и букв. Для подшипников с посадочным диаметром от 20 до 495мм вид условного обозначения представлен в табл. 1

Таблица.1

Условное обозначение подшипников:
(а - ж – группы индексов)

0	—	0	00	0	0	00	00
e		d	z	v	b	a	ж

Назначение каждой группы индексов приведено в таблице 2.

Основными критериями правильности выбора подшипников вращающихся валов являются либо динамическая грузоподъемность – **C**, либо ресурс работы – **L**, которые связаны зависимостью

$$C = L^{1/n} \cdot P$$

где **L** - ресурс работы подшипника в млн. оборотов;

n – показатель степени, равный 3 для шарикоподшипников и 3,33 для роликоподшипников;



Р – приведенная нагрузка, в **Н**.

ТАБЛИЦА 2

Условные обозначения подшипников качения

Группа индексов, табл. 1.	Место группы В обозначении	Что обозначают группы индексов
а	Первая и вторая цифры справа	Начиная с d = 20мм внутренний диаметр подшипников, деленный на пять
б	Третья цифра справа	Радиальную габаритную серию подшипника: 1 - особо легкая; 2 - легкая; 3 - средняя; 4 - тяжелая; 5 - легкая широкая; б - средняя широкая и т.д.
в	Четвертая цифра справа	Тип подшипников: 0 - радиальный шариковый однорядный; 1 - радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 - радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 - радиальный роликовый двухрядный сферический; 4 - роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами; 5 - роликовый с витыми роликами; 3 - радиальный роликовый двухрядный 6 - радиально - упорный шариковый; 7 - радиально - упорный роликовый (конический); 8 - упорный шариковый; 9 - упорный роликовый



2	Пятая и шестая цифры справа	и	Конструктивные особенности подшипников. Например, для шариковых радиальных подшипников пятая цифра справа означает:
			1 - подшипник с коническим отверстием;
			5 - подшипник с канавкой для стопорной шайбы на наружном кольце;
			6 - с одной защитной шайбой;
			7 – с увеличенным числом шариков и т.д.
			Шестая цифра справа означает:
			1 - защитные шайбы облицованы резиной; 8 - на наружном кольце имеется буртик и т.д.
d	Седьмая цифра справа		Серию подшипников по ширине:
			7 – узкая;
			1 - нормальная;
			2 - широкая; 3 - особо широкая и т.д.
E	Цифры через тире перед обозначением		Класс точности подшипника:
			0 - нормальный класс точности; в обозначении не указывается 6, 5, 4, 2 - классы точности
Ж	Буква цифрой правее основного обозначения	с	Изменение металла или конструкции или специальные технические требования, предъявляемые к подшипникам

Приведенная нагрузка учитывает одновременное действие на подшипник радиальной и осевой нагрузок и определяется выражениями:

- а) для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot k_b \cdot k_t;$$

- б) для упорных подшипников

$$P = Fa \cdot k_b \cdot k_t;$$

где **Fr** и **Fa** - радиальная и осевая нагрузки на подшипник;

X и **Y** –коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

V - коэффициент вращения, учитывающий, какое кольцо подшипника вра-



щается;

k_6 - коэффициент безопасности, учитывающий динамичность нагрузки;

k_t - температурный коэффициент.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1.3.1. Ознакомиться с конструкцией подшипника и занести в соответствующие графы отчета сведения о нем:

- а) эскиз подшипника;
- б) тела качения и число их рядов;
- в) поверхность, по которой располагаются тела качения (цилиндрическая или коническая);
- г) внутренний и наружный диаметры колец подшипника;
- д) конструктивные особенности подшипника: наличие уплотнений, одного или двух; канавок для стопорных шайб, монтажного буртика, возможность самоустанавливаться или разбираться.

1.3.2. По отмеченным в отчете признакам, пользуясь справочником "Подшипники качения" Р.Д.Бэйзельмана (раздел "Характеристики подшипников основных типов"), установить четвертую цифру справа в марке подшипника (т.е. тип подшипника), а также две цифры справа (т.е. диаметр отверстия подшипника). Указать в отчете область применения подшипников данного типа, воспринимаемые ими нагрузки, необходимость регулировки.

1.3.3. Найти в справочнике соответствующую таблицу технических характеристик и по этой таблице по замеренным диаметрам и ширине установить третью цифру справа в обозначении подшипника (т.е. серию подшипника по радиальным размерам), а также номер стандарта на этот подшипник.

1.3.4. В соответствии с типом подшипника записать в отчет формулы для определения его динамической грузоподъемности и приведенной нагрузки.



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра "Основы конструирования машин"

Лабораторная работа №4

Тема: «Идентификация подшипников качения».

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

20____г.



№ п/п	Эскиз подшипника	D, мм	d, мм	B, мм	Конструкция и материал сепаратора	Форма тела качения	ГОСТ, № подшип- ника	Формула расчета эквивалентной динамической нагрузки



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

«ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ»

ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

№ вари- анта	d мм	R кН	F _r кН	K _t	K _б	L _h тыс час	n об/мин
1	20	2	0,5	1,0	1,2	12	940
2	25	2,2	0,9	1,2	1,3	20	1430
3	30	2,4	1,2	1,0	1,5	12	2850
4	35	3,0	1,6	1,2	1,8	20	950
5	40	3,3	2,0	1,0	2,5	12	1460
6	45	3,6	3,0	1,2	1,0	20	2880
7	50	4,0	4,0	1,0	1,2	12	960
8	55	4,2	5,0	1,2	1,3	20	1480
9	60	4,4	6,0	1,0	1,5	12	2900
10	65	5,1	7,2	1,2	1,8	20	980
11	70	5,3	1,3	1,0	2,5	12	1430
12	75	5,7	3,2	1,2	1,1	20	2840
13	80	6,4	9,2	1,0	1,2	12	930
14	20	2,1	0,6	1,2	1,3	20	1460
15	25	2,3	0,8	1,0	1,5	12	2850
16	30	2,5	1,2	1,2	1,8	20	940
17	35	3,2	1,5	1,0	2,5	12	1480
18	40	3,4	2,1	1,2	1,1	20	2880
19	45	3,6	3,3	1,0	1,2	12	980
20	50	4,0	6,2	1,2	1,3	20	1430
21	55	4,2	1,5	1,0	1,5	12	2900
22	60	4,4	3,1	1,2	1,8	20	930
23	65	4,6	4,2	1,0	2,5	12	1460
24	70	5,1	2,3	1,2	1,1	20	2850
25	75	5,7	2,9	1,0	1,2	12	950
26	80	7,8	4,5	1,2	1,7	20	1450



ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

(не учитывает дополнительные осевые нагрузки от действия радиальной силы в радиально–упорных подшипниках)

Подбор подшипников осуществляется по диаметру вала, принимаемому по внутреннему диаметру d подшипника и соотношению осевой F_a и радиальной F_r нагрузках. Внутренний диаметр определяет габаритные размеры подшипника, а $\frac{F_a}{F_r}$ – тип подшипника. От этих параметров зависит долговечность и динамическая грузоподъемность подшипника.

Выбор типоразмера подшипника по динамической грузоподъемности выполняют при частоте вращения $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ (при $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет ведут, исходя из $n = 10 \text{ мин}^{-1}$).

Эквивалентная нагрузка P для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико – и роликоподшипников находится по формуле:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_t, \quad (1)$$

где F_r и F_a — соответственно радиальная (суммарная реакция наиболее нагруженной опоры) и осевая нагрузка, кН;

V — коэффициент вращения:

$V = 1$ при вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки;

$V = 1,2$ в случае вращения наружного кольца;

X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, зависящей от типа подшипника.

Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами $X = 1$ и $Y = 0$, а для упорных подшипников $X = 0$ и $Y = 1$.

а) для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha \leq 15^\circ$ параметр ϵ находится по величине отношения $\frac{F_a}{C_0}$.

Значения X и Y указываются в таблице 2 для каждого типоразмера подшипника



по отношению $\frac{Fa}{V \cdot Fr} \leq e$ или $\frac{Fa}{V \cdot Fr} > e$

б) для радиально-упорных шарикоподшипников, где $\alpha > 15^\circ$, конических роликовых, радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников e находится по углу контакта α , а по отношению $Fa/(VFr)$ – X и Y;

K_6 — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (табл. 1).

Таблица 1

Характер нагрузки на подшипник	K_6
Спокойная, толчки отсутствуют: маломощные редукторы и приводы, ролики ленточных конвейеров	1
С легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125% от основной нагрузки; металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), электродвигатели малой и средней мощности, малые вентиляторы	1..1,2
С умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150%: редукторы всех конструкций, коробки передач, центрифуги, мощные электрические машины	1,3...1,8
Нагрузка со значительными толчками, кратковременными перегрузками до 200%	1,8...2,5
С сильными ударами, кратковременные перегрузки до 390%: ковочные машины, копры, валки прокатных станов строгальные и долбежные станки, мощные вентиляторы	2...3

K_t — температурный коэффициент,

t	100°	125°	150°	200°	250°
K_t	1	1,05	1,1	1,25	1,4

Два варианта расчета

1. Долговечность (ресурс) выбранного типоразмера подшипника рассчитывается в миллионах оборотов или часах

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ (млн.об)} \text{ или } L_h = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ (час.)},$$

где P – эквивалентная нагрузка, Н (см. ниже);

p — показатель степени:

для шарикоподшипников $p = 3$;

для роликоподшипников $p = 3,33$.



Пригодность выбранного подшипника следует из условия: $[L_h] \leq L_h$, где $[L_h]$ заданный ресурс работы редуктора или подшипника

2. *Динамическая грузоподъемность рассчитывается в кН*

$$C = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60n \cdot L_h}{10^6}}, \text{кН или } L_h = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ (час.)},$$

Пригодность выбранного подшипника следует из условия:

$$C \leq [C],$$

где $[C]$ паспортная динамическая грузоподъемность выбранного подшипника.

Если $[C] > (2,5 \dots 3,0) C$, следует:

- при принятом диаметре вала выбрать более легкую серию подшипника с меньшим значением $[C]$;
- выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками, что уменьшит диаметр вала, внутренний диаметр подшипника и $[C]$;
- выбрать для зубчатой передачи материалы с большей твердостью.



Таблица 2.

Вид	$\frac{Fa}{Co}$	e	Подшипник однорядный				
			$\frac{Fa}{V \cdot Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{V \cdot Fr} > e$		
			X	Y	X	Y	
Шариковый радиальный	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	
	0,028	0,22				1,99	
	0,056	0,26				1,71	
	0,084	0,28				1,55	
	0,110	0,30				1,45	
	0,170	0,34				1,31	
	0,280	0,38				1,15	
	0,420	0,42				1,04	
	0,560	0,44				1,00	
Шариковый радиально-упорный	$\alpha = 12^\circ$	0,014	0,30	1	0	0,46	1,81
		0,029	0,34				1,62
		0,057	0,37				1,46
		0,086	0,41				1,34
		0,110	0,45				1,22
		0,170	0,48				1,13
		0,290	0,52				1,04
		0,430	0,54				1,01
		0,570	0,54				1,00
	$\alpha = 15^\circ$	0,015	0,38	1	0	0,44	1,47
		0,029	0,40				1,40
		0,058	0,43				1,30
		0,087	0,46				1,23
		0,087	0,46				1,23
		0,120	0,47				1,19
		0,170	0,50				1,12
		0,290	0,55				1,02
		0,440	0,56				1,00
	$\alpha = 26^\circ$		0,68	1	0	0,37	0,87
			0,95				0,66
			1,14				0,57
	$\alpha = 36^\circ$			1	0	0,35	
$\alpha = 40^\circ$			1	0	0,35		
Шариковый сферический двухрядный.		$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	
Роликовый конический однорядный		$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	
Роликовый сферический двухрядный.		$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$	



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра "Основы конструирования машин"

Лабораторная работа №5

Тема: «Ориентировочный расчёт подшипников качения».

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

20__ г.



1. Цель работы: _____

2. Исходные данные для выбора подшипника

d, мм	F _r , кН	F _a , кН	K _b	K _t	L _h , тыс. час	n, об/мин

3. Расчет данных для выбора типа подшипника

$$\frac{F_a}{F_r} =$$

Оценка соотношения $\frac{F_a}{F_r}$, выбор подшипника из справочника.

d, мм	D, мм	B, мм	[C] кН	[Co] кН	α	№ под- шипни- ка	ГОСТ
						№	

4. Эскиз подшипника



5.

Тип подшипника	$\frac{Fa}{[Co]}$	e	X	Y	V
$\alpha < 15^\circ$					
$\alpha > 15^\circ$					

6. Расчет эквивалентной динамической нагрузки

$$6.1 P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_t =$$

$$6.2 P = V \cdot F_r \cdot k_\delta \cdot k_t =$$

$$6.3 P = F_a \cdot k_\delta \cdot k_t =$$

7. Расчет долговечности в миллионах оборотов

$$L = \frac{Lh \cdot 60 \cdot n}{10^6} =$$

8. Расчет динамической грузоподъемности, кН

$p=3$ для шариковых, $p=3,33$ для роликовых подшипников

$$C = P^{\frac{1}{p}} \sqrt{L} =$$

9. Сравнить C и [C].

Сделать вывод по результатам расчетов. Дать рекомендации.

10. Данные вновь утвержденного варианта подшипника

d, мм	D, мм	B, мм	C кН	C ₀ кН	α	№ подшипника	ГОСТ
						№	



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомиться с конструкцией деталей зубчатых передач и их основными геометрическими параметрами.

ДЕТАЛИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

1.2.1. Зубчатые передачи. Общие положения.

Зубчатая передача состоит из двух зубчатых колес. Меньшее из них (ведущее) называется шестерней, большее (ведомое) – колесом.

В общем случае конструкция зубчатого колеса состоит из венца 1, на котором нарезаются зубья, ступицы 2, обеспечивающей устойчивое положение колеса на валу и диска 3, связывающего венец со ступицей (рис.1.1)

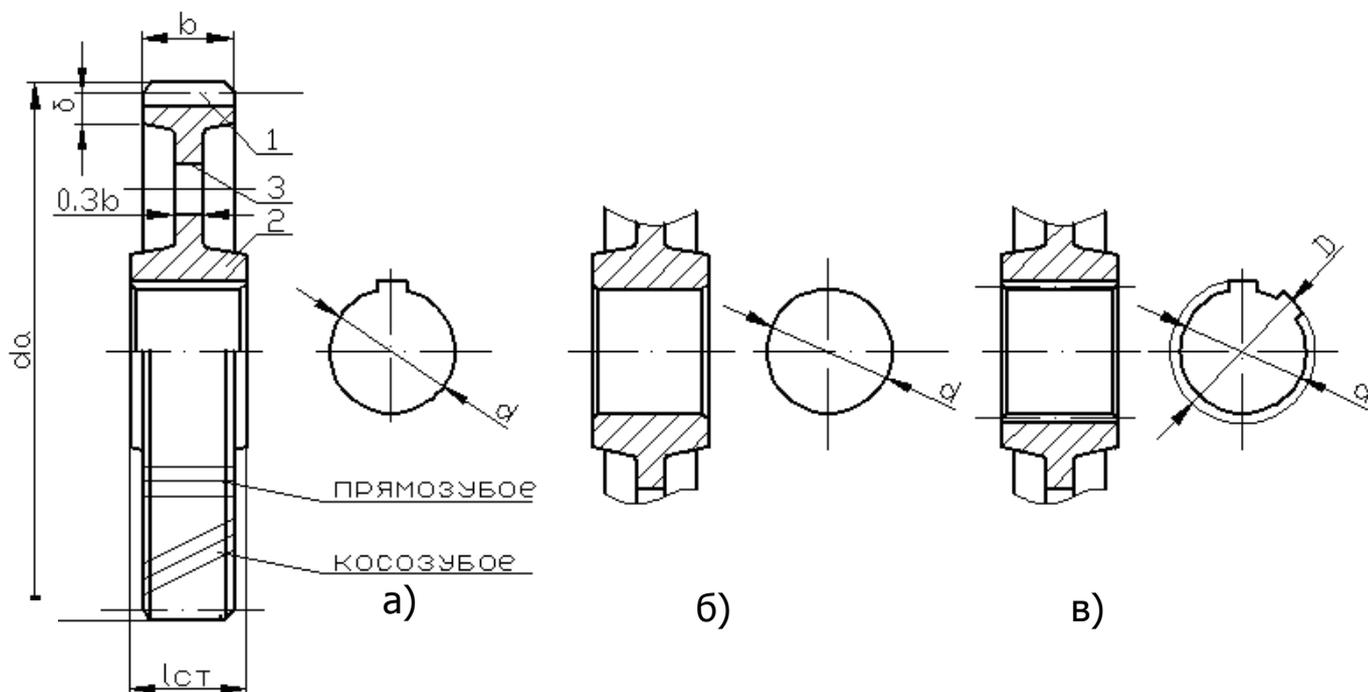


Рис 1.1. а) со шпоночным пазом, б) гладкое, в) со шлицами

Поверхность венца, на которой нарезаются зубья, может быть цилиндрической, тогда передача называется цилиндрической, или конической, тогда передача коническая. Если колеса большого диаметра, при $d_w > 600$ вместо диска



могут быть спицы. Если колёса малого диаметра, диск может отсутствовать. Если диаметр шестерни мал, то она может изготавливаться заодно с валом (вал-шестерня). Базирующей поверхностью зубчатого колеса служит отверстие ступицы. Варианты конструкций ступицы

Основным геометрическим параметром зубчатых колес является модуль.

$$m = P / \pi, \tag{1.1}$$

где P – шаг зубьев; π - 3,14.

Если шаг зубьев – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев – измерен по дуге окружности зубчатого колеса – окружной шаг P_t , Если по нормали к зубьям - нормальный шаг P_n , соответственно модули – окружной m_t и нормальный m_n .

Для прямых зубьев $m_n = m_t$, для косых $m_n = m_t \cdot \cos\beta$,

где β – угол наклона зубьев. Модули эвольвентных зубчатых колес стандартизованы, выбор стандартного модуля осуществляется по табл. 1.1

Таблица 1.1

Модули эвольвентных зубчатых колес ГОСТ 9563-60

I ряд (предпочтительный)	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 16; 20; 25
II ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1.3.1. Получить у преподавателя набор деталей.
- 1.3.2. Выполнить эскиз цилиндрического прямозубого колеса.
- 1.3.3. Провести замеры ширины зуба «b», диаметра вершин d_a , длины ступицы $l_{ст}$ и посчитать число зубьев z .
- 1.3.4. Определить модуль зубьев по формуле (1.1). Принять модуль по стандарту, округлив полученное значение до ближайшего значения, используя табл.1.1.
- 1.3.5. Вычислить геометрические параметры прямозубого цилиндрического



колеса (формулы взять из табл.1.3).

1.3.6. Сравнить измеренный диаметр вершин зубчатого колеса с вычисленным по формуле. Если разница не превышает 5%, делается вывод о правильности расчетов. Если же разница более 5%, то необходимо принять из табл.1.1 другой модуль и произвести пересчёт, доведя разницу посчитанного и измеренного диаметра окружности вершин до совпадения.

1.3.7. На рисунке (эскизе) колеса проставляются размеры, полученные по расчетам.

1.3.8. Аналогичные действия производятся затем с цилиндрическим косозубым колесом, но при расчётах геометрических параметров используют другие формулы из табл.1.2.

1.3.9. Выполняется эскиз конического колеса. Определение внешнего окружного модуля выполняют аналогично цилиндрическим зубчатым колёсам, используя формулу (1.2), но шаг измеряют по внешней окружности колеса. Расчёты геометрических параметров колеса производят по формулам из таблицы 1.3. В данном случае сравнивают измеренный внешний диаметр вершин зубьев с рассчитанным. Выводы делают аналогичные предыдущим.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами применяются в тех случаях, когда оси вращения валов параллельны.

Цилиндрические колёса могут быть с прямыми, косыми и шевронными зубьями.

Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колёс определяются по ГОСТ 16532 – 70. Стандартизован нормальный модуль.

Для определения модуля зубчатого колеса воспользуемся формулой для расчета диаметра окружности вершин зубьев

$$d_a = d_w + 2h_a = \frac{mz}{\cos \beta} + 2m = m\left(\frac{z}{\cos \beta} + 2\right),$$



отсюда модуль
$$m = \frac{d_a}{\frac{z}{\cos \beta} + 2},$$

для прямозубой передачи $\cos \beta = 1$.

Для косозубой передачи $\cos \beta = \frac{b}{l_k},$

в формулах для косозубой передачи $m \rightarrow m_n$.

l_k – длина зуба, мм; b – ширина венца, мм.

Полученное значение модуля принимают по ГОСТ 9563-60.

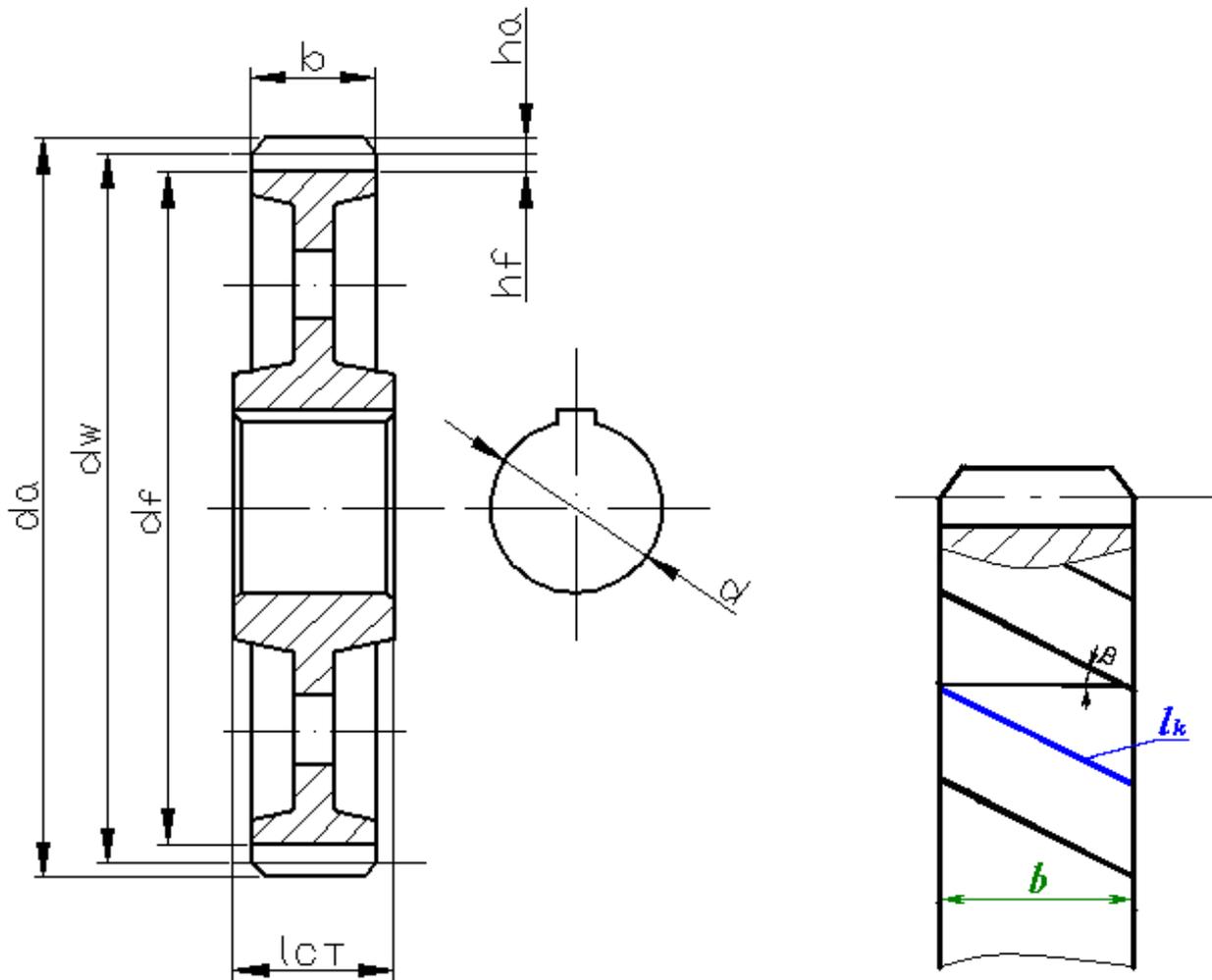


рис. 1.2

Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых колёс, нарезанных без смещения инструмента, определяются по формулам табл. 1.2.



Таблица 1.2

Параметры зацепления и деталей передач	Формулы	
	прямозубое колесо	косозубое колесо
Число зубьев шестерни	Z	Z
Угол наклона зубьев	-	β
Начальный диаметр	$d_w = mz$	$d_w = \frac{mz}{\cos\beta}$
Высота головки зуба	$h_a = 1 \cdot m$	$h_a = 1 \cdot m$
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25 \cdot m$	$h_f = 1,25 \cdot m$
Диаметр окружности вершин	$d_a = d_w + 2h_a$	$d_a = d_w + 2h_a$
Диаметр окружности впадин	$d_f = d_w - 2h_f$	$d_f = d_w - 2h_f$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Конические зубчатые колёса применяются в тех случаях, когда оси вращения валов пересекаются под прямым углом, чаще всего угол между осями составляет 90^0 .

В машиностроении получили распространение колёса с прямыми и криволинейными зубьями.

Колёса с прямыми зубьями применяются при окружных скоростях до 3 м/с, а если зубья шлифуются, то до 8 м/с. Колёса с криволинейными зубьями используются при окружных скоростях до 80 м/с.

Геометрические параметры конических колёс определяются по стандартам: ГОСТ 19624 – 74 для прямозубых колёс и ГОСТ 19326 – 73 для колёс с круговым зубом.

Ширина зубчатого венца конического колеса « b » определяется расстоянием между поверхностями e и i внешнего и внутреннего дополнительного конусов, перпендикулярных поверхности делительного конуса (рис.4.2, а,б).

Геометрические параметры конических колёс определяются на внешнем вспомогательном конусе. Все размеры, относящиеся к этому конусу, имеют индекс « e ».



Модуль принимается по стандарту для цилиндрических прямозубых и косозубых колёс на внешнем вспомогательном конусе и обозначается m_{te} , для колёс с круговым зубом на среднем вспомогательном конусе m_e .

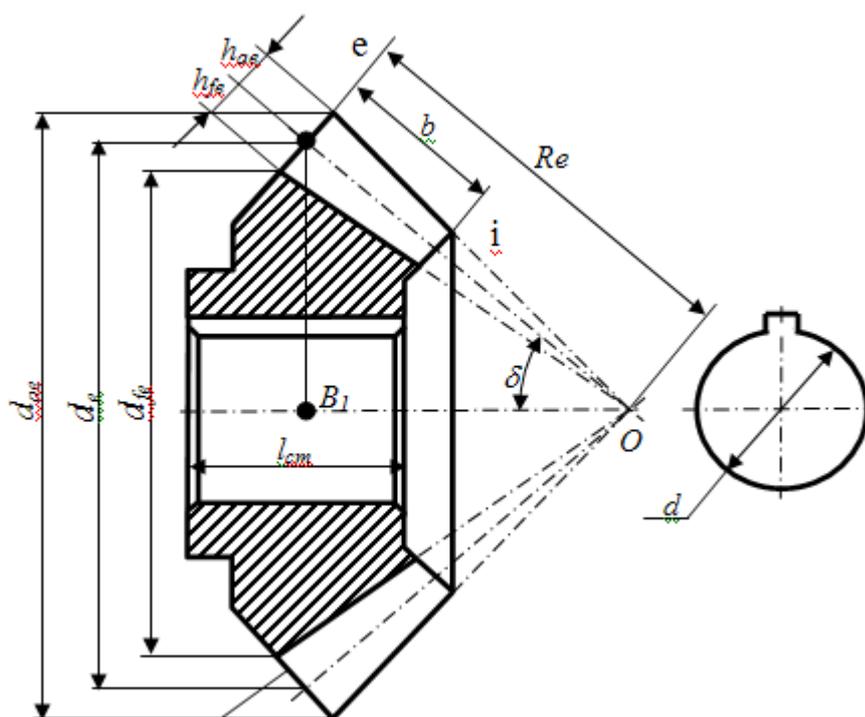


Рис.1.3

Передаточное число конической передачи редуктора обычно ≤ 4 .

Модуль зубчатого колеса определяется по формуле:

$$m = \frac{h}{2,2}, \text{ мм}$$

где h – высота зуба, измеренная по внешнему диаметру конического колеса.

Полученное значение модуля принимают по ГОСТ 9563-60.

Рассчитывают внешний делительный диаметр d_e .

Остальные геометрические параметры конических зубчатых прямозубых колёс, нарезанных без смещения инструмента, определяются по формулам, приведённым в табл. 1.3. Эти параметры определяют измерением.



Таблица 1.3

Наименование	Формулы
Число зубьев шестерни	Z
Внешний делительный диаметр	$d_e = m_{te} \cdot z$
Внешнее конусное расстояние	$R_e = \frac{m_{te} \cdot z}{2 \sin \delta}$
Внешняя высота головки зуба	$h_{ae} = 1 \cdot m_{te}$
Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe} = 1,2 \cdot m_{te}$
Высота зуба	$h = 2,2 m_{te}$
Внешний диаметр вершин зубьев (измерить)	$d_{ae} = d_{ei} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta = m_{te} (z + 2 \cos \delta)$
Внешний диаметр впадин зубьев (измерить)	$d_{fe} = d_{ei} + 2h_{fe} \cdot \cos \delta$
Конусный угол	$\cos \delta_1 = \frac{d_{ae} - d_{fe}}{2h_e}, \delta_1; \delta_2 = 90 - \delta_1$
Передаточное число	$u = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1}$



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ

УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра "Основы конструирования машин"

Лабораторная работа №6

Тема: «Определение геометрических параметров
деталей зубчатых передач»

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

Ростов - на - Дону
20 ____ г.



1. Геометрические параметры цилиндрического прямозубого колеса.
 - 1.1. Эскиз зубчатого колеса с обозначением геометрических параметров (по заданию преподавателя)

- 1.2. Измерить диаметр вершин зубьев, определить число зубьев и рассчитать модуль по формуле:

$$m = \frac{d_a}{\frac{z}{\cos \beta} + 2} = \text{_____} = \text{мм},$$

где – для прямозубой передачи $\cos \beta = 1$.

Значение модуля принятое по ГОСТ 9563-60, $m = \text{_____}$ мм

Геометрические параметры цилиндрического прямозубого колёса

Число зубьев шестерни	$z =$
Угол наклона зубьев	$\beta =$
Начальный диаметр	$d_w = mz =$
Высота головки зуба	$h_a = 1 \cdot m =$
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25 \cdot m =$
Диаметр окружности вершин	$d_a = d_w + 2h_a =$
Диаметр окружности впадин	$d_f = d_w - 2h_f =$



2. Геометрические параметры цилиндрического косозубого колеса.

2.1 Эскиз зубчатого колеса с обозначением геометрических параметров (по заданию преподавателя)

2.2. Измерить диаметр вершин зубьев, определить число зубьев и рассчитать модуль по формуле:

$$\cos \beta = \frac{b}{l_k} = \dots\dots\dots, \quad \beta = \dots\dots\dots$$

$$m = \frac{d_a}{\frac{z}{\cos \beta} + 2} = \dots\dots\dots = \text{мм},$$

Значение модуля принятое по ГОСТ 9563-60, $m = \dots\dots\dots$ мм

Геометрические параметры цилиндрического косозубых колёса

Число зубьев шестерни	$z =$
Угол наклона зубьев	$\beta =$
Начальный диаметр	$d_w = \frac{mz}{\cos \beta} =$
Высота головки зуба	$h_a = 1 \cdot m =$
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25 \cdot m =$
Диаметр окружности вершин	$d_a = d_w + 2h_a =$
Диаметр окружности впадин	$d_f = d_w - 2h_f =$



3. Геометрические параметры конического прямозубого колеса.

3.1. Эскиз зубчатого колеса с обозначением геометрических параметров (по заданию преподавателя)

3.2. Измерить высоту зуба по внешнему конусу – e и рассчитать модуль по формуле:

$$m = \frac{h}{2.2} = \text{---} = \text{---} \text{ мм,}$$

где h – полная высота зуба на внешнем конусе.

Значение модуля принятое по ГОСТ 9563-60, m = _____ мм

Геометрические параметры конического прямозубого колёса

Число зубьев шестерни (посчитать)	$Z_1 =$
Внешний делительный диаметр (рассчитать)	$d_{ei} = m_{te} \cdot Z_1 =$
Внешняя высота головки зуба (рассчитать)	$h_{ae} = 1 \cdot m_{te} =$
Внешняя высота ножки зуба (рассчитать)	$h_{fe} = 1,2 \cdot m_{te} =$
Внешний диаметр вершин зубьев (измерить)	$d_{ae} = d_{ei} + 2h_{ae} \cdot \cos\delta =$
Внешний диаметр впадин зубьев (измерить)	$d_{fe} = d_{ei} - 2h_{fe} \cdot \cos\delta =$
Конусный угол	$\delta_1 = \dots\dots\dots, \delta_2 = 90 -$ $\delta_1 = \dots\dots\dots$



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

«ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ РЕДУКТОРОВ»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомиться с компоновками основных типов редукторов, конструкцией составляющих их деталей, основами конструирования и технологией сборки редукторов.

Работа выполняется с применением натуральных образцов редукторов, атласов и справочной литературы. Выполнение лабораторной работы состоит в ответах, на поставленные вопросы и экспериментальной проверке теоретических выводов.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ

Редуктором называется механизм, понижающий угловую скорость и повышающий крутящий момент по кинематической цепи от электродвигателя к выходному валу привода.

Согласование кинематических и энергетических характеристик электродвигателя и исполнительного органа осуществляется через передаточное число привода

Редукторы состоят из зубчатых и червячных передач в различных комбинациях, установленных в жестком корпусе.

Вид и конструкция редуктора определяются типом, количеством и расположением передач-ступеней.

По принципу построения различают:

- а) рядовые редукторы с последовательным рядом передач, оси колес которых неподвижны;
- б) планетарные редукторы, у которых ось хотя бы одного колеса перемещается в пространстве.

Классификация рядовых редукторов.



По типу используемых передач могут быть редукторы:

- а) цилиндрические (рис. 1,а);
- б) конические (рис. 1, б);
- в) червячные (рис. 1, в);
- г) комбинированные: коническо–цилиндрические, червячноцилиндрические и т.п. (рис. 1, е).

По числу ступеней передач редукторы могут быть:

- а) одноступенчатые (рис. 1, а,б,в);
- б) многоступенчатые – двух, трех и т.д. (рис. 1.1, г,д,е,ж).

В редукторах число ступеней всегда на единицу меньше числа валов.

По расположению валов в пространстве редукторы могут быть;

- а) горизонтальные - валы расположены в горизонтальной плоскости;
- б) вертикальные – валы расположены в вертикальной плоскости, но оси валов – горизонтально;
- в) с вертикальными валами, т.е. оси валов редуктора расположены вертикально.

По взаимному расположению осей валов различают:

- а) развернутые редукторы, оси валов которых расположены последовательно друг за другом;
- б) соосные – редукторы, у которых оси ведущего и ведомого валов совпадают (рис. 1.1, ж). По сравнению с развернутыми, соосные редукторы имеют несколько меньшие размеры по длине.

ЭЛЕМЕНТЫ РЕДУКТОРОВ

2.2.1 Редукторы состоят из следующих элементов (деталей):

- а) передач;
- б) валов;
- в) опор валов - подшипников качения или скольжения;
- г) корпуса, обеспечивающего постоянство положения деталей передач в пространстве и изоляцию их от окружающей среды.

2.2.3. Основные параметры редукторов

Редукторы характеризуются:

- а) передаточным числом;
- б) коэффициентом полезного действия;
- в) вращающим моментом на входе и на выходе редуктора;
- г) отношением массы редуктора к вращающему моменту на выходе.

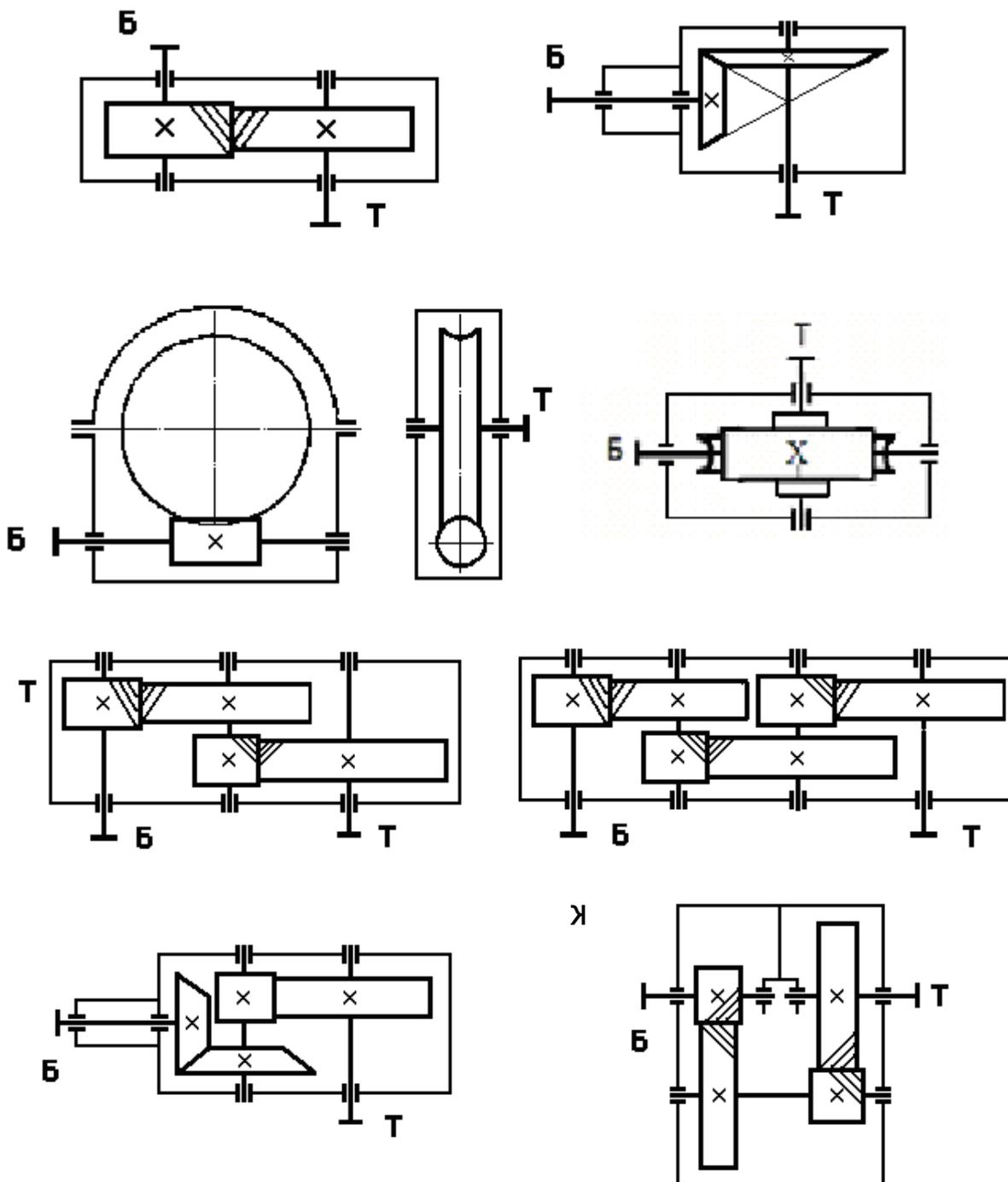


Рис.1.1



ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изображение кинематической схемы редуктора

1.1 Классифицируйте заданный вам редуктор, дайте ему название. Используя обозначения ЕСКД, составьте кинематическую схему редуктора. Обозначьте на кинематической схеме номера валов, передаточные числа, частоты вращения и крутящие моменты

1.2. Объясните назначение редуктора в приводе. С какими узлами он может соединяться на входе и выходе? Какой вид соединения для этого применяется?

1.3 Перечислите детали, из которых состоит редуктор. Каково их назначение? Классифицируйте эти детали.

2. Определение технических характеристик редуктора.

2.1. Максимальную частоту вращения ведущего вала n_1 (об/мин) для зубчатой пары при окружной скорости в зацеплении быстроходной передачи V_{\max} в пределах 8..15 м/с.

$$n_{\max} = \frac{60 \cdot V_{\max} \cdot 10^3}{\pi \cdot d_w} \text{ об / мин.}$$

2.2 Передаточное число редуктора (двумя способами).

Передаточное число редуктора:

$$U_p = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_i,$$

где U_i - передаточное число ступени передач редуктора

i – номер ступени передач

Определите крутящий момент на выходном валу по формуле:

$$T_2 = 0,2 \cdot d^3 [\tau_{кр}],$$

где d – измеренный в мм и уменьшенный на 10%, ($d \cdot 0,9$ ввиду ослабления его шпоночным пазом) диаметр выходного вала редуктора; $[\tau_{кр}]$

= 20 ... 25 МПа.

2.3 Рассчитайте η_p – к.п.д. редуктора, используя табличные значения к.п.д. передач и подшипников.

$$\eta_p = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i$$



3. Типовая конструкция вала, назначение деталей.

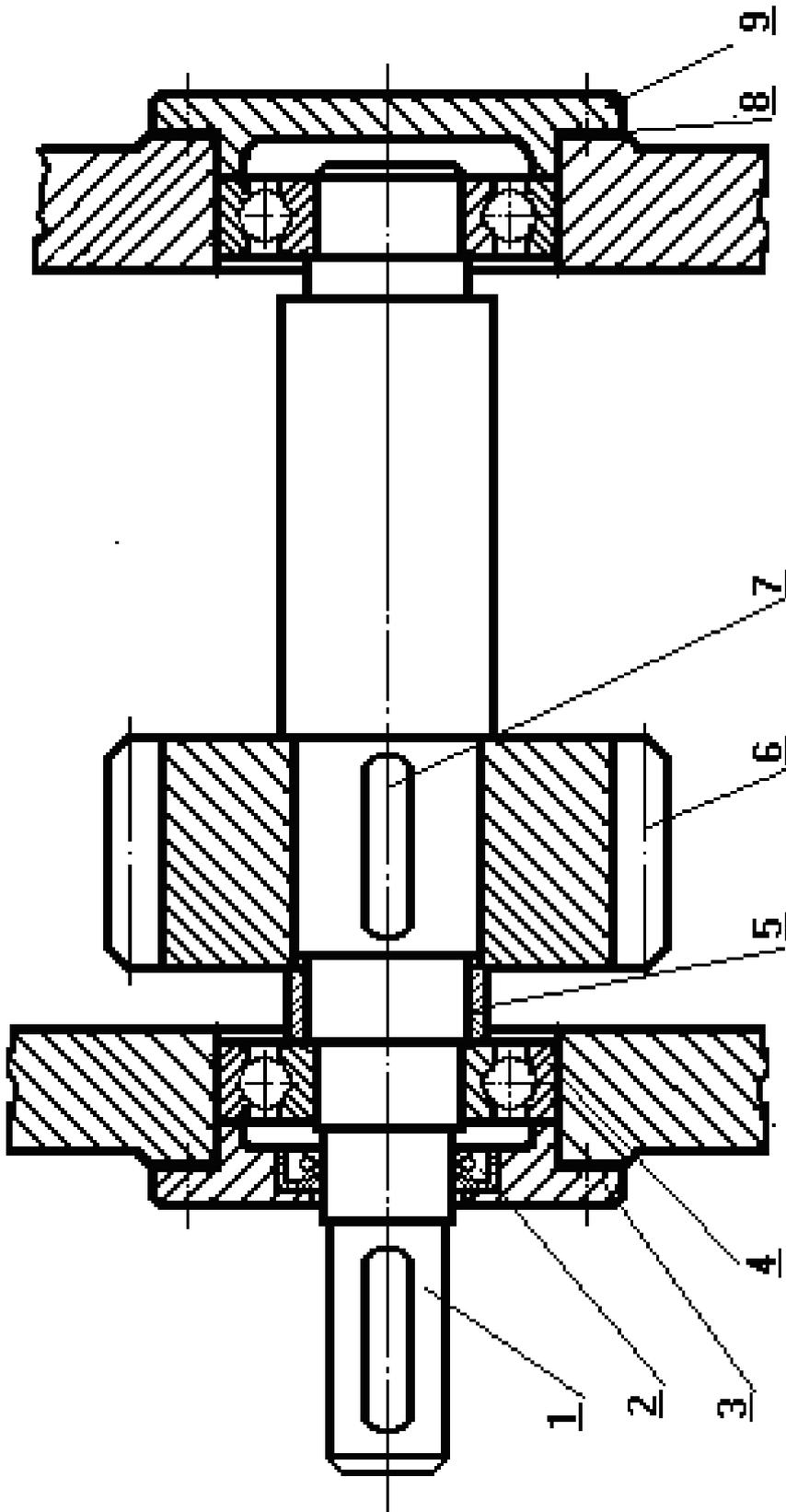


РИС...1.2

1. Вал; 2. Манжета; 3. Крышка подшипника сквозная; 4. Подшипник; 5. Втулка распорная; 6. Колесо зубчатое; 7. Шпонка; 8. Прокладка; 9. Крышка подшипников глухая.



Вал

Вал предназначен для передачи крутящего момента вдоль своей оси между базирующимися на нем деталями передач и муфт. Вал имеет ступенчатую форму поверхности, регламентирующую последовательность установки на нем деталей и позволяющей осуществить его фиксацию в осевом направлении.

Шпонки

Детали соединяют с валом шпонками для передачи между ними крутящего момента. Размеры поперечного сечения шпонки выбирают по диаметру вала.

Подшипники

Подшипники служат для базирования валов в корпусе редуктора. Они обеспечивают одну свободу вращательного движения вала вокруг своей оси и позволяют зафиксировать вал от перемещений вдоль оси. Тип подшипника зависит от величины и соотношения осевых и радиальных нагрузок на опоре.

Крышки подшипников, манжеты

Крышки подшипников закрывают подшипниковые узлы. Они бывают сквозные и глухие. В сквозных крышках, имеющих отверстие для выхода вала, обязательно устанавливаются манжеты, предотвращающие вытекание масла из редуктора. Для обеспечения осевой фиксации деталей на валу между ними ставятся распорные втулки

Корпусные детали редуктора

Корпуса редукторов должны быть жесткими и прочными. Обычно они изготавливаются из чугуна или алюминиевых сплавов литыми, реже сварными из стального листа. Прочность корпусу редуктора обеспечивают ребра жесткости. Сочетание тонких стенок корпуса и ребер жесткости позволяет уменьшить массу редуктора.

Для удобства монтажа корпус делают разъемным, состоящим из двух - трех частей: корпуса и верхней части – крышки.

Для обеспечения точного взаимного положения частей корпуса редуктора относительно друг друга их фиксируют штифтами.

Для удобства эксплуатации редуктора на корпусе имеются;

а) смотровые окна для контроля состояния рабочих поверхностей зубьев пе-



редач;

б) рым-болты или другие устройства для транспортировки редуктора;

в) маслоуказатель для контроля уровня масла;

г) пробка для слива масла;

д) отдушина для поддержания давления внутри полости редуктора на уровне атмосферного.

Для увеличения поверхности теплоотдачи корпуса червячных редукторов могут снабжаться ребрами.

Смазка передач редуктора

В большинстве случаев в редукторах применяется картерная смазка (смазка области зацепления путем окунания зубчатых колес в масляную ванну). В корпус зубчатого редуктора заливается масло из расчета 0,3...0,7 л/кВт передаваемой мощности или 0,7... 1 л / кВт для червячных редукторов.

Тихоходные зубчатые колеса погружаются в масло (не более чем до 0,3 радиуса) и при вращении разбрызгивают его.

Подшипники качения смазываются масляными брызгами от вращения зубчатых колес. Однако, если скорость зубчатых колес менее 3 м/с, масляные брызги образуются слабо, поэтому подшипники смазывают консистентными смазками. Чтобы густая смазка не вымывалась в полость редуктора, подшипники отделяют от нее специальными мазеудерживающими шайбами.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

4. 1 Изучите (по указанию преподавателя) конструкцию вала с закрепленными на нем деталями (Зубчатые колеса, подшипники, втулки и крышки показать в разрезе). Выделите общие для всех валов характерные участки длины и поверхности. Что дает ступенчатая форма вала? Как вал крепится в редукторе? Как на валу крепятся зубчатые колеса? Какой участок вала передает крутящий момент? Где вал изгибается?

4.2 Подшипники. Каково назначение подшипников в редукторе? Как они называются? Обоснуйте их название.

4.3. Объясните назначение крышек подшипников, есть ли между ними отличие?



4.4 Особенности конструкции корпуса редуктора.

4.5 Какими качествами должны обладать корпусные детали (исходя из их назначения)? Почему корпуса редукторов делают разъемными? Предложите технологию изготовления и сборки корпуса редуктора. Как добиться точного совмещения разъемных частей корпуса редуктора? Как детали корпуса соединяются между собой? Как корпус редуктора крепится к раме? Как в редукторе осуществляется смазка зубчатых колес и подшипников? Куда заливается смазка? Как определить уровень смазки в редукторе? Как слить отработанную смазку? Как провести осмотр состояния передач без разборки редуктора?

4.6 Какие размеры важны для сборки редуктора? Какие размеры нужно иметь для соединения редуктора с другими узлами? Например: двигателем, муфтами, рамой?

4.7 Какие приспособления имеет редуктор для его перемещения при монтажных работах?

4.8 Какими критериями оценивается качество редуктора?

4.9 Обоснуйте и приведите в отчете перечень исходных данных, необходимых для проектирования редуктора.

ЛИТЕРАТУРА

Дунаев П.В., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для машиностроит. Спец.–М.: Высш. шк., 1984. Глава 7...10.

Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие.– М.: Высш. шк., 2004

Детали машин. Атлас конструкций (Под ред. Решетова Д.Н.) – М.: Машиностроению., 1984



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Кафедра "Основы конструирования машин"

Лабораторная работа №7

Тема: «Основы конструирования редукторов»

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

Ростов - на - Дону
20__ г.



1. Цель работы _____

2. Классифицировать полученный для изучения редуктор.

3. Вычертить кинематическую схему редуктора с обозначением номеров валов, передаточных чисел U_i и числа зубьев Z_i .

4. Определение технических характеристик редуктора.

4.1. Расчет максимальной частоты вращения быстроходного вала:

$$n_{\max} = \frac{60 \cdot V_{\max} \cdot 10^3}{\pi \cdot d_w} = \text{_____} = \text{_____ об / мин.}$$

4.2 Расчет чисел зубьев колес, расчет передаточных чисел отдельных передач и общего передаточного числа редуктора.

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \text{_____} = \text{_____}; U_2 = \text{_____} = \text{_____}; U_3 = \text{_____} = \text{_____}$$

Расчет передаточного числа редуктора :

$$U_p = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_i = \text{_____} = \text{_____},$$

4.3 Расчет крутящего момента на выходном валу :

$$T_{\max} = 0,2 \cdot d^3 [\text{ткр}] = \text{_____} = \text{_____ Нмм},$$

4.3 Расчет η_p – к.п.д. редуктора, с использованием табличных значений к.п.д, передач и подшипников.

$$\eta_p = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i = \text{_____} = \text{_____}$$



n_{\max}	U_1	U_2	U_3	U_p	T_{\max}	η_p

5. Ответы на контрольные вопросы

5.1 Валы

Назначение, особенности конструкции, виды деформаций.

5.2 Шпонки

Назначение, методика выбора, критерий расчета.

5.3 Подшипники

Назначение, методика выбора, критерий расчета.

5.4 Крышки подшипников, манжеты

Назначение, методика выбора.

5.5 Корпусные детали редуктора

Назначение, требования к корпусным деталям, особенности монтажа, эксплуатации и обслуживания.

5.6 Смазка передач редуктора

Описать способы и виды смазки редуктора.

6. Эскиз сборочного чертежа в