

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ

ПО МЕХАНИКЕ, ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ



БЛАГОВЕЩЕНСК
ИЗДАТЕЛЬСТВО ДАЛЬГАУ
2012

УДК 621.81 (027)

Методические указания к лабораторным работам по механике, прикладной механике составлены Л.В. Козловой, И.Н. Щербининой.

В методических указаниях представлены лабораторные работы по основным разделам курса «Механика», «Прикладная механика» для направлений подготовки 260100 «Продукты питания из растительного сырья», 260200 «Продукты питания животного происхождения», 260800 «Технология продукции и организация общественного питания», 110800.62 Агроинженерия «Электрооборудование и электротехнологии», 140400 «Электроэнергетика и электротехника».

В них освещаются теоретическое обоснование, методика и порядок проведения лабораторных работ.

Рецензент – С.В. Корбанёв, канд.техн.наук, доцент кафедры основ конструирования и графики ДальГАУ

Рекомендованы к изданию методическим советом института механизации сельского хозяйства Дальневосточного государственного аграрного университета (Протокол №8 от 26.04.2012).

Издательство ДальГАУ

2012

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Введение

В процессе работы зубчатые колёса изнашиваются. Этот износ особенно значителен в сельскохозяйственных машинах, так как бывает затруднительно, а часто и невозможно обеспечить устранение попадания пыли, земли, влаги и тому подобное в зону работы зубьев зубчатых колёс. Для производства ремонта изношенных колёс, а также для замены их новыми необходимо определить первоначальные формы и величины некоторых параметров зацепления.

Основными параметрами, подлежащими определению, являются следующие: модуль зацепления (m), профильный угол исходного контура (α), смещение инструмента, при котором нарезалось данное колесо (x). По этим параметрам можно рассчитать остальные размеры зубчатых колёс (диаметры окружностей, толщины зубьев и т. п.).

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: ознакомиться с некоторыми методами управления основных элементов зубчатых колёс. Научиться определять основные параметры зубчатых колёс.

ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТЫ: 1. Прямозубчатые колёса с эвольвентным профилем зубьев; 2. Штангенциркуль.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ.

1 Определение модуля зацепления и профильного угла исходного контура

Модуль зацепления и профильный угол исходного контура для колёс с эвольвентным профилем зубьев удобно определять по основному шагу (шагу, измеренному по основной окружности). Основной шаг удобно определять, используя следующее свойство эвольвенты: расстояние по нормали между эвольвентами одной эволюты постоянно и равно основному шагу.

Основной шаг, измеряемый по нормали, имеет одно и то же значение вне зависимости от того, нарезалось ли колесо со стандартной установкой

инструмента (нулевое) или со смещением инструмента (корректированное). Поэтому метод определения модуля зацепления и профильного угла через основной шаг даёт достаточно достоверные результаты.

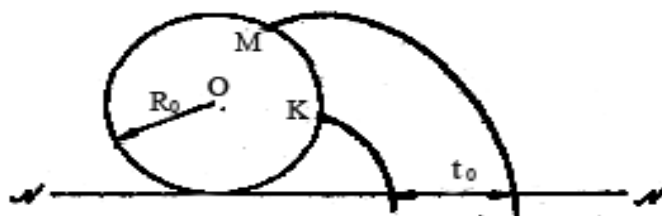


Рис. 1

Измерение основного шага производится шагомером, нормалеммером, штангенциркулем. Основной шаг определяется как разность из двух замеров длины общей нормали (см. рис. 2):

$$t_0 = N_n - N_{n-1}, \quad (1)$$

где N_n - длина общей нормали при обхвате n зубьев,

N_{n-1} - длина общей нормали при обхвате $(n-1)$ зубьев.

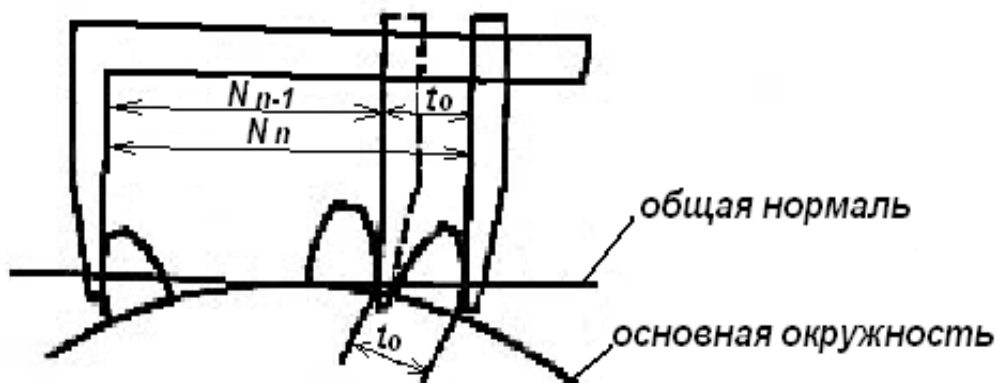


Рис. 2

Число зубьев n , обхватываемых мерительным инструментом, определяется по таблице 1 (см. приложение 1). При этом необходимо следить за тем, чтобы губки инструмента тыльной своей частью не касались соседних зубьев. Плоскость расположения инструмента следует располагать перпендикулярно оси вращения колеса. Для устранения влияния на точность из-

мерения случайных причин (выработка, заусенцы, раковины) каждая из величин N_n и N_{n-1} измеряется три раза в разных местах колеса. В формулу (1) подставляются средне-арифметические значения этих величин, то есть

$$N_n = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 N_n^{(i)} ; \quad N_{n-1} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 N_{n-1}^{(i)} . \quad (2)$$

Определённый по формуле (1) основной шаг измеряемого колеса уточняется по таблице 2 (см. приложение 1). Значение табличного основного шага принимается как уточнённое. По уточнённому основному шагу в таблице 2 находят модуль зацепления m (либо питч) и профильный угол α .

Системы зацепления и профильные углы приведены таблице 3 (см. приложение 1). Значения модулей зацепления стандартизированы по ГОСТ 9563-61. В первом, предпочтительном ряду предусмотрены следующие модули, до которых должны округляться модули, полученные из расчётов: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,8; 1; 1; 25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 8; 10; 12; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

Допускается для использования следующий ряд модулей: 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Модуль и питч связаны следующим соотношением:

$$m p = 25,4 \quad (3)$$

Примечание: в таблице 3 (см. приложение 1) указаны страны с метрической системой и дюймовой системой мер и, соответственно, с модульным и питчевым зацеплениями. В таблице 3: f - коэффициент высоты головки зуба, c -радиальный занос в зацеплении.

2 Определение величины смещения инструмента при нарезании

Величину смещения можно определить по формуле

$$x = \frac{S'_0 - S_0}{2 \sin \alpha} , \quad (4)$$

где S'_0 - толщина зуба по основной окружности измеряемого колеса:

$$S'_0 = N_n - (n-1)t_0, \quad (5)$$

t_0 – уточненное по таблице 2 значение основного шага,

S_0 – толщина зуба по основной окружности нулевого (некоррегированного) колеса,

$$S_0 = d_0 \left(\frac{S}{d} + \text{inv} \alpha \right), \quad (6)$$

$d_0 = d \cdot \cos \alpha$ – диаметр основной окружности,

$S = 0,5\pi \cdot m$ – толщина зуба по делительной окружности,

$d = m \cdot Z$ – диаметр делительной окружности,

$\text{inv} \alpha$ – инволюта угла α (см. табл. 4, приложение 1).

Результаты вычислений по формуле (4) могут иметь три следующих вида: 1. $x = 0$

2. $x > 0$

3. $x < 0$

В первом случае имеем нулевое колесо, во втором – положительное, в третьем – отрицательное.

Иногда модуль зацепления удобно определять по формуле

$$m = \frac{D_e}{Z + 2}, \quad (7)$$

где D_e – диаметр окружности выступов колеса (измеряется),

Z – число зубьев колеса (подсчитывается).

Если колесо имеет чётное количество зубьев, то диаметр окружности выступов определяется непосредственным замером (см. рис. 3), если нечётное, то D_e определяется по формуле

$$D_e = d + 2H, \quad (8)$$

где d – диаметр посадочного отверстия,

H – расстояние (см. рис. 4).

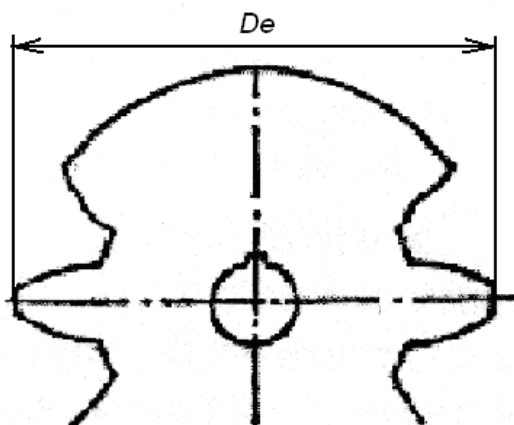


Рис. 3

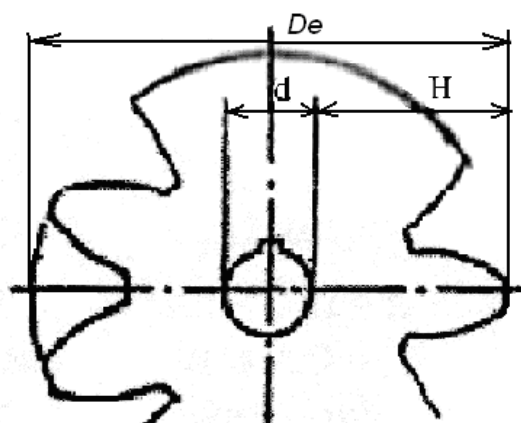


Рис. 4

Величина модуля зацепления, определяемая по формуле (7), будет достоверной в том случае, если измеряемое колесо будет нулевым. Если величина модуля получается большей, чем при определении модуля по осевому шагу (см. раздел 1), то колесо будет положительное, если меньшей – отрицательное.

3 Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса Z .
2. Подобрать число зубьев обхвата штангенциркулем – n (по табл. 1).
3. Измерить участки общей нормали N_n и N_{n-1} (см. рис. 1) каждый три раза. Найти их среднее значение (см. формулы 2).
4. По формуле (1) определить основной шаг – t_0 , уточнить его по таблице основных шагов (см. приложение, табл. 2).
5. По таблице 2 определить модуль m (или питч) и профильный угол зацепления α .
6. По формуле (4) определить величину смещения инструмента, предварительно определив S_0 и S'_0 .
7. Сделать вывод о том, каким является измеряемое колесо: нулевым, положительным, отрицательным.
8. Определить модуль зацепления по формуле (7).
9. Сравнить данные с результатами, полученными из пунктов 5 и 8.
10. Составить отчёт о работе.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица 1

Z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-31
n	2	3	4	5	6	7	8	9

Таблица 2

Основные шаги

Модуль, мм	Питч, дюйм	Значение основных шагов t_0 , мм		
		$\alpha = 20^0$	$\alpha = 14^0 30'$	$\alpha = 15^0$
1	2	3	4	5
1,25	-	3,690	-	3,793
-	20	3,749	3,863	-
-	18	4,116	4,292	-
1,50	-	4,428	-	4,552
-	16	4,687	4,823	-
1,75	-	5,116	-	5,310
-	14	5,356	5,518	-
2,00	-	5,904	-	6,059
-	12	6,249	6,438	-
2,25	-	6,642	-	6,828
-	11	6,817	7,028	-
2,50	-	7,380	-	7,586
-	10	7,498	7,725	-
2,75	-	8,118	-	8,345
-	9	8,332	8,584	-
3,00	-	8,356	-	9,104
-	8	9,373	9,657	-
3,50	-	10,332	-	10,621
-	7	10,712	11,036	-
4,00	-	11,308	-	12,138
-	6	12,497	12,876	-
4,50	-	13,285	-	13,655
5,00	-	14,761	-	15,173
-	5	14,997	13,451	-

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
6,00	-	17,718	-	18,207
-	4	18,748	19,314	-
6,50	-	19,189	-	19,725
7,00	-	20,665	-	21,242
-	3,5	21,242	27,073	
8,00	-	23,617	-	24,276
-	3	24,995	25,752	-
9,00	-	26,569	-	27,311
10,00	-	29,521	-	30,345
-	2,5	29,994	30,902	-
11,00	-	32,473	-	33,379
-	2,25	33,326	34,335	-
12,00	-	35,426	-	36,415
-	2	37,492	33,627	-

Таблица 3

Системы зацеплений и профильные углы

Параметры	Россия			США			Великобритания		Германия			Франция		
	α	f	c	α	f	c	α	f	c	α	f	c	α	f
α	15	20	20	14,5	20	20	14,5	20	15	20	20	20	20	20
f	1	1	0,8	1	1	0,8	1	1	1	1	0,8	1	1	0,75
c	-	0,25		-	-	0,2	-	-	-	-	0,3	-	-	0,2
Система зацеплений	модульная			питчевая			питчевая		модульная			модульная		

Таблица 4

Инволюты и тригонометрические функции
профильных углов

α	$\alpha = 14^{\circ}30'$	$\alpha = 15^{\circ}$	$\alpha = 20^{\circ}$
$\sin \alpha$	0,25038	0,25882	0,34202
$\cos \alpha$	0,96815	0,96592	0,93969
$\operatorname{inv} \alpha$	0,0055448	0,0061488	0,014904

4 Контрольные вопросы

1. Что такое модуль зацепления?
2. Что такое основной шаг?
3. Какая окружность называется основной, делительной, начальной?
4. Что такое модульная прямая зуборезной рейки?
5. Укажите причины, вызывающие необходимость нарезания зубчатых колёс со сдвигом инструмента относительно заготовки?
6. Что означает $inv\alpha$?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: ознакомление с классификацией, конструкцией и назначением валов.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Назначение и классификация валов

Для поддержания вращающихся деталей и для передачи вращающегося момента от одной детали к другой (в осевом направлении) в конструкциях используют детали в форме тел вращения, называемые валами.

В зависимости от вида используемой деформации условно различают:

- а) простые валы - работают в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия), их применяют в зубчатых переменных передачах (рис. 1, а);
- б) торсионные валы - работают лишь в условиях кручения, соединяя обычные два вала на индивидуальных опорах;
- в) оси - поддерживающие невращающиеся валы, работающие лишь в условиях изгиба.

В зависимости от распределения нагрузок вдоль оси валы выполняют гладкими (рис. 1, а) или ступенчатыми (рис. 1, б, в).

В специальных машинах (поршневых двигателях и компрессорах) ис-

пользуют коленчатые валы, имеющие «ломаную» ось (рис. 1, г).

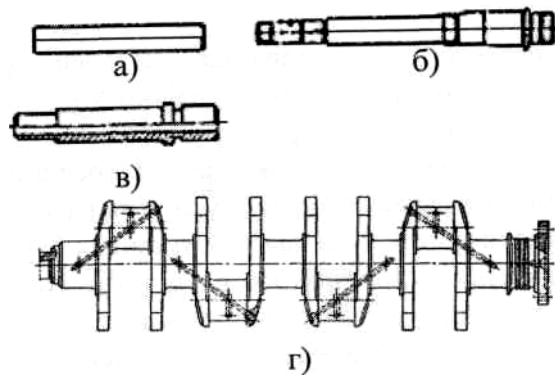


Рис. 1

Для передачи вращающегося момента между двигателями со смещенными в пространстве осями входного и выходного валов применяют специальные гибкие валы, имеющие криволинейную геометрическую ось при работе.

В зависимости от расположения, быстроходности и назначения валы называют входными, промежуточными, выходными, тихо- или быстроходными, распределительными и т. п.

Особенности конструкций

Конструктивная форма вала зависит от нагрузки, способов фиксации насаживаемой детали и условий сборки (разборки).

Участки осей и валов, которыми они опираются на подшипники, при восприятии радиальных нагрузок называют цапфами, при восприятии осевых нагрузок - пятами (рис. 2, а). Цапфы, расположенные на некотором расстоянии от концов осей валов, называются шейками (рис. 2, б). Цапфы осей и валов, работающие в подшипниках скольжения бывают цилиндрическими (рис 2, а), коническими (рис. 2, в) и сферическими (рис.2,г). Самые распространённые - цилиндрические цапфы, так как они наиболее просты, удобны и дешевы в изготовлении, установке и работе.

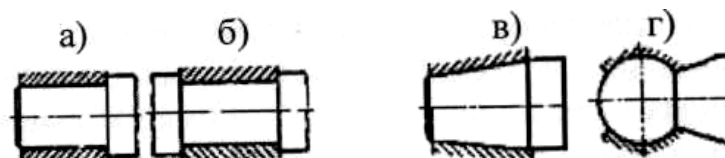


Рис. 2

Конические и сферические цапфы применяют сравнительно редко, например для регулирования зазора в подшипниках точных машин и вкладыша подшипника, а иногда для осевого фиксирования оси или вала.

Для осевого фиксирования деталей (подшипников, зубчатых колёс и др.) на валах выполняют упорные буртики или заплечики (рис. 3, а - д).

Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют радиусной галтелью (рис. 3, а) или в форме канавки (рис. 3, б-д). Высота упорных буртиков (рис. 3, г) для фиксирования подшипников должна обеспечивать их демонтаж и подход смазочного материала.

Разность между диаметрами ступеней осей и валов для снижения концентрации напряжений должна быть минимальной. Торцы осей и валов, для облегчения установки вращающихся на них деталей машин и предупреждения травмирования рук делают с фасками, то есть слегка обтачивают на конус (рис. 1). Радиусы закруглений галтелей и размеры фасок нормализованы ГОСТ 10948 - 64.

Фиксирование в окружном направлении насаживаемой детали (колёса, шкива) на валу часто осуществляют соединения с натягом (за счёт сил трения). В таких соединениях диаметр подступичной части вала следует увеличивать на 5... 10 % против соседних участков для снижения напряжений в зонах концентрации. При средних значениях вращающего момента и менее высоких требованиях к точности центрирования применяют шпоночные соединения, а при высоких вращающих моментах и повышенных требованиях к центрированию применяют шлицевые соединения.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы колёс, шкивов, звёздочек и тому подобное) следует выбирать из стандартного ряда посадочных размеров, а диаметры посадочных поверхностей под подшипники качения - из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников.

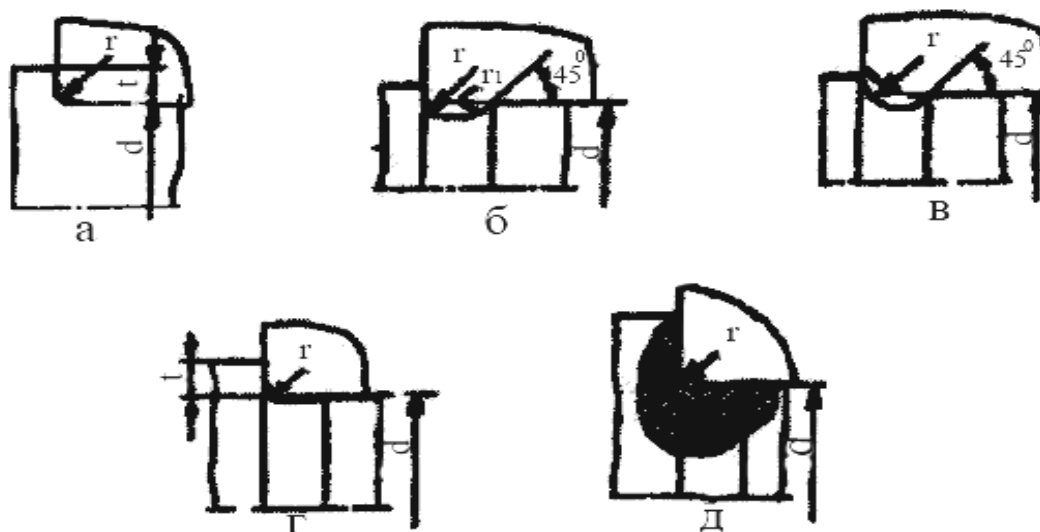


Рис. 3. Сопряжение ступеней вала

Технические условия на изготовление валов зависят от требований к конструкции. Наиболее жёсткие требования по точности и шероховатости поверхности предъявляются к шейкам валов, на которые устанавливают подшипники качения.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с классификацией и назначением валов.
2. Ознакомиться с особенностями конструкций валов.
3. Для заданного вала определить назначение, классификацию, отметить особенности конструкций.
4. Сделать эскиз заданного вала.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение валов и осей и как их классифицируют?
2. Назовите основные способы фиксации насаживания деталей.
3. Укажите формы сопряжения переходных участков и ступеней валов для осевого фиксирования.
4. Укажите способ фиксирования в окружном направлении.
5. В каких случаях применяют шпоночные и шлицевые соединения?
6. Назовите основные виды цапф.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: изучение классификации конструкций и условных обозначений основных типов подшипников качения.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Подшипники качения состоят из наружного и внутреннего колес с дорожками качения; шариков или роликов (тел качения), которые катятся по дорожкам качения колец; сепаратора, разделяющего и направляющего шарики или ролики, что обеспечивает правильную работу.

Достоинства подшипников качения: малые моменты сил трения и пусковые моменты, малый нагрев, и незначительный расход смазочных материалов, простое обслуживание.

Конструкции и назначение основных типов подшипников качения

1. Шарикоподшипник радиальный однорядный (рис. 1, а) нормализованный ГОСТ 8338-75, состоит из внутреннего и наружного колец, одного ряда шариков и сепаратора. Этот подшипник воспринимает радиальную нагрузку, которая не должна превышать 70% от неиспользованной радиальной, представляющих между собой разность между допускаемой и действующей радиальными нагрузками.

Данный подшипник благодаря компактности, достаточно высокой нагрузочной способности и долговечности, возможности воспринимать осевую нагрузку и сравнительно небольшой стоимости, имеет широкое распространение во всех областях машиностроения. Кроме рассмотренного применяются и другие типы радиальных однорядных шарикоподшипников.

2. Шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный (рис. 1, б; ГОСТ 5720-75) имеет два ряда шариков, расположенных в шахматном порядке, дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности, описанной из центра подшипника, что обеспечивает подшпи-

ку самоустанавливаемость.

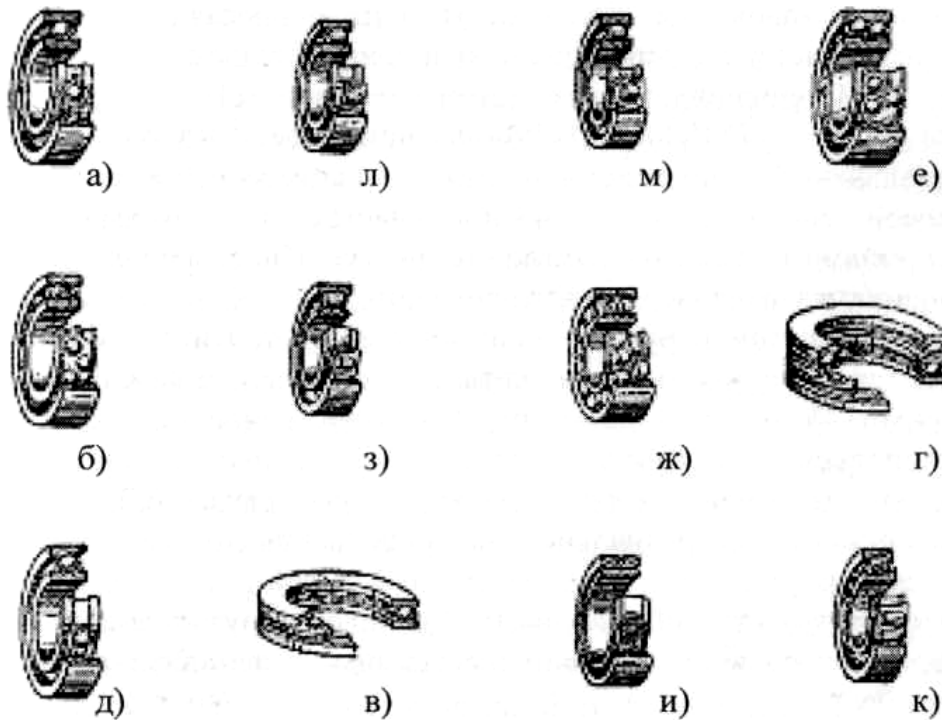


Рис. 1

Подшипник воспринимает радиальную нагрузку при возможном перекосе вала до $2...3^{\circ}$, но может одновременно также и осевую, не превышающую 20 % от неиспользованной радиальной. Применяется для валов подверженных значительным прогибам, и в тех случаях, когда нет гарантии в точной соосности посадочных мест подшипников, например при установке подшипников данного вала в отдельных корпусах.

3. Шарикоподшипники упорный одинарный (рис. 1, в; ГОСТ 7872-89) и двойной (ГОСТ 7872-75) воспринимают только осевые нагрузки, одинарный – односторонние, а двойной – знакопеременные. В упорных шарикоподшипниках дорожки качения и шарики расположены на торцевых поверхностях колец. Одно из колец одинарного подшипника устанавливается на валу с натягом. В двойном подшипнике на валу с натягом устанавливается среднее кольцо. Упорные шарикоподшипники удовлетворённо работают только при низких и средних угловых скоростях валов, при больших угловых скоростях, работают плохо вследствие влияния на шарики центробеж-

ных сил.

4. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузку (рис. 1, д; ГОСТ 831-75). При большой угловой скорости вала он применяется для того, чтобы воспринимать только осевую нагрузку.

Конструкция этого подшипника отличается от радиального однорядного тем, что один из бортов наружного кольца срезан почти полностью, благодаря чему в нём устанавливается примерно на 45% больше шариков того же диаметра. Соответственно радиальная грузоподъемность данного подшипника больше на 30...40 %. Осевая нагрузка его не должна превышать 0,7...2 от неиспользованной радиальной нагрузки (в зависимости от угла контакта шариков с кольцами). Часто в опоре ставят два таких подшипника, что обеспечивает большую грузоподъемность опоры и способность её воспринимать знакопеременную осевую нагрузку.

5. Шарикоподшипник радиально-упорный двухрядный воспринимает значительные радиальные, знакопеременные осевые и комбинированные нагрузки при высоких требованиях к жёсткости опор валов (рис. 1, е; ГОСТ 4252 – 75).

6. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами (рис. 1, з, м; ГОСТ 8328-75) воспринимает большие радиальные нагрузки. По сравнению с радиальным однорядным шарикоподшипником грузоподъёмность его больше в среднем в 1,7 раза. Подшипник легко разбирается в осевом направлении и допускает некоторое осевое смещение колец, что очень важно при осевой самоустановке вала. Различают восемь типов конструкций, из которых основной - подшипник без бортов на наружном или на внутреннем кольце. Если требуется осевая односторонняя фиксация вала, то применяют подшипники с одним бортом на наружном или на внутреннем кольце, или другие подобные типы. При необходимости фиксации вала в обоих осевых направлениях применяют подшипник с упорным

кольцом или с двумя зазорными шайбами.

7. Роликоподшипник радиальный с длинными цилиндрическими роликами (рис. 1, л) воспринимает большие радиальные нагрузки при ограниченных радиальных габаритах. Применение его в машиностроении ограничено, и поэтому он не нормализован.

8. Роликоподшипник радиальный сферический двухрядный (рис. 1. ж; ГОСТ 5721-75) в конструктивном отношении характеризуется тем, что два ряда бочкообразных роликов расположены в шахматном порядке и опираются на наружное кольцо по дорожке качения со сферической поверхностью, описанной из центра подшипника, благодаря чему этот подшипник самоустанавливающийся. Применяется в тех же областях машиностроения, что и радиальный сферический двухрядный шарикоподшипник, но может воспринимать большие радиальные нагрузки, а также осевую нагрузку до 25 % неиспользованной радиальной.

9. Роликоподшипник с витыми роликами (ОСТ 26005) воспринимает радиальные ударные нагрузки, действие которых смягчается податливостью роликов. Преимущество этого подшипника в том, что при ударах и толчках, а также при возможном перекосе роликов во время работы последние благодаря своей конструкции предохраняются от поломки. Витые ролики изготавливают навивкой из ленты прямоугольного сечения.

10. Роликоподшипник игольчатый (ГОСТ 4657-82) воспринимает большие, но только радиальные нагрузки при весьма стесненных радиальных габаритах. Подшипник сепаратора не имеет. Нормально работает в условиях качения в нагруженной зоне и в условиях скольжения в ненагруженной зоне, где тонкие иглы, находясь в слое смазки, образуют подвижный масляный вкладыш. Для максимального уменьшения радиальных габаритов применяют также игольчатые роликоподшипники с одним наружным кольцом или только в виде комплекта игл. В таких подшипниках посадочные поверхности вала и корпуса под иглы подвергают закалке до высокой твёрдо-

сти, шлифуют и полируют.

11. Роликоподшипник конический однорядный (рис. 1, к;ГОСТ 27365-87) воспринимает одновременно значительные радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Ролики в нем конические. По сравнению с радиально - упорным однорядным шарикоподшипником радиальная грузоподъёмность его не выше 90 %. Данный подшипник очень удобен при сборке, разборке и регулировке зазоров и поэтому широко распространён. Роликоподшипник конический двухрядный (ГОСТ 6364-78) применяют при действии на опору вала больших радиальной и знакопеременной осевой нагрузок. Роликоподшипник конический четырёхрядный (ГОСТ 8419-75) применяют при больших радиальных нагрузках в прокатных станках.

12. Роликоподшипник упорный с коническими роликами воспринимает только осевую нагрузку. Роликоподшипник (ГОСТ 9942-80) упорный сферический наряду с осевой может воспринимать небольшую радиальную нагрузку. Оба эти подшипника способны воспринимать большие осевые нагрузки, но быстроходность их низкая, ограничиваемая влиянием на ролики центробежных сил.

Условные обозначения подшипников

Подшипники имеют условные обозначения, состоящие из цифр и букв (табл. 1).

Две первые цифры, считая справа, обозначают внутренний диаметр подшипников, делённый на 5 (для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм, иначе для обозначения размера пришлось бы занять три цифры). **Третья цифра** справа совместно с седьмой обозначают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм.). Основная из особо легких серий обозначается цифрой 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжёлая – 4, лёгкая широкая – 5, средняя широкая – 6 и так далее.

Четвёртая справа цифра обозначает тип подшипника:
радиальный шариковый однорядный.....0

радиальный шариковый двухрядный сферический.....	1
радиальный с короткими цилиндрическими роликами.....	2
радиальный роликовый двухрядный сферический.....	3
роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами.....	4
роликовый с витыми роликами.....	5
радиально - упорный шариковый.....	6
роликовый конический.....	7
упорный шариковый.....	8
упорный роликовый.....	9

Пятая или **пятая и шестая цифры справа**, вводимые не для всех подшипников, обозначают конструктивные особенности подшипников, например угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений и т.д.

Цифры 6; 5; 4 и 2, стоящие через тире (разделительный знак) перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности, в порядке возрастания точности. Класс 0 не указывается.

Примеры обозначения подшипников класса точности 0: шариковые радиальные однорядные с внутренним диаметром 50 мм, легкой серии 210, средней – 310, тяжелой – 410. Роликоподшипники с внутренним диаметром 80мм, с короткими цилиндрическими роликами и бортами на внутреннем кольце лёгкой серии – 2216, средней – 2316, тяжелой – 2416, конические лёгкой серии – 7216, лёгкой широкой – 7510, средней – 7316, средней широкой – 7616.

Первый из указанных в параметрах подшипников класса точности 5 имеет обозначение 5–210.

Порядок выполнения работы

1. Изучить классификацию подшипников качения.
2. Изучить условные обозначения подшипников качения и для заданных подшипников определить их условное обозначение.
3. Для заданных подшипников дать краткую характеристику.
4. Сделать эскиз поперечного разреза подшипника.

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоят подшипники качения? Какова роль сепараторов в подшипниках?
2. По какому параметру подбирают подшипники качения?
3. Основные типы подшипников качения.
4. Каковы особенности конструкции и работы сферических и игольчатых подшипников? Где они применяются?
5. Укажите основные причины выхода из строя подшипников качения. Каковы внешние признаки выбраковки их?
6. Классы точности подшипников качения.
7. Дайте краткую характеристику любого типа подшипника.

Таблица 1

Обозначение серий подшипников

Серия диаметров	Серия ширины	Обозначение серии		Пример обозначения подшипника
		3-я цифра справа	7-я цифра справа	
1	2	3	4	5
Сверхлёгкая: 8	Узкая	8	7	7000800
	Нормальная	8	1	1000800
	Широкая	8	2	2003800
	Особо широкая	8	3	3007800
			4	4024800
			5	5004800
		6	6002800	
9	Узкая	9	7	7000900
	Нормальная	9	1	100090
	Широкая	9	2	2002900
	Особо широкая			
Особо лёгкая: 1	Узкая	1	7	7000100
	Нормальная	1	0	100
	Широкая	1	2	2002100
	Особо широкая	1	3	3003100
		1	4	4024100
		1	5	5004100
1		6	6002100	
7	Узкая	7	7	7000700
	Нормальная	7	1	1002700
	Широкая	7	2	2002700
	Особо широкая	7	3	3003700
			4	4004700
Лёгкая: 2 или 5	Особо узкая	2	8	8000200
	Узкая	2	0	200
	Нормальная	2	1	1000200
	Широкая	5	0	2500
	Особо широкая	2	3	3003200
			4	4004200

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
Средняя: 3 или 6	Особо узкая	3	8	8000300
	Узкая	3	0	300
	Нормальная	3	1	1002300
	Широкая	6	0	3600
	Особо широкая	3	3	3056300
Тяжёлая 4	Узкая	4	0	400
	Широкая	4	2	2086400
Нормаль- ные внут- ренние диаметры 9				
	Неопределённая	9	0	900

Примечание: подшипники неопределенных серий имеют в условном обозначении не более шести знаков.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ - ознакомление с классификацией редукторов и их устройством; определить основные размеры и составить компоновочную схему заданного редуктора.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепную или ременную передачу.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунового или сварного стального), в котором помещают элементы передачи – зубчатые колёса, валы, подшипники и так далее. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройство для смазки зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещён шестерёнчатый масляный насос) или устройство для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редуктор проектируют либо для привода определённой машины, либо по заданной нагрузке (моменту по выходному валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения. Второй случай характерен для специализированных заводов, на которых организовано серийное производство редукторов.

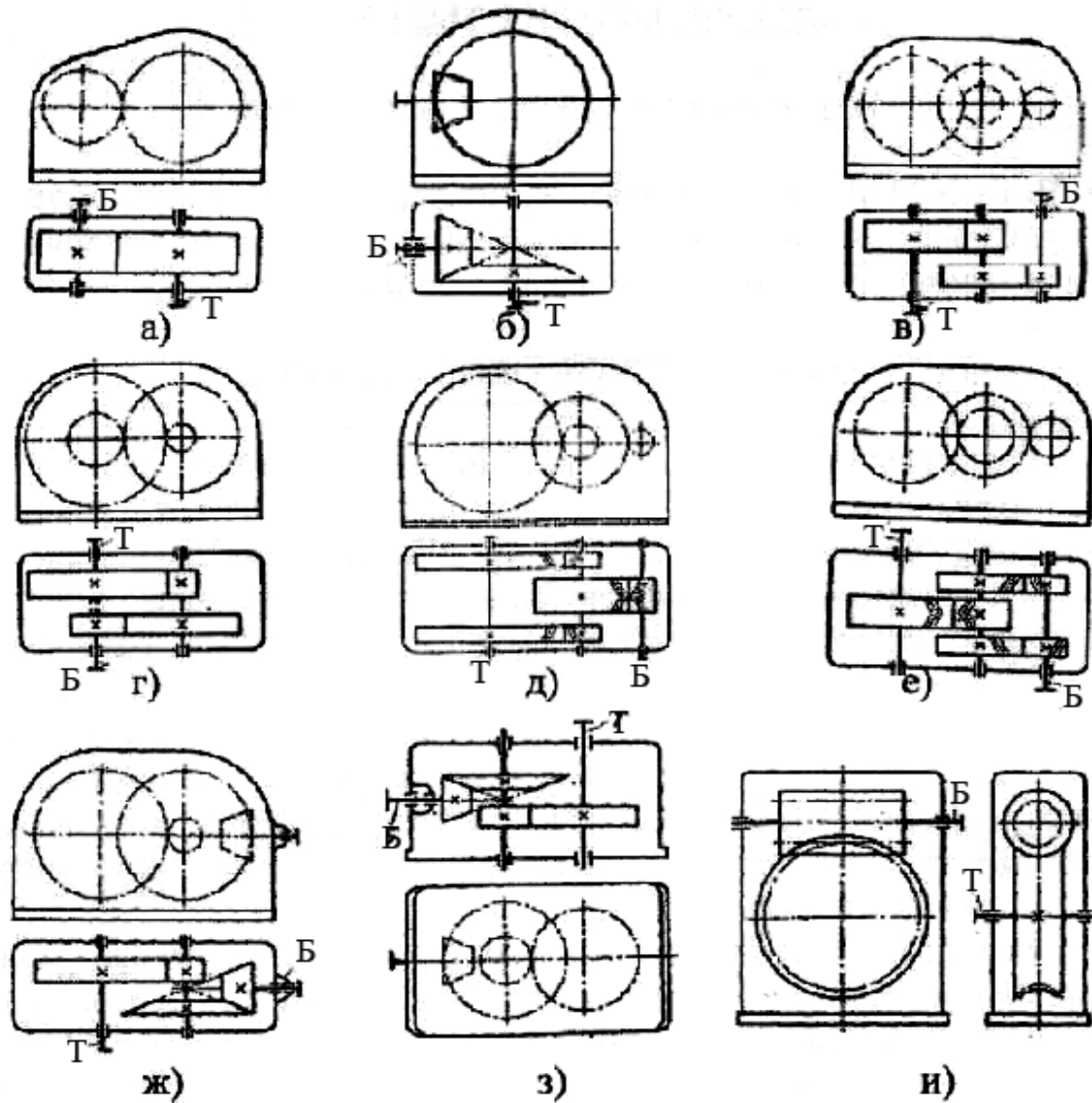


Рис. 1

Кинематические схемы наиболее распространенных типов редукторов представлены на рисунке 1:

- а) одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами;
- б) одноступенчатый редуктор с коническими зубчатыми колёсами;
- в) двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колёсами;
- г) двухступенчатый горизонтальный соосный редуктор;
- д) двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной второй

(тихоходной) ступенью;

е) двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной первой (быстроходной) ступенью;

ж) двухступенчатый горизонтальный коническо-цилиндрический редуктор;

з) двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор с вертикальным тихоходным валом;

и) червячный редуктор с верхним расположением червяка.

На кинематических схемах буквой **Б** обозначен входной (быстроходный) вал редуктора, а буквой **Т** – выходной (тихоходный).

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: тип передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные); число ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и так далее); тип зубчатых колёс (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и так далее); относительное расположение валов редуктора в пространстве (горизонтальные, кортикальные); особенности кинематической схемы (развёрнутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д.).

Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах передачи обеспечивают планетарные и волновые редукторы. Для обозначения передач используют большие буквы русского алфавита: **Ц** - цилиндрическая; **П** - планетарная; **К** - коническая; **Ч** - червячная; **Г** - глобоидная; **В** - волновая. Если в редукторе две или более передач, то после буквы ставятся соответствующие цифры.

Если все валы редуктора расположены в вертикальной плоскости, то к обозначению типа добавляется буква **В**; при вертикальной оси тихоходного вала добавляется индекс **Т**; при вертикальной оси быстроходного вала - индекс **Б**. В обозначении соосных редукторов вводится обозначение буквой «С». Обозначение типоразмера редуктора складывается из обозначения его типа и главного параметра его тихоходной ступени.

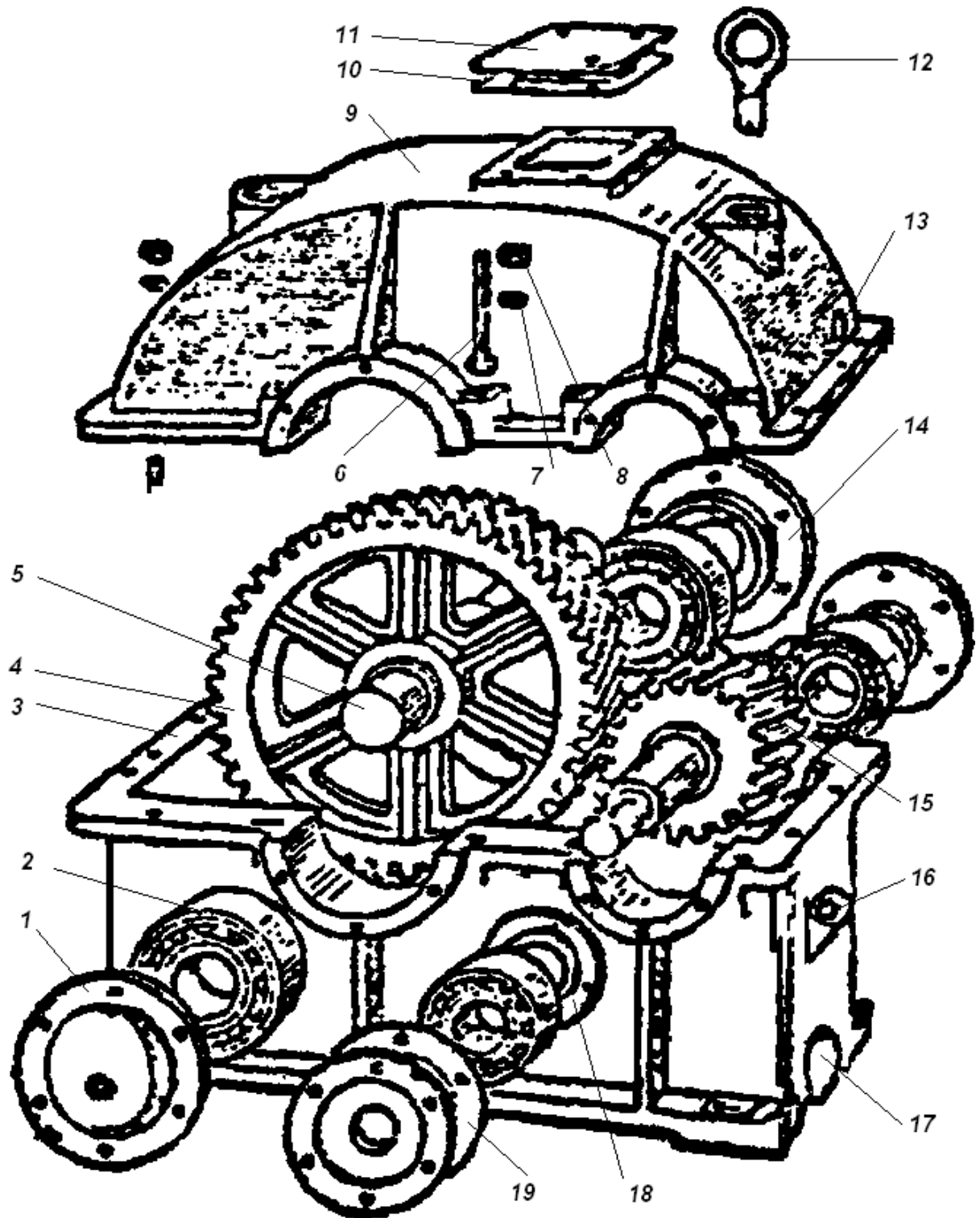


Рис. 2. Устройство редуктора:

1, 14 – крышка подшипника; 2 – подшипник; 3 – корпус редуктора; 4 – колесо зубчатое; 5 – вал; 6, 7, 8 – болт, шайба, гайка; 9 – крышка редуктора; 10 – прокладка; 11 – крышка смотровая; 12 – рым-болт; 13 – штифт; 15 – вал-шестерня; 16 – маслоуказатель; 17 – пробка; 18 – шайба отражательная; 19 – прокладка.

Главными параметрами для цилиндрической, червячной, глобоидной передач является – межосевое расстояние (a_w); для конической передачи - диаметр основания делительного конуса колеса (R_e).

Редуктор состоит из литого чугунного корпуса (СЧ-12 или СЧ-15), в котором смонтированы подшипниковые узлы, служащие опорами для валов редуктора (рис. 2). Корпус закрыт крышкой.

Основные размеры деталей редукторов определяются из расчетов на прочность, а некоторые выбираются из технологических или конструктивных соображений (см. табл. 1).

Таблица 1

Основные элементы корпуса из чугунного литья

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
1	2
Толщина стенки корпуса и крышки редуктора	Во всех случаях $\delta \geq 8$ мм и $\delta_1 \geq 8$ мм
Одноступенчатого цилиндрического	$\delta = 0,025a + 1$; $\delta_1 = 0,02a + 1$
Одноступенчатого конического	$\delta = 0,5R_e + 1$; $\delta_1 = 0,04R_e + 1$
Одноступенчатого червячного	$\delta = 0,04a + 2$; $\delta_1 = 0,032a + 2$
Двухступенчатого	$\delta = 0,025a + 3$; $\delta_1 = 0,02a + 3$
Толщина верхнего пояса (фланца корпуса)	$S = 1,5\delta$
Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$S_1 = 1,5\delta$
Толщина нижнего пояса корпуса: без бабышки при наличии бабышки	$p = 2,35$ $p_1 = 1,5$; $p_2 = (2,25 + 2,75)$
Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4)	$d_1 = (0,03 \div 0,036) a_w + 12$ мм; $d_1 = 0,072 R_e + 12$ мм
Диаметр болтов: у подшипников	$d_2 = (0,7 \div 0,75) d_1$

Продолжение таблицы 1

1	2
соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1$
Размер q , определяющий положение болтов d_2	$q \geq 0,5 d_2 + d_4$, d_4 - крепление крышки подшипника
Расстояние между внутренней стенкой редуктора и вращающейся деталью – l_1	$l_1 = (1,0...1,2) \delta$
Расстояние между вращающимися колёсами смежных ступеней l_2	$l_2 = (0,5...1,0) \delta$
Расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса редуктора - l цилиндрического конического червячного	$l = \delta$ $l = d_4$ $l = 8...12$ мм
Высота крышки подшипника с головкой болта – l_3 , определяется конструкцией крышки, типом уплотнения и способом крепления подшипника	l_3
Расстояние от вращающихся деталей до неподвижной l_4	$l_4 = d_4$
Расстояние от окружности выступов наибольшего зубчатого колеса до внутренней поверхности днища b_0	$b_0 = (5...100) m$

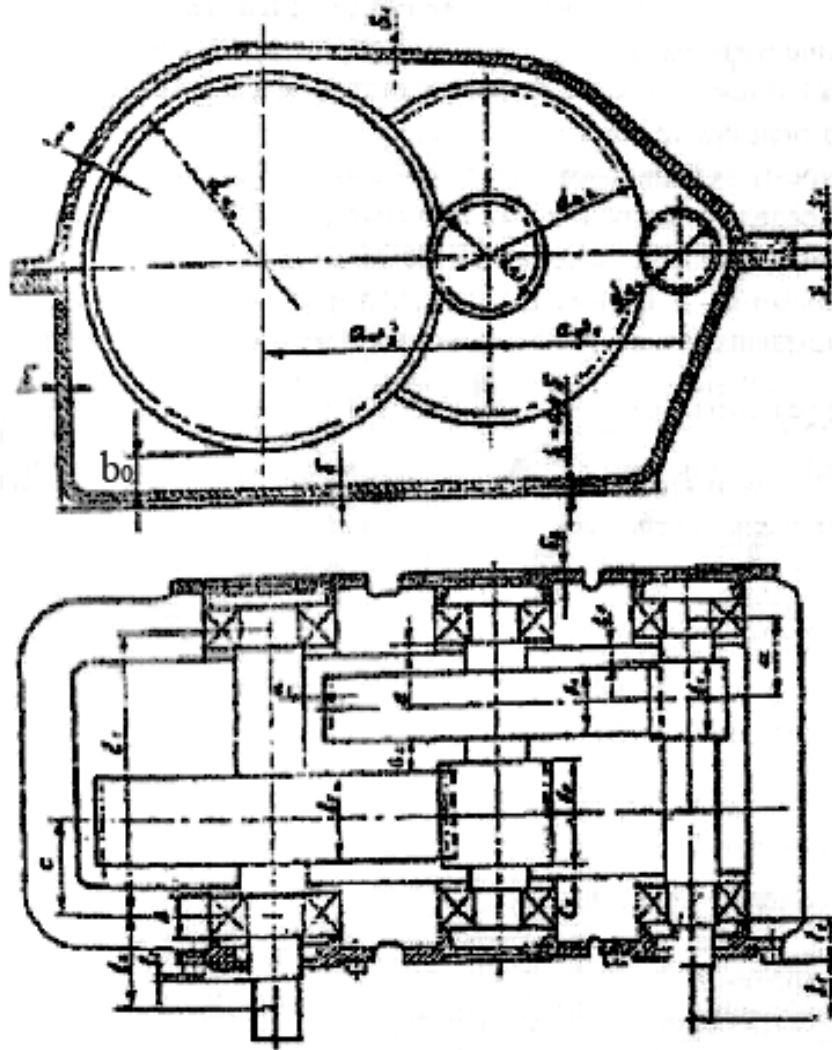


Рис. 3. Компоновочная схема редуктора

Порядок выполнения работы

1. Вычертить схемы редукторов, представленных в аудитории с указанием их достоинств и недостатков. Схемы представлять в одной проекции.
2. Определить основные размеры заданного редуктора: a_{ω} , b и так далее, где b – ширина зубчатого колеса.
3. Определить модули колёс $m = (0,01...0,02) \cdot a_{\omega}$ и округлить их до ближайшего значения по ГОСТ 9563-61 (стр. 5).

4. Рассчитать параметры редуктора, необходимые для построения компоновочного эскиза заданного редуктора.

5. Определить коэффициент ширины зубчатых колёс $\psi = \frac{b}{a_w}$,

если редуктор двухступенчатый, то для каждой пары определить отдельно и принять значение по ГОСТ 2185-66.

6. Определить число зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3 и Z_4 .

7. Определить передаточное число каждой ступени

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1}, U_2 = \frac{Z_4}{Z_3}.$$

8. Определить общее передаточное число редуктора $U = U_1 \cdot U_2$.

9. Вычертить компоновочную схему для исследуемого редуктора (рис. 3).

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен редуктор?
2. Как определить передаточное число для каждого вида редуктора?
3. Назвать основные схемы редукторов.
4. Назвать основные типы редукторов.
5. Назвать достоинства и недостатки редукторов.
6. Рассказать устройство редукторов: а) цилиндрического, б) червячного.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5 МУФТЫ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: - ознакомиться с классификацией, конструкциями и областью применения муфт с упругими элементами. Произвести проверочный расчёт муфт.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Муфтами называют устройства для соединения валов, совместно работающих узлов (агрегатов) машин, частей составных валов (валопроводах, трансмиссиях), а также для соединения валов с расположенными на них деталями (зубчатыми колёсами, звёздочками и так далее).

Применяемые в современном машиностроении муфты приводов по назначению, принципу действия и конструкции чрезвычайно многочисленны и разнообразны. Основные виды представлены на схеме классификаций муфт.

Размеры муфт принимают по стандарту. Основной характеристикой при подборе муфт является крутящий момент, учитывающий наиболее тяжёлое условие её нагружения и называемый расчётным крутящим моментом:

$$T_k = \kappa T, \quad (1)$$

где T - крутящий момент, передаваемый муфтой при установившемся режиме (номинальный момент), определяемый по формуле (2);

κ - коэффициент динамичности или режима работы, учитывающий дополнительные динамические нагрузки на муфту; его значение зависит от рода приводного двигателя и назначения рабочей машины; $\kappa = 1 \dots 6$,

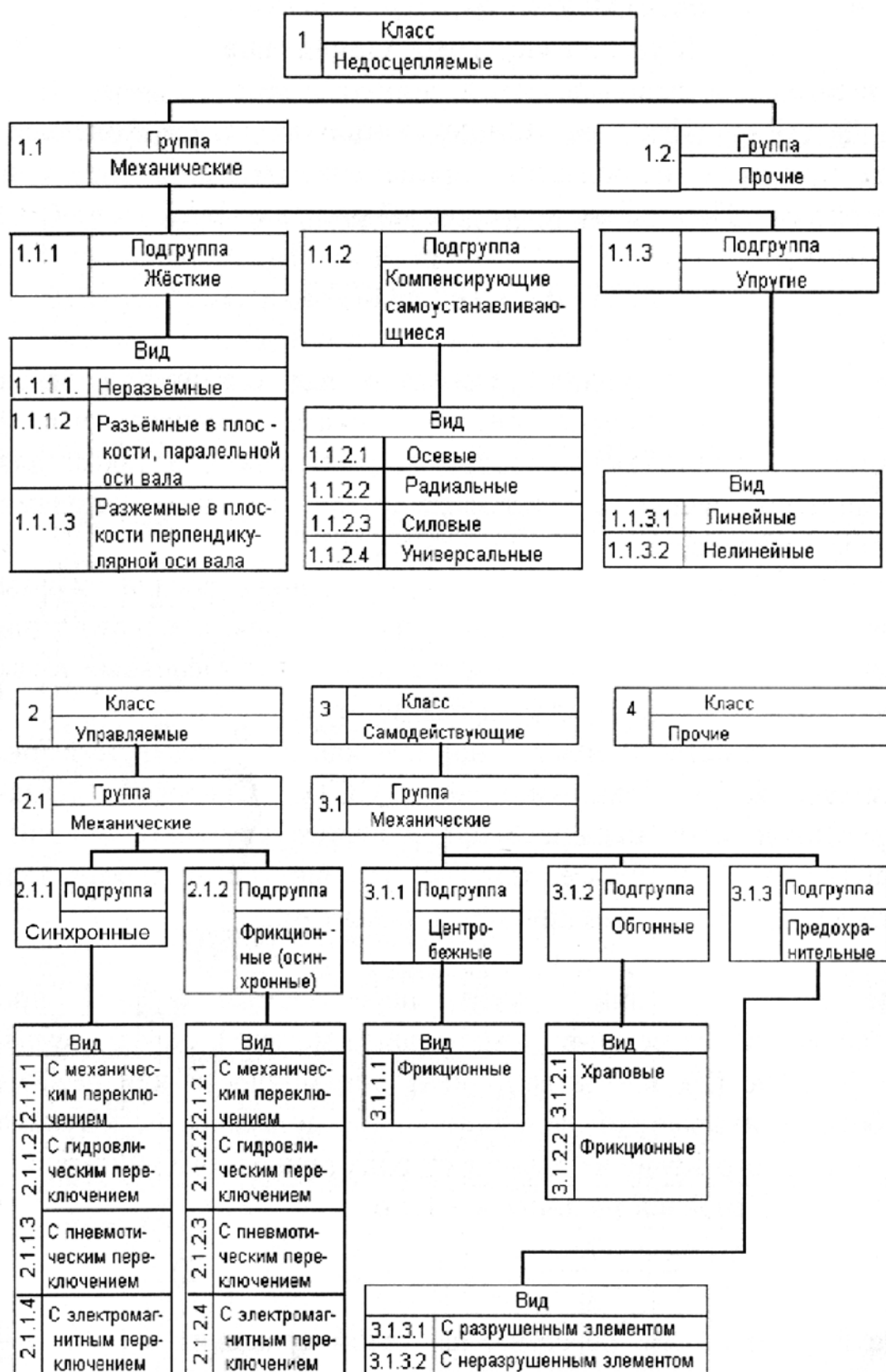
$$T = \frac{P}{\omega}, \quad (2)$$

P - мощность, передаваемая телом вращения, Вт;

ω - угловая скорость, рад/с.

Так как муфты подбирают по стандарту, то расчёт их осуществляют как проверочный.

Схема классификации механических муфт



Упругие муфты служат для уменьшения динамических нагрузок, пе-

редаваемых соединяемыми ими валами, для предохранения соединительных валов от резонансных колебаний. Основные характеристики упругих муфт: жёсткость или обратная ей величина - податливость, демпфирующая способность.

Различают упругие муфты: линейные и нелинейные, или постоянной и переменной жёсткости. Первые имеют линейную характеристику угла закручивания муфты (угла поворота одной полумуфты относительно другой).

По материалу упругих элементов муфты делятся на муфты с неметаллическими и металлическими элементами. Основным материалом неметаллических упругих элементов - резина, которая обладает высокой эластичностью и демпфирующей способностью, а также электроизоляционной способностью. Металлические упругие элементы муфт представляют собой различные стальные пружины, пластины.

1 Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

Схема муфты представлена на рисунке 1.

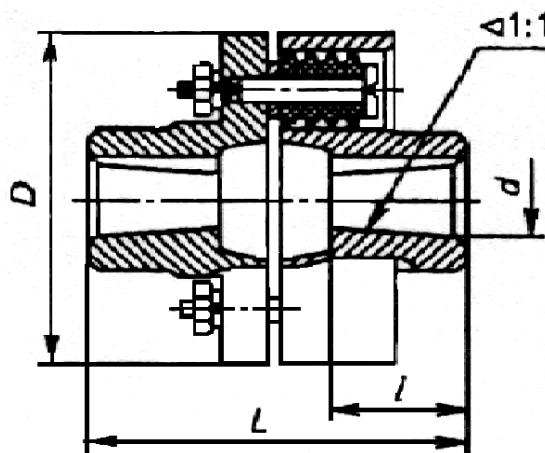


Рис. 1

Размеры муфты в зависимости от номинального момента нормализованы ГОСТ 21424-93. Технические данные МУВП приведены в таблице 1.

Муфта (МУВП) состоит из двух полумуфт, насаженных на концы со-

единяемых валов, стальных пальцев, закреплённых в одной из полумуфт гайками с посадкой на конус; упругих резиновых втулок.

Муфта обладает следующими достоинствами: лёгкость изготовления, простота упругих элементов, удобство их замены и надежность. Полумуфты изготавливают из чугуна СЧ-21, стали 30, пальцы - из стали 45.

Расчёт муфты производят из проверочного расчета на смятие и проверочного расчёта пальцев на изгиб.

Таблица 1

Упругие втулочно-пальцевые муфты

Номинальный вращающий момент $T, Н \cdot м$	Диаметр вала $d, мм$	$D, мм$	$L, мм$	$l, мм$
31,5	10;16; 18	90	84	40
63	20; 22	100	104	50
125	25; 28	125	125	60
125	32;36	125	125	80
250	32;36	140	165	110
250	40;45	140	225	110
500	40;45;50;56	170	225	110
710	45; 58; 50; 55; 56;	190	226	110
1000	50;56	210	226	110
1000	63	210	286	140

Расчет на смятие:

$$\sigma = \frac{2T_{\kappa}}{ZD_1 d} \leq [\sigma_{см}] \quad (3)$$

Расчет пальцев на изгиб:

$$\sigma = \frac{T_{\kappa} l}{0,1d^3 ZD_1} \leq [\sigma_{из}] \quad (4)$$

где D_1 - диаметр окружности расположения центров пальцев;

d - диаметр пальцев под резиновыми кольцами или втулкой;

l - длина втулки, мм;

Z - число пальцев;

$\sigma_{см}$ - расчётное напряжение смятия между пальцами и втулкой, МПа;

$[\sigma_{см}] = 2...4$ МПа - допускаемое напряжение смятия для резины;

σ_u - расчётное напряжение на изгиб для пальцев, МПа;

$[\sigma_u] = 60...80$ МПа - допускаемое напряжение на изгиб пальцев.

Примечание: 1. В таблице приведены размеры муфт первого типа с цилиндрическими отверстиями, исполнение 1 - на длинные концы валов.

2. Материал полумуфт - чугун СЧ21-40.

3. Материал пальцев - сталь 45 (не ниже).

4. Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с разными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального режима.

2. Муфта упругая со звёздочкой (ГОСТ 14084-76)

Схемы муфты представлены на рисунке 2.

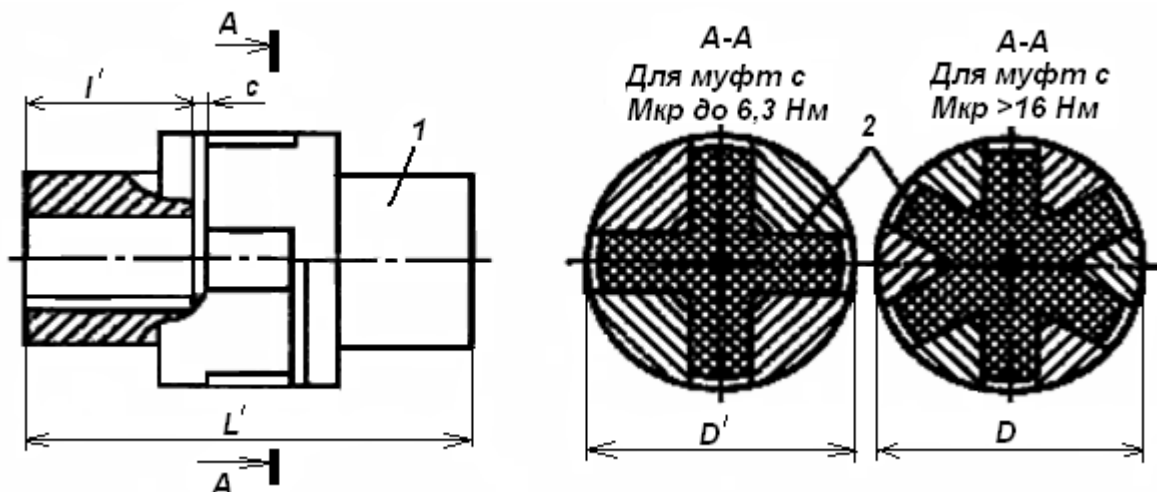


Рис. 2

Муфта состоит из двух полумуфт с двумя или тремя торцовыми кулачками трапецеидального сечения каждая. Муфты такого типа предназна-

чены для соединения соосных валов при передаче вращающего момента.

Материал полумуфт - сталь ст3.

Размеры муфты принимаются согласно ГОСТ 14084-76. Проверочный расчёт лучей звёздочки производят по формуле (3). При расчёте принимают $[\sigma_{см}] = 2... 10$ МПа.

Технические характеристики муфт на короткие концы валов d от 16 мм представлены в таблице 2.

Таблица 2

Номинальный момент T , $H \cdot m$	d , мм	D , мм	L , мм	l , мм	ω , об/мин	Смещение осей валов	
						радиальное	угловое
16	16; 18	53	77	28	3750	0,2	$1^{\circ}30'$
25	16; 18	63	77	28	3500		
31,5	20; 22	71	93	36	3000		
63	25; 28	105	112	42	2250		
125	30; 32; 35 36	105	144	58	2000		
250	32; 35; 36 38;	135	147	58	1500	0,4	1°
	40; 42; 45;	135	195	82			
400	40; 42; 45; 48	166	200	82	1300		

3. Муфты с упругими оболочками

К муфтам, в которых упругие резиновые элементы работают на кручение и сдвиг, относят муфты с упругими оболочками. Муфты с торообразной оболочкой ГОСТ 20884-82 состоят из двух полумуфт, упругой оболочки и двух колец (рис. 3). Муфты обладают высокой амортизирующей способностью, допускают кратковременные пиковые нагрузки. Такой вид муфт

предназначен для соединения валов при величине вращающего момента от 20 до $40 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Предусматривается изготовление муфт с цилиндрическими и коническими отверстиями, на длинные и короткие концы валов с диаметром от 14 до 240 мм.

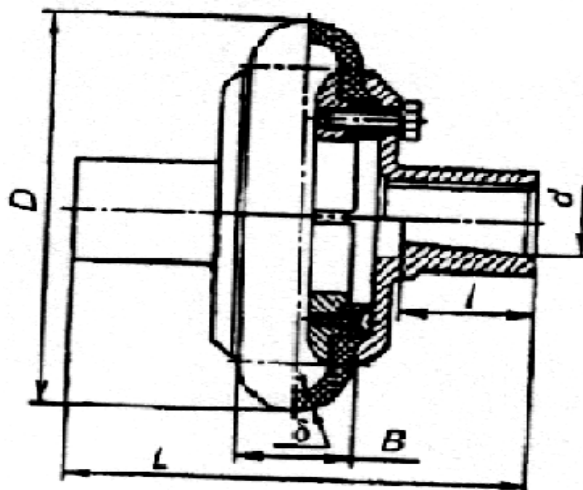


Рис. 3

Порядок выполнения работы

1. Представить в отчёте классификацию муфт, в том числе упругих, вычертить схему одной их муфт с указанием области применения.
2. Изучить по моделям конструкции упругих муфт.
3. По заданным параметрам P , ω , k определить T_k и подобрать упругую муфту.
4. Произвести проверочные расчеты по формулам (3) и (4).
5. Вычертить схему подобранной муфты.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены муфты?
2. Какие различают упругие муфты?
3. Назвать основные типы муфт, применяемых в технологическом оборудовании?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, Л.В. Детали машин. Лабораторные работы/Л.И. Александров, Н.П. Артеменко, Л.М. Фельдман - Харьков: Изд-во Харьковского ун-та, 1996. – 182с.
2. Блинников, Е.В. Методические указания к лабораторным работам по теории механизмов и машин/ Е.В. Блинников. – Благовещенск: БСХИ, 1987. – 67 с.
3. Гузенков, П.Г. Детали машин/ П.Г. Гузенков. – М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.
4. Детали машин и основы конструирования/ под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2008. – 462 с.
5. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. Пособие для техн. спец. вузов/ П.Ф.Дунаев, О.П. Леликов.- 8-е изд., перераб. И доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2003.- 496 с.
6. Козлова, Л.В. Методические указания к лабораторным работам по деталям машин / Л.В. Козлова, Е.В. Сохимо. – Благовещенск: ДальГАУ, 1995. – 50 с.
7. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков,И.М. Черкашин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. 3-е изд. Стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416с.
8. Пацюк, В.Е. Методические указания к лабораторным работам по деталям машин / В.Е. Пацюк. – Благовещенск: БСХИ, 1992. – 57 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа №1	
Определение основных параметров зубчатых колес.....	3
Лабораторная работа №2 Изучение конструкции валов.....	10
Лабораторная работа №3 Изучение конструкций подшипников качения	14
Лабораторная работа №4 Изучение конструкции редукторов.....	23
Лабораторная работа №5 Муфты с упругими элементами.....	31
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	38

Лицензия ЛР 020427 от 25.04.1997 г.
Подписано к печати 27.04.2012 г. Формат 60×90/16.
Уч.-изд.л. – 1,8. Усл.-п.л. – 2,5.
Тираж 50 экз. Заказ 102.

Отпечатано в отделе оперативной полиграфии издательства ДальГАУ
675005, г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86