

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАШКЕНТСКИЙ ХИМИКО–ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

**КАФЕДРА «ОСНОВЫ МЕХАНИКИ И ИНЖЕНЕРНОЙ
ГРАФИКИ»**

ОТЧЕТ

**по лабораторным работам по предмету
“Прикладной механики”**

Выполнил:

Принял:

Ташкент – 2017

1-ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИСПЫТАНИЕ ПЛАСТИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ НА РАСТЯЖЕНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛОВ

Цель работы: 1. Исследовать процесс растяжения металлического образца вплоть до разрыва. 2. Определить механические характеристики материала.

Общие сведения: Для испытания материала на растяжение изготавливаются стандартные металлические образцы, которые большей частью вытачиваются из прутковых заготовок или вырезаются из листа.

Стандартный металлический образец имеет вид:

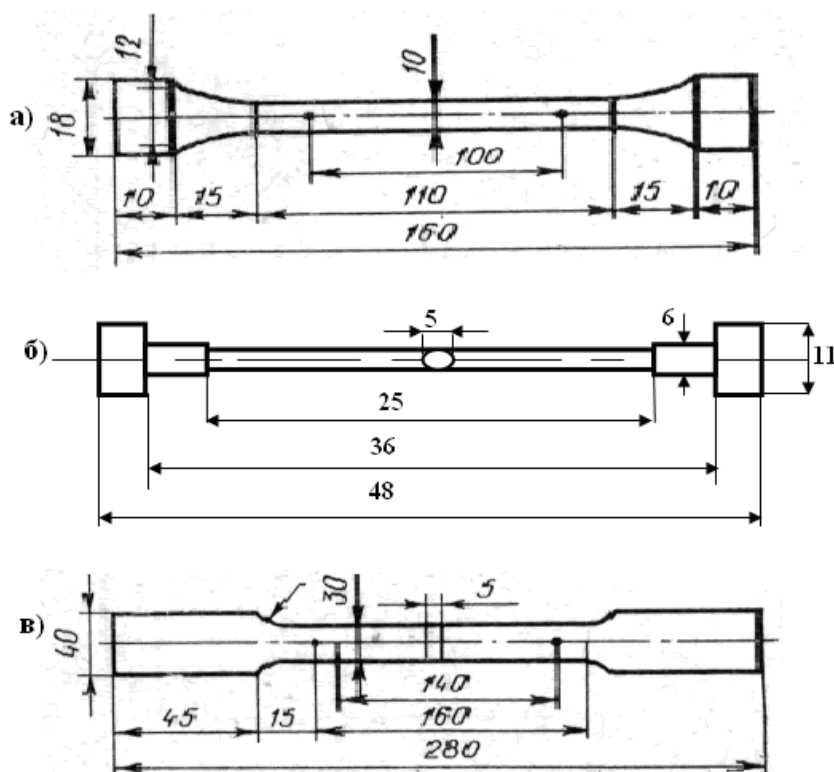


Рис. 1

1) образец с круглым поперечным сечением (рис. 1 а, б)

2) образец с некруглым поперечным сечением (рис. 1 в)

Образцы по размеру бывают:

а) нормальный образец (рис. 1 а);

б) малый образец (рис. 1 б).

Размер нормального образца: $l = 10 d$, где d - диаметр образца, l - расчетная длина. При диаметре $d = 2 \text{ см} = 20 \text{ мм}$ образец называется нормальным.

Обозначив через « F » площадь сечения образца получим следующие соотношения:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1,13\sqrt{F}; \text{ и } l = 11,3\sqrt{F}.$$

Размер образца с некруглым поперечным сечением:

1. Ширина стандартного образца прямоугольного сечения втрое больше его толщины;
2. Расчетная длина « l » принимается равной: $l_p = 11,3\sqrt{F}$.

Испытательная машина сообщает образцу принудительное удлинение и регистрирует сопротивление образца, т.е. нагрузку соответствующую этому удлинению; результат опыта представляется диаграммой растяжения.

Схема гидравлической испытательной машины универсального типа и принцип работы

В большинстве современных испытательных машин силовозбудителем является цилиндр, в который под давлением нагнетается масло.

Приведем общий вид схемы универсальной гидравлической машины. (рис.2)

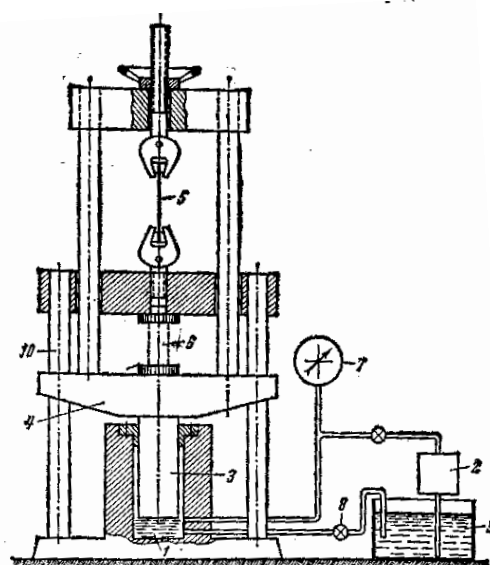


Рис. 2

В рабочую полость цилиндра 1 при помощи насоса 2 под давлением подаётся масло и плунжер 3 поднимается. На плунжере установлена рама 4, в верхней части которой имеется захват для образца 5, испытываемого на растяжение. В случае испытания на сжатие образец устанавливается на нижнюю часть рамы. Образец, испытываемый на сжатие, отмечен цифрой 6; рама 10 неподвижна. Усилие измеряется манометром 7, проградуированным в единицах силы, приходящейся на образец. По окончании испытания масло под действием веса рамы 4 вытесняется через винт 8 обратно в масляную ванну 9.

Мощность испытательных машин колеблется в пределах от нескольких граммов до сотни тонн. Машины малой мощности (до 1 тонны) выполняются обычно как рычажные. Для больших мощностей используются гидравлические машины.

ДИАГРАММА РАСТЯЖЕНИЯ



График зависимости нагрузки от удлинения полученный на испытательной машине.

Зона ОА- зона упругости, т.е. материал подчиняется закону Гука.

$$\Delta l = \frac{P \cdot l}{EF}; \quad \sigma = \frac{P}{F}. \quad (1)$$

Зона АВ – зона общей текучести, здесь происходят существенные изменения длины образца без заметного увеличения нагрузки. Напряжение на этой зоне определяется выражением:

$$\sigma_{\dot{N}} = \frac{d\dot{N}}{F}. \quad (2)$$

Механически текучесть объясняется взаимными сдвигами частиц материала. На поверхности отполированного образца можно через лупу видеть косые штрих-линии сдвигов. Эти линии называются линиями Чернова-Людерса. Большинство их наклонено к образующей образца под углом 50° , что приблизительно соответствует положению площадок наибольших касательных напряжений.

Высокоуглеродистые и другие стали большой прочности, не дают площадки текучести. Предел текучести для этих сталей и других материалов принимается условно соответствующим напряжению, при котором остаточное удлинение образца составляет 0,2 % или 0,5% его длины, обозначают его « σ_{02} » и « σ_{03} ».

После стадии текучести материал вновь начинает сопротивляться возрастающей нагрузке наступает так называемая стадия упрочнения.

Условное напряжение, получаемое как частное от деления максимальной наблюдаемой при опыте нагрузки ($P_{\max}$) на первоначальную площадь поперечного сечения образца (F), называется временным сопротивлением или пределом прочности материала и обозначается через " σ_a ":

$$\sigma_a = \frac{P_{\max}}{F}. \quad (3)$$

При максимальной нагрузке в образце начинает образовываться местное сужение поперечного сечения-шейка, вследствие чего сопротивление образца

быстро уменьшается и кривая идет вниз. К моменту разрыва истинное напряжение в шейке имеет наибольшее значение:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F_0}, \quad \text{где } F_0 - \text{площадь шейки.}$$

На рис.4 приведена диаграмма растяжения для различных материалов

- 1- для чугуна;
- 2- для малоуглеродистой стали;
- 3- для меди;
- 4- для прокатной стали;
- 5- для бронзы.

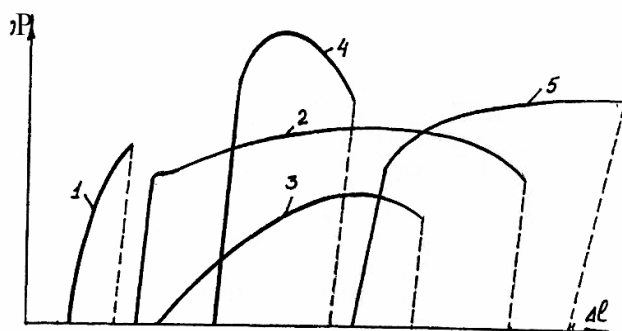


Рис 3.

Пластические характеристики материала

Способность материала получать большие остаточные деформации, не разрушаясь, носит название пластичности. Свойства пластичности имеет решающее значение для таких технологических операций, как штамповка, вытяжка, гибка и другие. Мерой пластичности является удлинение «δ» при разрыве.

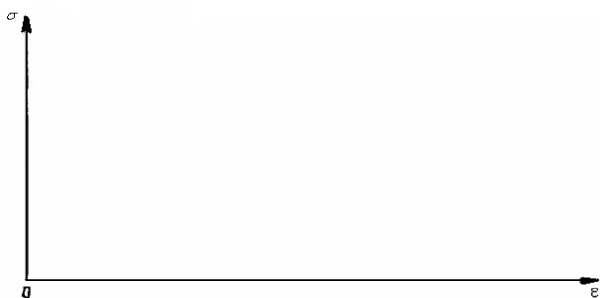
$$\delta = \frac{\Delta l}{l_p} \cdot 100\% = \frac{l_p - l}{l} 100\%,$$

где l_p — длина расчетный после разрушения образца.

Для относительного сужения «ψ» имеем: $\psi = \frac{F - F_0}{F} \cdot 100\%.$

Истинная диаграмма растяжения.

Диаграмма растяжения, построенная с учетом уменьшения площади «F» и местного увеличения деформации, называется истинной диаграммой растяжения.



$$\sigma_{ост} = \frac{P_D}{F_{из}};$$

Действительную остаточную деформацию можно определить из условия равенства объемов материала до и после испытания. Вблизи места разрыва единица длины образца имеет до испытания объем F , а после разрыва - $F_{из} (1+E_{ост})$.

Тогда $F = F_{из} (1+E_{ост})$, откуда $E_{ост} = \frac{F}{F_{из}} - 1$.

Абсцисса точки D' будет равна $\varepsilon_{D'} = \frac{F}{F_{из}} - 1 + \frac{\sigma_{ост}}{E}$

Порядок проведения лабораторной работы

1) Цель работы

В журнале лабораторных работ результаты описанного опыта записываются по форме, показанной в таблицах 1 и 2. Кроме того, в этом же журнале производят следующие записи:

2) Размеры образца

Таблица 1.

До испытания			После разрыва		
l_p	d	$F = \frac{\pi d^2}{4}$	l_{p1}	d_1	$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$

3) Соппротивление образца в кг

Таблица 2.

При текучести - P_T	Наибольшие P_{max}	В момент разрыва $P_{раз}$

3) Полное удлинение расчетной части образца $\Delta l = (см)$;

4) Работа, затраченная на растяжение расчетной части образца:

$$A_{расч} = P_{max} \cdot \Delta l_{рас} \cdot \gamma = (кг \cdot см).$$

5) Полученные характеристики:

Предел пропорциональности $\sigma_n = \frac{P_n}{F} = \dots\dots\dots (кг/см^2)$;

Предел текучести: $\sigma_m = \frac{P_m}{F} = \dots\dots\dots (кг/см^2)$;

Предел прочности: $\sigma_{np} = \frac{P_{np}}{F} = \dots\dots\dots (кг/см^2)$;

При разрыве:

$$\sigma_p = \frac{P_{раз}}{F_{из}} = \dots\dots\dots (\text{кг} / \text{см}^2);$$

6) Относительное сужение:

$$\psi = \frac{F - F_{из}}{F} \cdot 100\%$$

7) Относительное удлинение:

$$\delta = \frac{\Delta l}{l} \cdot 100\%$$

8) Удельная работа

$$a = \frac{A_{раз}}{l \cdot F} = \dots\dots\dots (\text{кг} / \text{см}^2)$$

где $l \cdot F = V_0$.

9) Напряжение при разрушении и полная деформация:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F_{из}} = \dots\dots (\text{н} / \text{м}^2)$$

$$\varepsilon_{ист} = \frac{F}{F_{из}} - 1;$$

$$\varepsilon_n = \varepsilon_{ист} + \frac{\sigma_{ист}}{E}.$$

10) Построение диаграммы $p = f(\Delta l)$.

11) В пределах малых удлинений для большинства материалов справедлив закон Гука

$$\sigma = \varepsilon \cdot E, \quad (3)$$

где σ - нормальное механическое напряжение; ε - относительная деформация, E -модуль упругости (Юнга).

Учитывая, что $\sigma = \frac{P}{F}$ и $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$, определяем значение « E »

$$E = \frac{Pl}{\Delta l \cdot F}, \quad \text{здесь } F \text{ - площадь}$$

Контрольные вопросы

1. Как определяется предел пропорциональности, предел упругости, предел прочности и предел текучести?
2. Объясните, в результате каких процессов происходящих в металле, появляется площадка текучести.
3. Что характеризует относительное удлинение образцов и относительное сужение площади поперечного сечения?
4. Какие свойства материала характеризуют площадь диаграммы $\sigma = f(\varepsilon)$?
5. Что такое явление наклепа?

2 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИСПЫТАНИЕ СТАЛЬНОГО ОБРАЗЦА С КРУГЛЫМ ПОПЕРЕЧНЫМ СЕЧЕНИЕМ НА КРУЧЕНИЕ

Цель работы: Определение модуля упругости второго рода при чистом сдвиге.

Общие сведения: Изучение зависимости между нагрузкой и деформацией стержня.

На рисунке 1 показан брус длиной l , нагруженный крутящим моментом $M_k = \text{const}$.

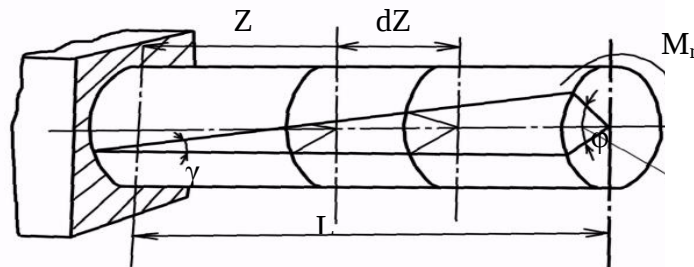


Рис. 1

Угол закручивания стержня в пределах упругих деформаций связан с нагрузкой, т.е. с крутящим моментом линейной зависимостью. Для бруса с круглым поперечным сечением угол закручивания определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{GJ_p}, \quad (1)$$

где l – длина бруса, [м], M_k – крутящий момент [н·м],

G – модуль упругости материала при сдвиге $G_T = 8 \cdot 10^5$ [н/м²],

J_p – полярный момент инерции площади поперечного сечения бруса, [м⁴].

для сплошного сечения: $J_p = \frac{\pi d^4}{32},$

для полого вала: $J_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32},$

где d – диаметр сечения, D – внешний диаметр.

Модуль упругости при сдвиге « G » определяется по формуле:

$$G = \frac{\Delta M_k \cdot l}{\Delta \varphi_{cp} \cdot J_p}, \quad (2)$$

где ΔM_k – приращение крутящего момента,

$\Delta \varphi_{cp}$ – среднее приращение угла закручивания образца на степень нагрузки ΔM_k ,

l – длина образца (база, на которой измеряется угол закручивания).

Характерный вид диаграммы кручения круглого образца из малоуглеродистой стали.



Согласно ГОСТу 3565 – 58, для испытаний металлов на кручение применяют образцы круглого поперечного сечения диаметром рабочей части 20мм и расчетной длиной 100 и 50 мм. Если применяют образцы других размеров, об этом делают запись и указывают действительные размеры. В лабораторной работе (учебного плана) размеры образцов могут определяться требованиями

демонстративности опыта, мощностью и конструктивной особенностях испытательной машины.

Испытательная установка

Для испытания образцов на кручение применяется машина типа 2014 МК – 50. В опытах при испытании образцов на кручение измеряются крутящий момент (M_K) и угол закручивания. Для измерения крутящего момента, используется электронный моментоизмеритель. Его показания фиксируются стрелочным индикатором на лицевой стороне машины. Для измерения угла закручивания образца испытательная машина снабжена специальным, счетчиком для замера угла закручивания. Обычно цена деления этого счетчика составляет 1° , что является слишком грубым для испытаний металлических образцов в упругой стадии. Поэтому для более точного определения значения угла закручивания применяется механический угломер на базе индикатора часового типа с ценой деления 0,01мм (рис.3).

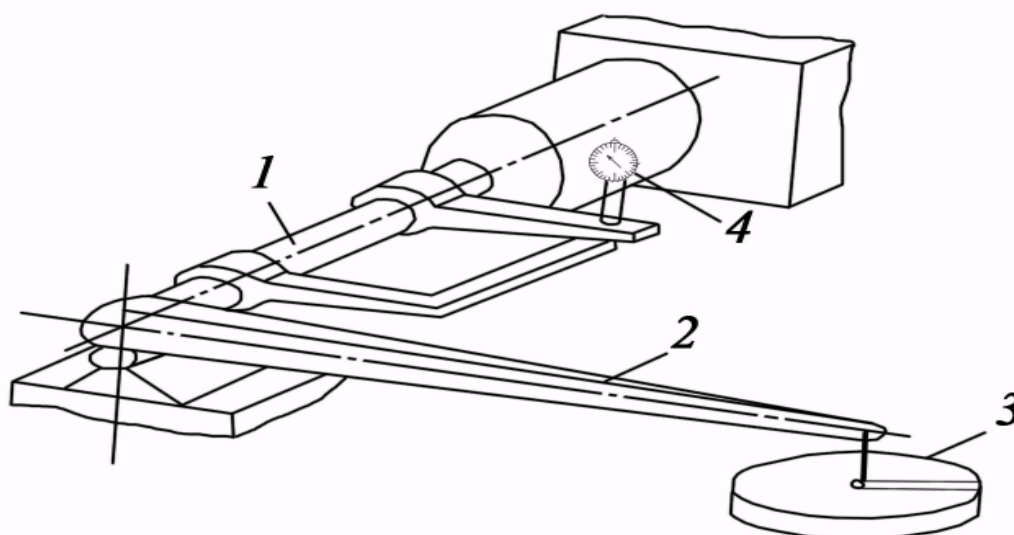


Рис. 3

1 - образец; 2 – рычаг; 3 – гири; 4 – индикатор.

Между линейным перемещением и угловым перемещением образца имеется прямопропорциональная зависимость, т.е.

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta h}{R} K_u \quad [\text{рад.}] \quad (3)$$

где Δh - приращение показаний индикатора (в мм.),

R – Расстояние от оси симметрии, до оси образца (в мм.),

$\Delta\varphi$ - приращение угла закручивания.

Порядок проведения лабораторной работы

1. Закрепить образец в захватах испытательной установки.
2. Привести стрелку индикатора на «0».
3. Повесить на крюк гирю весом 50 Н, т.е. образцу сообщают крутящей момент $M_k = P \cdot a = 22,5 \text{ Нм}$, а показания индикатора заносим в таблицу 1.

Среднее значение приращений определяется по формуле:

$$\Delta M_{cp} = H \cdot m; \quad .$$

4. Ввести расчет по полученным данным опыта

$$\Delta h_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta h_i,$$

где n – степень нагружения.

5. Приращение угла закручивания образца

Таблица 1.

$$\Delta\varphi_{cp} = K_u \frac{\Delta h_{cp}}{R} [\text{рад}],$$

где K_u – цена одного деления индикатора, $K_u = 1 \cdot 10^{-2}$, $l = 100 \text{ мм}$, $d = 16 \text{ мм}$, $D = 20 \text{ мм}$.

Используя полученные значение $\Delta M_{cp} = 22,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и значения $\Delta\varphi_{nd}$ определяем значение «G» по формуле (2)

$$G_0 = \frac{\Delta M_{cp} \cdot l}{\Delta\varphi_{cp} \cdot J_p} =$$

6. Сравнительный анализ табличного значения « G_m » с опытным значением « G_0 » производится по формуле: $\Delta G\% = \frac{[G_T - G_0]}{G_T} \cdot 100\%$

Степень нагрузки	Нагружение образца			Показания индикатора	
	Вес груза $P, \text{ Н}$	Значение крутящего момента $M_{\text{кг}} = P \cdot a$	Приращение кру-го м-та $\Delta M_{\text{кр}} (\text{Н} \cdot \text{м})$	Показание h	Приращение Δh
0					
1					
2					
3					
4					

Вопросы для самоподготовки

1. Что называется крутящим моментом?
2. Укажите связь между модулем сдвига, (G) с модулем упругости первого рода (E) .
3. Напишите значение полярного момента инерции для бруса с круглым поперечным сечением и полого бруса.
4. Объяснить устройство индикатора и принцип его работы.
5. Как определяется угол закручивания?
6. Какие характеристики материала определялись при испытаниях на кручение?
7. Какие получены расхождения между экспериментальными данными и теоретическими расчетами? Укажите причины этих расхождений.

3 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИ ИЗГИБЕ БАЛКИ.

Цель работы: а) Получить опытным путем величины прогиба посередине пролета балки и угла поворота одного из опорных сечений.
б) Полученные данные опытным путем, сравнить со значением, полученным теоретическим путём.

Общие сведения: Существует несколько методов определения перемещений в балках постоянного сечения, т.е.:

1. Схема испытательной установки

Исследование работы балки на изгиб производится на балках прямоугольного сечения (рис. 1), материалом является сталь.

Для определения прогибов и углов поворота используют индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм. Нагружение балки осуществляется силой P , через специальную траверсу, с помощью испытательной установки.

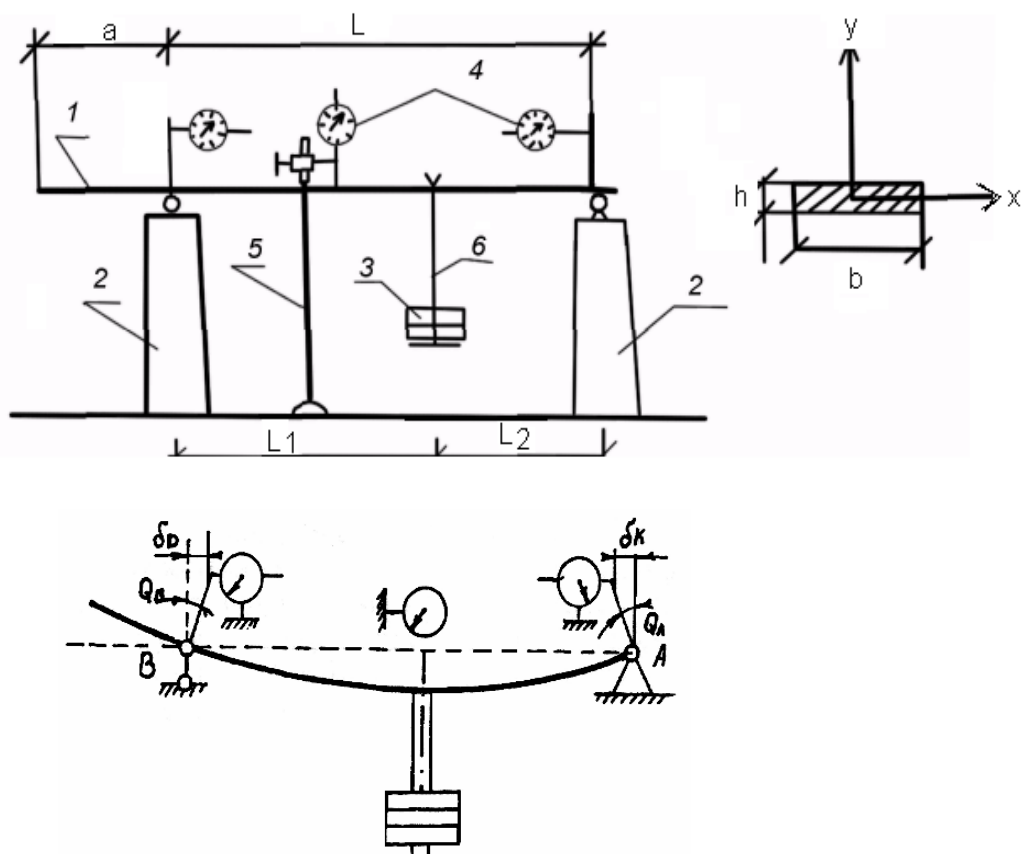


Рис 1.

1-балка, 2- опора, 3- гири, 4- индикаторы, 5-кронштейн, 6-крючок

Порядок выполнения работы

1. Установить балку на опорном столе испытательной установки, при этом устанавливаются индикаторы для замера перемещений.
2. Выполнять операции по подготовке испытательной установки к работе (согласно инструкции к установке).
3. Провести испытание путем ступенчатого нагружения балки и снять отсчеты по индикаторам. Данные записываются в таблицу журнала испытаний.
4. После достижения максимальной для данного опыта нагрузки (в пределах линейно-упругой работы материала) балка разгружается.

Обработка результатов опыта

1. Подсчитываются приращения показаний индикатора прогибов и индикатора угломера для каждой ступени нагрузки (Δp). Приращение прогиба на каждой ступени нагрузки получаются в миллиметрах, т.е. в единице длины, и поэтому непосредственно используются для дальнейшей обработки. Для получения приращений угла поворота торцевого сечения балки, нужно полученные приращения показаний индикатора угломера разделить на базу измерения угла $l = 250$ мм. Для индикатора “с” приращения.

$$\Delta \dot{\eta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta C_i,$$

где n - количество ступеней нагружения.

Линейное перемещение сечений $C \cdot \Delta Y_c^{cp}$, здесь $\Delta Y_c^{cp} = K_u \cdot \Delta C$, а значит $Y_c^{\max} = \Delta Y_c^{cp \text{ед}}$, где K_u – цена деления индикатора.

Теперь определяем углы поворота в опорных сечениях балки т.е. «К» и «Д».

Для определения угла поворота этих сечений, надо определить линейное перемещение точки (δb_k ; δ_D):

$$\delta_k = a \cdot \operatorname{tg} Q_A, \quad \delta_D = a \cdot \operatorname{tg} Q_B,$$

а учитывая некоторые ограничения а именно, что $\operatorname{tg} Q_A = Q_A$ и $\operatorname{tg} Q_B = Q_B$; можно, получить следующие отношения:

$$Q_A = \frac{\delta_k}{a}; \quad Q_B = \frac{\delta_D}{a};$$
$$\Delta Q_A^{cp} = K_{ин} \cdot \frac{\Delta K^{cp}}{a}; \quad \Delta Q_B^{cp} = K_{ин} \cdot \frac{\Delta D^{cp}}{a};$$

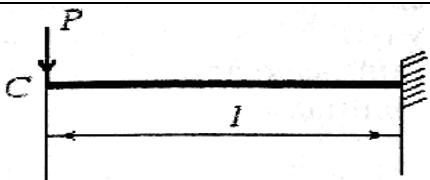
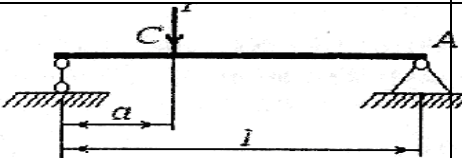
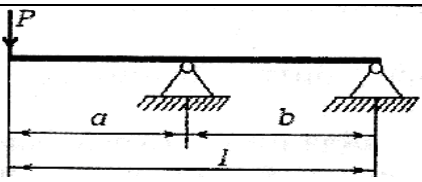
Аналогичным образом получим, что

$$Q_A^{оп} = \Delta Q_A^{cp} \quad \text{и} \quad Q_B^{оп} = \Delta Q_B^{cp}.$$

Полученные значения приращений прогиба и углов поворота заносятся в вертикальные колонки приращений табл. 2.

Ниже приведем формулы линейных и угловых перемещений при различных видах загрузки балок силой « P » (табл.1).

Таблица 1.

№ п/ п	Схема нагружения образца	Перемещение характерных сечений	
		Линейное перемещение	Угловое перемещение
1.		$y_c = \frac{PC^3}{3EJ_X}$	$Q_C = \frac{Pe^2}{2EJ_X}$
2		$y_c = \frac{Pa^2}{3EJ_X \cdot l} (l - a)^2$	$Q_A = \frac{Pa(l - a)(l + a)}{6EJ_X \cdot l};$ $Q_B = \frac{Pa(l - a)(2l + a)}{6EJ_X \cdot l};$
3		$y_c = \frac{Pa^2(l - a)^2}{3Ej_X \cdot l}$	$Q_A = \frac{Pa(l - a)}{6EJ_X};$ $Q_B = \frac{Pa(l - a)}{3EJ_X};$

2. Вычисляются теоретические значения прогиба и угла поворота сечения в зависимости от степени нагрузки. Для их получения можно использовать любой известный метод определения перемещений при изгибе балок;

3. Опытные и теоретические величины перемещений заносятся в соответствующие графы таблицы 2 и далее подсчитываются расхождения полученных результатов (в процентах);

4. Построить диаграммы изменения прогибов и углов поворота балки при увеличении нагрузки.

Таблица 2.

Количество ступеней нагружения	Нагрузка		1 – индикатор		2 – индикатор		3 – индикатор	
№	Вес груза P (Н)	Приращен ия нагрузки ΔP	Показа ния C	Прира щения ΔC	Показа ния B	Прираще ния ΔB	Показа ния D	Приращен ия ΔD
Среднее приращений								

Контрольные вопросы

1. В чем заключается проверка балки на жесткость при изгибе?
2. Сформулируйте основные допущения, лежащие в основе теоретических методов определения перемещений при изгибе.
3. Назовите основные методы определения перемещений при изгибе балки и изложите их сущность.
4. Дайте характеристику испытательной установки и расскажите об установке, на которых производились испытания.

4 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ИЗГИБА ОТКРЫТОГО ПРОФИЛЯ

Цель работы: 1). Определение центра изгиба тонкостенного открытого профиля опытным путем; 2). Определение центра изгиба тонкостенной балки открытого профиля теоретическим путем и сопоставление экспериментальных и теоретических данных.

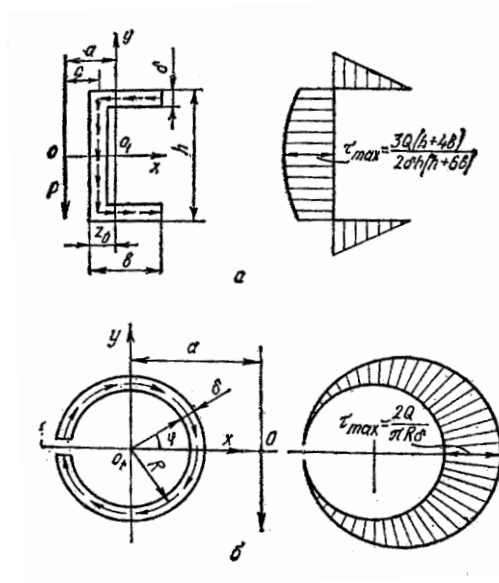


Рис 1а,б

Теоретическая часть: При определении прочности тонкостенной балки открытого профиля, в отличие от бруса сплошного сечения, существенное значение приобретают величины и законы распределения касательных напряжений.

На рис. 1а,б показана прокатная балка из швеллера и эпюра касательного напряжения. Здесь h – высота сечений балки, b – ширина сечений балки, Z_0 – расстояние от центра тяжести до вертикальной стенки, C – расстояние от центра изгиба до средней линии стенки и равно:

$$C = \frac{3b^2}{h + 6b},$$

a – расстояние от центра изгиба до центра тяжести сечений.

Можно записать:

$$a = \frac{3b^2}{h + 6b} + Z_0 - \frac{\delta}{2}$$

где δ - толщина стенки балки.

Схема установки испытательного механизма СМ - 12 показана на рис.3:

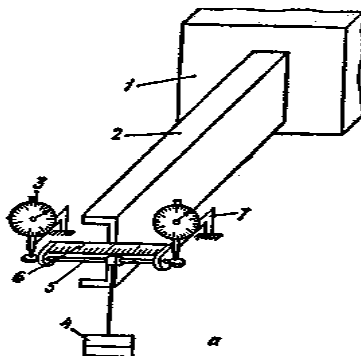


Рис. 3

Консольная балка 2 жестко закреплена к стойке, на свободном конце которой установлен крючок загружаемый силой (гирей) 4.

Для изменения положения груза 4, установлена направляющая 5 и линейка 6. Для измерения деформаций установлен индикатор 3 на кронштейне 7. Материал балки - Сталь 45; высота сечения $h = \dots$, ширина $b = \dots$, ширина стенки $\delta = \dots$, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. $Z_0 = 7 \text{ мм}$

Порядок проведения опыта

- 1) Приведем установку гирь к центру тяжести, а показания индикатора приводим к нулю.
- 2) Начинаем грузить балку силой 10 Н. Если в этом случае показания индикаторов будут разными, значит возникает деформация кручения. По направляющим передвигаем нагрузку до выравнивания показаний обоих индикаторов. Эта точка относительно которой момент касательных сил в сечении при поперечном изгибе равен нулю называется центром изгиба.
- 3) Определяем координаты центра изгиба теоретическим путем и сравниваем с опытным. Схождение определяется следующей формулой

$$\delta_a = \frac{a_T - a_{оп}}{a_T} \cdot 100\%,$$

где a_T - значение центра изгиба определенное теоретическим путём,

$a_{оп}$ - значение центра изгиба определенное опытным путем.

Контрольные вопросы

1. Какие деформации возникают в поперечных сечениях балки открытого профиля при изгибе?
2. Почему при изгибе таких балок центр изгиба не совпадает с центром тяжести сечений?
3. Что называется центром изгиба?
4. Как определяется центр изгиба теоретическим путем?
5. Объясните принцип парности при касательных напряжениях?
6. Как определяется центр изгиба опытным путем?
7. Объясните формулу Журавского.

5 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ СИЛ РЕАКЦИЙ СТАТИЧЕСКИХ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ БАЛОК ОПОТНЫМ ПУТЕМ

Цель работы: Определение опорных сил реакций статически неопределимой балки опытным путем и сравнение их с теоретическими данными.

Имеется несколько методов определения сил реакций статически неопределимых балок:

1. Метод начальных параметров;
2. Метод уравнений трех моментов;
3. Метод сил.

Наиболее широко применяемым в машиностроении общим методом раскрытия статической неопределимости стержневых и рамных систем является «метод сил».

На рисунке 1 изображена один раз статически неопределимая балка которая используется для проведения опыта. Надо определить методом сил опорную силу реакции R_c

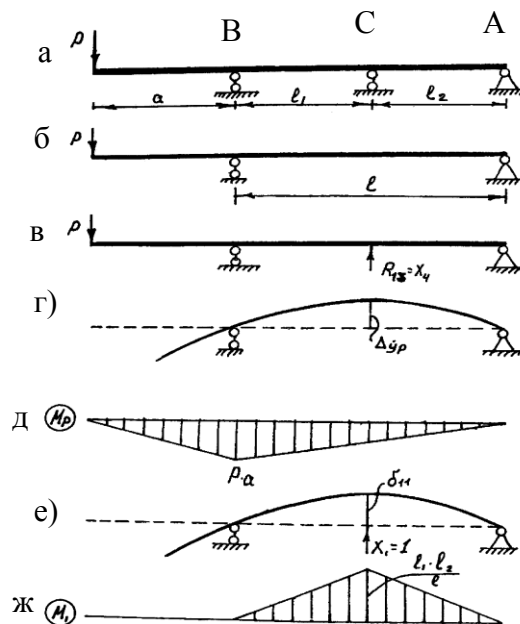


Рис. 1

а) Степень статически неопределимости системы определяется по формуле:

$$S = n - m,$$

где S – степень статически неопределимости системы,

n – число сил реакций,

m – количества уравнений статики в плоскости.

Для нашего случая:

$$S = 4 - 3 = 1.$$

б) Выбор основной системы.

При определении усилий в статически неопределимой системе необходимо составлять дополнительные уравнения – уравнения деформаций. Для этого прежде всего следует превратить заданную статически неопределимую систему в статически определимую, устранив из нее лишние связи. Полученная система называется основной системой.

в) Получить эквивалентную систему. К основной системе кроме заданной нагрузки необходимо приложить реакции устраненных связей, тогда и деформации и **возникающие в ней внутренние усилия** будут такими же, как и в заданной системе, т. е. обе эти системы станут совершенно эквивалентными.

г) Составляем каноническое уравнение по методу сил:

$$\delta_{11} \cdot x_1 + \Delta_{1P} = 0,$$

где δ_{11} - линейное перемещение опоры «с» по направлению единичной силы x_1 , Δ_{1P} - линейное перемещение опоры «с» по направлению x_1 от внешней нагрузки «P»; линейные перемещения δ_{11} и Δ_P определяются методом Верещагина. Для этого строятся эпюры изгибающих моментов от единичных и внешних сил (рис 1, д, ж).

$$\begin{aligned}\delta_{11} &= (\overline{\ddot{E}}_1; \overline{\ddot{E}}_D) = \frac{1}{EJ} \sum_{i=1}^n \omega_i \cdot \eta_i^0 = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{l_1 \cdot l_2}{l} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{2l_1 l_2}{3l} + \\ &+ \frac{1}{EJ} \cdot \frac{l_1 l_2}{l} \cdot \frac{l_2}{l} \cdot \frac{2l_1 l_2}{3l} = \frac{(l_1 \cdot l_2 l)^2}{13EJ}, \\ \Delta_{1P} &= \Delta(\overline{M}_l \cdot \overline{M}_P) = \frac{1}{EJ} \sum_{i=1}^n \omega_{Pi} \cdot \eta_i^0 = \\ &= \frac{1}{EJ} \cdot \frac{l_1 l_2}{l} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{P_4(l + 2l_2)}{3l} - \frac{1}{EJ} \cdot \frac{l_1 l_2}{l} \cdot \frac{l_2}{l} \cdot \frac{2Pal_2}{3l} = \frac{Pa(l + l_2)l_1 \cdot l_2}{61EJ},\end{aligned}$$

где ω_i - площадь эпюры изгибающего момента единичной силы;

ω_{Pi} - площадь эпюры изгибающего момента внешней силы;

η_i^0 - ординаты в эпюре от единичной силы, соответствующей центру тяжести эпюры от внешней силы;

n – количество участков.

По найденным значениям « δ_{11} » и Δ_{1P} определяем теоретические значения сил реакций в опоре «с».

$$R_c = X_1 = \frac{a(l_1 + l_2)}{2l_1 \cdot l_2} \cdot P.$$

4. Схема установки для проведения опыта показана на рис. 2.

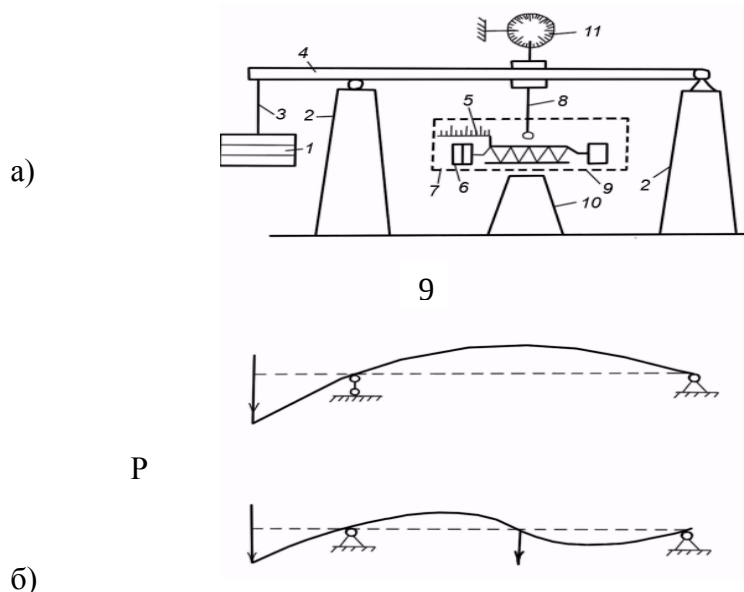


Рис. 2

1-грузы; 2-стойки опор; 3,8-крючки; 4-балка; 5-линейка; 6-специальное грузовое приспособление; 7-опора; 9-линейная стойка; 10-индикатор.

Порядок проведения опыта

1. Образец устанавливается на крайние опоры, посередине опор устанавливается специальное грузовое приспособление 6, имеющее грузы Q_1 и Q_2 , которые уравниваются. Вес, нужные размеры и величины заносятся в журнал испытаний.
2. До загрузки образца, берутся показания индикатора; берётся « U_0 » и заносятся в таблицу.
3. Крючок 3 загружают грузом равным $P=20\text{ Н}$ (рис.2), а по индикатору берется значение « U_1 », записывающееся в таблицу 1.
4. Не снимая груз « P » стрелку индикатора 12 приводят к первоначальному значению « U_0 », для этого грузы Q_1 и Q_2 раздвигаем на расстояние « Z ». После такой операции система станет статически неопределимой (рис. 2б).
5. После определения значения « Z » показания индикатора заносятся в таблицу 1.

Таблица 1.

№ п/п	Нагрузка $P(\text{Н})$	Приращение нагрузки $\Delta P(\text{Н})$	Показания индикатора		Примечания
			U	ΔU	
1					Статически определимая балка
2					

3					Статически неопределимая балка
4					

Расчет необходимо произвести по полученным опытным данным, причем сила реакции « R_c » определяется следующим образом:

$$R_c^{III} = P_{оп} Z,$$

где $P_{оп}$ – значение одного деления линейки;

Z – количество делений шкалы линейки.

По индикаторным данным можно определить линейное перемещение сечений «С» в зависимости от сил « P »:

$\Delta_{ip}^{on} = K_u$ - значение одного деления шкалы индикатора.

ΔU - соответствующее приращение показания индикатора при $\Delta P = 20 \text{ Н}$.

Теоретический расчет производится по формуле

$$R_c = \frac{a(l_1 + l_2)}{2 \cdot l_1 \cdot l_2} P,$$

а зависимость перемещения от силы « P » определяется формулой:

$$\Delta_{ip} = \frac{P a l_1 \cdot l_2 (l_1 + l_2)}{61 E J}.$$

5) Анализ полученных данных.

	Опорная реакция	Линейное перемещение
	R_c	Δ_{ip}
Опытный метод		
Теоретический метод		
Погрешность		

Контрольные вопросы

1. Что такое статически определимые и статически неопределимые балки?
2. Каким образом получают основную и эквивалентную систему?
3. Объясните геометрический смысл канонического уравнения в методе сил.
4. Составьте канонического уравнения для два раза статически неопределимой системы и объясните перемещения δ_{ij} и Δ_{ip} .
5. Расскажите порядок проведения опыта.

II ЧАСТЬ

6 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДОВ МАШИН И АППАРАТОВ

Цель работы: Изучение конструкции и определение основных параметров приводов машин и аппаратов.

Теоретические основы

Привод - это устройство для приведения в действие двигателя различных рабочих машин. Энергия, необходимо для приведения в действие машины или механизма, может быть передана от вала двигателя непосредственно или с помощью дополнительных устройств. Передача энергии непосредственно от двигателя возможна в случаях, когда частота вращения вала машины совпадает с частотой вращения двигателя. В основном применяют механические передачи (зубчатые, червячные, цепные, ременные и др.).

Схема привода обычно выбирается с помощью параллельного анализа нескольких вариантов, которые подвергаются тщательной сравнительной оценке с точки зрения конструктивной целесообразности, совершенства кинематических и силовых схем, стоимости, энергоемкости, габаритов, металлоемкости и массы, удобства обслуживания, сборки – разборки, регулировки и осмотра.

Исходными данными для разработки кинематической схем служат частота вращения ведомого вала (рабочего) и не менее двух наиболее подходящих предварительно заданных частот вращения электродвигателя (например, 1000 и 3000 мин⁻¹). Пользуясь этими данными, определяют общее передаточное число привода для обеих частот вращения электродвигателя и разрабатывают несколько вариантов кинематических схем привода с разбивкой передаточного числа между типами передач. После анализа различных вариантов и сравнительной их оценки производится окончательный выбор кинематической схемы для дальнейшего проектирование привода.

При разработки кинематических схем необходимо учитывать следующее:

- а) при выборе частоты вращения электродвигателя необходимо иметь в виду, что чем быстрее электродвигатель, тем меньше его размеры, масса и стоимость. Поэтому желательно выбирать более быстрые электродвигатели, но это не всегда возможно. С увеличением частоты вращения возрастает общее передаточное число привода, что неизбежно ведет к увеличению его размеров, массы и стоимости. Поэтому не следует выбирать электродвигатели с частотой вращения большей, чем это необходимо для использования возможностей передачи без усложнения кинематической схемы;
- б) при подсчете общего передаточного числа между ступенями зубчатых передач следует учитывать вид передачи.

В цилиндрических и коническо–цилиндрических редукторах желательно на быстрых ступени выбирать передаточное число наибольшим.

Передаточное число последующей, более тихоходной ступени следует принимать меньше каждой предыдущей на 30 – 40%. При этом колеса всех ступеней редуктора получаются, примерно одинакового диаметра, что улучшает условия смазки зацепления и более полного заполнения колесами внутреннего объема корпуса редуктора.

Кинематическая схема винтового конвейера

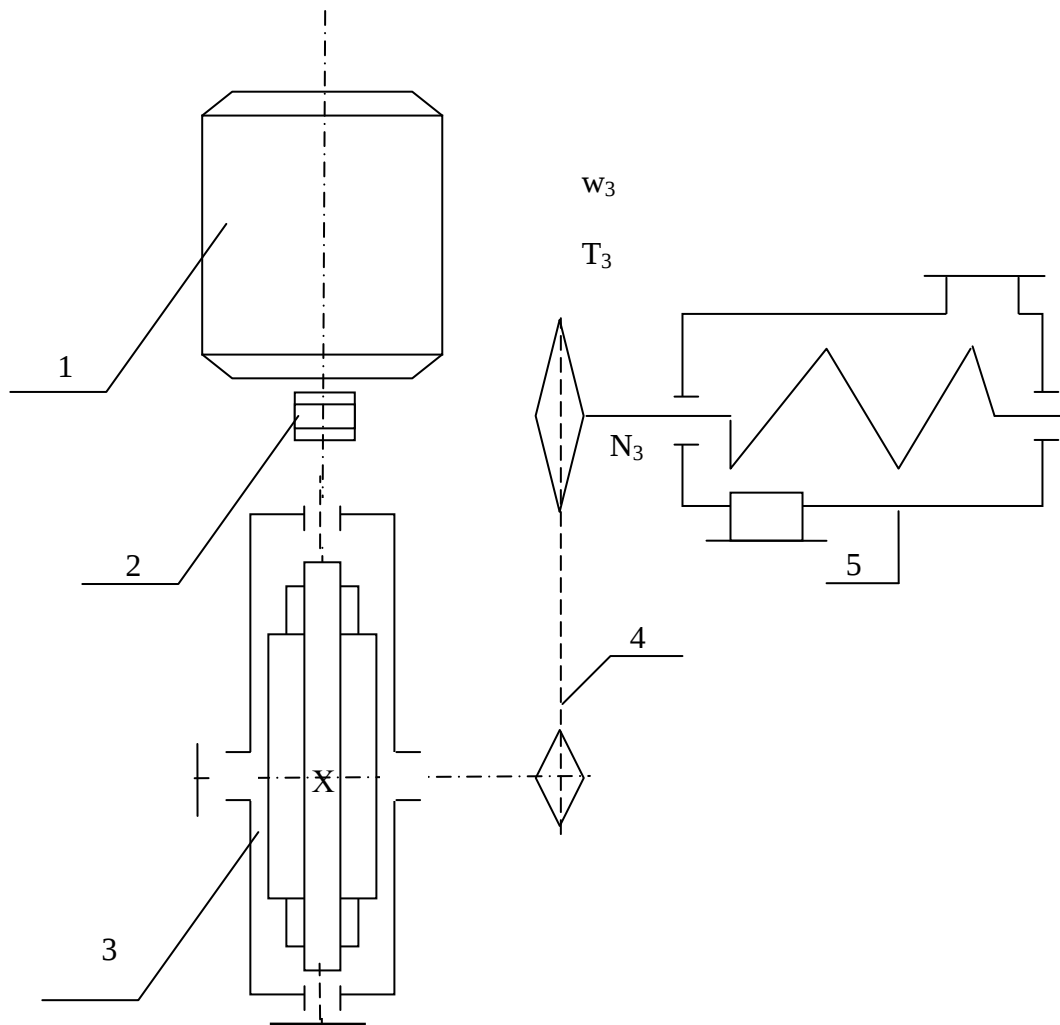


Рис 1.

1-электродвигатель, 2-муфта, 3-червячный редуктор, 4-цепная передача, 5-винтовой конвейер.

В червячных редукторах для повышения КПД необходимо применять многозаходные червяки. Применение червячных редукторов при малых передаточных числах ($u \leq 10$) нецелесообразно. После окончательного выбора кинематической схемы привода производится его кинематический расчет.

Таблица 1.

Вал привода	Мощность P , (кВт)	Передаточное число u	Частота вращения n , (об/мин)	Угловая скорость ω , (рад/с)	К.П.Д. η	Крутящий момент T , (Нм)

7 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: Ознакомление с основными конструктивными исполнениями зубчатых колес (сплошные, составные, блоки, вал – шестерни и т.д.), их элементами (зубчатый венец, обод, диск, ступица, отверстия, фаски, шпоночные пазы и т.д.), типами внешнего и внутреннего зацепления (прямозубые, косозубые, шевронные, цилиндрические, конические), параметрами зубчатого венца и других элементов, материалами и способами нарезания.

Принадлежности и инструменты

Два-три комплекта, в каждом из которых по 5-6 зубчатых колес различных конструкций и типов.

Измерительный инструмент: слесарная линейка 300 мм, штангенциркуль 0...300 мм, кронциркуль, штангензубомер, угломер универсальный или транспортир.

Теоретические основы

Зубчатые колеса являются основными деталями зубчатой передачи, в которой различают шестерню и колесо. Шестерней называется меньшее из пары зубчатых колес, колесом – большее.

Термин «зубчатое колесо» является общим и для шестерни, и для колеса. Если оба колеса одного диаметра, то шестерней называется ведущее.

Цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления

Конструктивная форма зубчатого колеса может быть плоской (рис.1.1.а, б) или с выступающей ступицей (рис 1.1 в), реже колесо делают со ступицей выступающей в обе стороны.

Практически любое зубчатое колесо включает в себя следующие элементы (рис 1.1.): зубчатый венец 1, обод 2, диск 3, ступицу 4, отверстие для вала 5, шпоночные или шлицевые пазы 6.

Зубчатый венец – это главный элемент колеса и шестерни, так как посредством зубьев осуществляется основная функция зубчатой передачи. Венец располагается непосредственно на ободе, который диском соединяется со ступицей. В зубчатых колесах малого диаметра обод, диск и ступица обычно совмещены (рис.1.1.а). Торцы ступиц узких зубчатых колес (при $l_{от} < b$) определяют положение колеса на валу, а торцы зубчатого венца и обода используются для установки заготовки при нарезании зубьев, поэтому и те и другие изготавливаются точно.

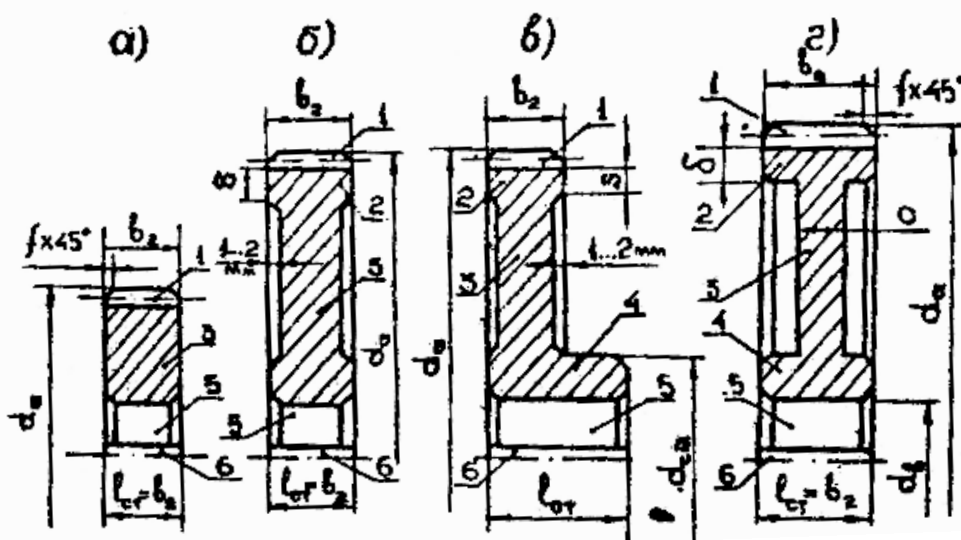


Рис 1.1. Простейшие конструктивные формы зубчатых колес
а) – плоская, б) – плоская с выточкой, в) – с выступающей ступицей,
г – с выступами на диске.

Чтобы уменьшить объем точной механической обработки, на дисках узких колес выполняют выточки глубиной $1 \div 2$ мм (рис.1.1.б,в). На дисках широких колес (рис.1.1.г) для их облегчения и уменьшения точной обработки делаются выборки, которые предусматриваются еще на заготовке. В зубчатых колесах больших размеров, а также если колеса должны **иметь малую**, например, в авиации, диски обычно выполняются с отверстиями между ободом и ступицей. Отверстия эти делаются также и из соображений удобства при изготовлении колес и их монтажа – демонтажа.

На торцах зубчатого венца, обода и ступицы выполняются фаски. Если направление зубьев совпадает с направлением образующей делительного цилиндра (или делительного конуса в конических зубчатых колесах), то колеса называются прямозубыми цилиндрическими (или соответственно прямозубыми коническими). У косозубых колес зубья составляют с образующей некоторый угол β . Профиль косозубого зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба, так как для нарезания косых зубьев используется тот же инструмент, что и для нарезания прямых.

Косозубые колеса иногда изготавливают спаренными – на одном обode нарезают два венца. Такие колеса называют шевронными (рис.1.2.). Они отличаются от других цилиндрических колес большей шириной и изготавливаются с канавкой посередине для захода червячной фрезы при нарезании.

Конические зубчатые колеса

Наиболее распространенные конструктивные формы конических зубчатых колес показаны на рис. 1.4.

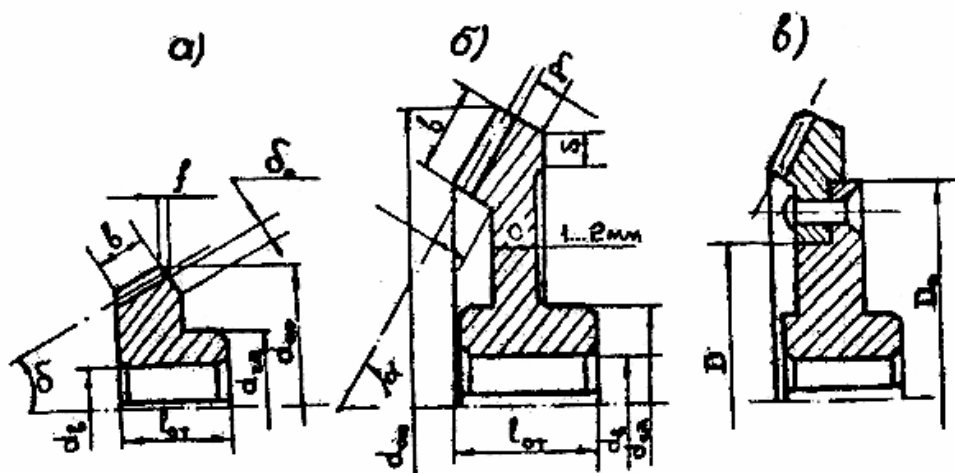


Рис 1.4. Конструктивные формы конических зубчатых колес:

а) – при $d_{ae} \leq 120 \text{ мм}$, б) – при $d_{ae} > 120 \text{ мм}$, в) – составное при $d_{ae} > 180 \text{ мм}$

Конические зубчатые колеса, так же и цилиндрические, имеют зубчатый венец, обод, диск, ступицу. Зубья могут быть прямыми, косыми и, в отличие от цилиндрических колес, круговыми, которые находят все большее распространение. Конструкции диска и ступицы аналогичны цилиндрическим колесам.

Валы – шестерни

Возможны два конструктивных исполнения шестерен зубчатых передач: вместе с валом (вал – шестерня рис. 1.5.) и отдельно от него (насадная шестерня рис.1.1. а) 1.4.а).

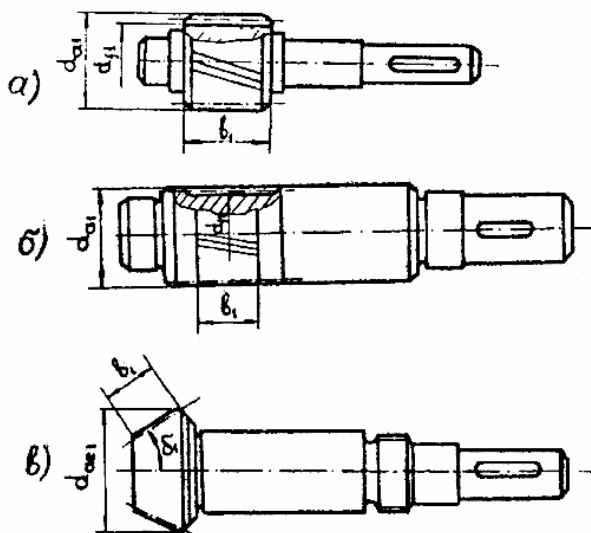


Рис 1.5. Конструктивные варианты валов – шестерен:

- а) цилиндрическая со сквозным нарезанием зубьев;
- б) цилиндрическая с зубьями, нарезанными на поверхности вала;
- в) коническая вал – шестерня.

Более рациональной конструкцией является вал – шестерня, поэтому шестерни редукторов почти всегда изготавливаются с валом. При изготовлении

вала – шестерни зубья нарезаются на валу, на котором конструкцией предусматривается специальное место для нарезания зубьев (рис. 1.5.,а) или зубья нарезаются на гладкой поверхности вала (рис.1.5.,б). На конических валах – шестернях зубья обычно нарезаются на выступающих консольных концах (рис.1.5, в).

Основные параметры несмещенных зубчатых колес (ГОСТ 13755-81)

К основным параметрам зубчатых колес относятся параметры зубчатого венца:

$$m_n = \frac{P_n}{\pi} - \text{нормальный модуль зубьев;}$$

P_n - нормальный шаг зубьев;

$$P_t = P_n / \cos \beta \text{ — окружной шаг зубьев;}$$

$$m_n = m_t / \cos \beta \text{ — окружной модуль зубьев;}$$

β – угол наклона линии зуба;

Z - число зубьев;

$$d = m_t \cdot Z \text{ — делительный диаметр;}$$

$$h = 2,25 \cdot m_n \text{ — высота зуба;}$$

$$d_a = d + 2m_n \text{ — диаметр вершин зубьев;}$$

$$d_f = d - 2,5 m_n \text{ — диаметр впадин.}$$

Воспользовавшись приведенными соотношениями, определим параметры, которые затруднительно получить прямыми измерениями.

$$h = 0,5(d_a - d_f) = 2,25 m_n,$$

$$d_f = D_0 + 2\sigma_0,$$

где D_0 и σ_0 - (см. рис. 1.1.)

отсюда $m_n = \frac{0,5(d_a - d_f)}{2,25}$ - нормальный модуль, который следует уточнить по таблице 1.1.

Таблица 1.1.

Модули по СТ СЭВ 310 – 76

Ряды	Модуль, мм
1 – й	1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2 – й	1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4; 5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Делительный диаметр рассчитывается по уточненному значению модуля

$$d = d_a - 2m_n.$$

Порядок выполнения работы

Произвести наружный осмотр зубчатых колес, ознакомиться с их конструктивным исполнением, установить типы колес. Результаты наблюдений записать в отчет по работе.

Начертить эскиз (указанного преподавателем) зубчатого колеса, обратив внимание на конструктивное исполнение элементов: зубчатого венца, обода,

диска, ступицы, отверстия вала, фасок. На эскиз нанести измеряемые и рассчитываемые параметры (табл. 1).

На этом колесе выполнить измерения (рис.1.1, табл. 1 отчета): 1) диаметров вершин зубьев; 2) ширину зубчатого венца b_2 ; 3) диаметр отверстия для вала d_B ; 4) глубину $d_B + t_1$ и ширину b_{III} шпоночной канавки; 5) диаметр d_{CT} и длину l_{CT} ступицы; 6) толщину обода δ_a ; 7) внутренний диаметр обода D_0 ; 8) толщину диска C ; 9) диаметры отверстий d_{OTB} на диске, если они есть; 10) фаски $f \times 45^\circ$.

С помощью угломера или транспортира по отпечатку зубьев на бумаге измерить ориентировочно угол наклона зубьев β , для чего получить отпечаток вершин зубьев.

Результаты измерений занести в таблицу 1 отчета.

Оформить отчет по выполненной работе.

Контрольные вопросы

Назовите и покажите на чертежах или образцах основные конструктивные исполнения зубчатых колес и их основные элементы.

Назовите типы внешнего и внутреннего зацепления и их основные признаки.

Каково назначение зубчатого венца, обода, ступицы, диска и других элементов?

Какие требования предъявляются к торцам обода и ступицы и почему?

Что называется блоком зубчатых колес и его назначение? Основные особенности конструкции.

Чем отличаются между собой вал – шестерня и насадная шестерня? Конструктивные варианты валов – шестерен.

Назовите основные параметры зубчатых колес.

Почему модули зубчатых колес стандартизованы?

Почему в рабочем чертеже обязательна таблица параметров? Какие параметры в ней указываются?

Образец

Конструктивные параметры зубчатых колес

Таблица 1.

Наименование величины, размерность	Обозн. (см. рис.)	Величина	Способ определения
1. Диаметр вершин зубьев, мм	d_a		Измерены
2. Внутренний диаметр обода, мм	D_0		Измерены
3. Толщина обода, мм	σ_0		Измерены

4. Диаметр впадин, мм $d_f = D_0 + 2\sigma_0$	d_f		Рассчитаны
5. Угол наклона зубьев, град	β		Измерены
6. Модуль нормальный $m_n' = \frac{0,5}{2,25} (d_a - d_f)$	m_n'		Рассчитаны
7. Модуль нормальный по стандарту, мм	m_n		СТ СЭВ 310 – 75
8. Число зубьев	Z		Подсчитаны
9. Делительный диаметр, мм $d = d_a - 2m_n$ m_n – по ГОСТ	d		рассчитаны
10. Ширина зубчатого венца, мм	b_2		Измерены
11. Толщина диска, мм	c		Измерены
12. Толщина ступицы, мм	$l_{СТ}$		Измерены
13. Диаметр ступицы, мм	$d_{СТ}$		Измерены
14. Диаметр отверстия для вала, мм	d_B		Измерены
15. Ширина шпоночного паза, мм	$b_{Ш}$		Измерены
16. Глубина шпоночного паза, мм	$d_B + t_1$		Измерены
17. Диаметр отверстия в диске, мм	$d_{ОТВ}$		Измерены

Результаты расчета:

$$d_f = D_0 + 2\sigma_1 = 261,5 + 2 \cdot 18 = 297,5 \text{ мм.}$$

$$m_n' = \frac{0,5}{2,25} (d_a - d_f) = \frac{0,5}{2,25} (320 - 297,5) = 5,0 \text{ мм}$$

$$d = d_a - 2m_n = 320 - 2 \cdot 5,0 = 310 \text{ мм}$$

внесены в таблицу 1.

8 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: Ознакомление с конструкцией различных типов подшипников, их классификацией и основами выбора.

Принадлежности и инструмент

Комплект подшипников качения;
Штангенциркуль;
Литература.

Теоретические основы

Подшипниками называют опоры валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на раму (корпус) машины. Подшипники должны иметь минимальное трение во избежание снижения КПД механизма. Качество подшипников во многом определяет работоспособность и долговечность машин.

Подшипник качения представляет собой сборочную единицу и обычно состоит из внутреннего и наружного колес с дорожками назначения, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, который разделяет и направляет тела качения.

Подшипники качения классифицируют согласно ГОСТ 3395 – 75 по следующим признакам:

- 1) по направлению воспринимаемой нагрузки относительно оси вала – радиальные, радиально – упорные и упорно – радиальные;
- 2) по форме тел качения – шариковые;
- 3) по числу рядов тел качения – однорядные, двухрядные, четырехрядные, многорядные;
- 4) по способности самоустановки – самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

На рис. 3.1. Показана упрощенная схема классификации подшипников.

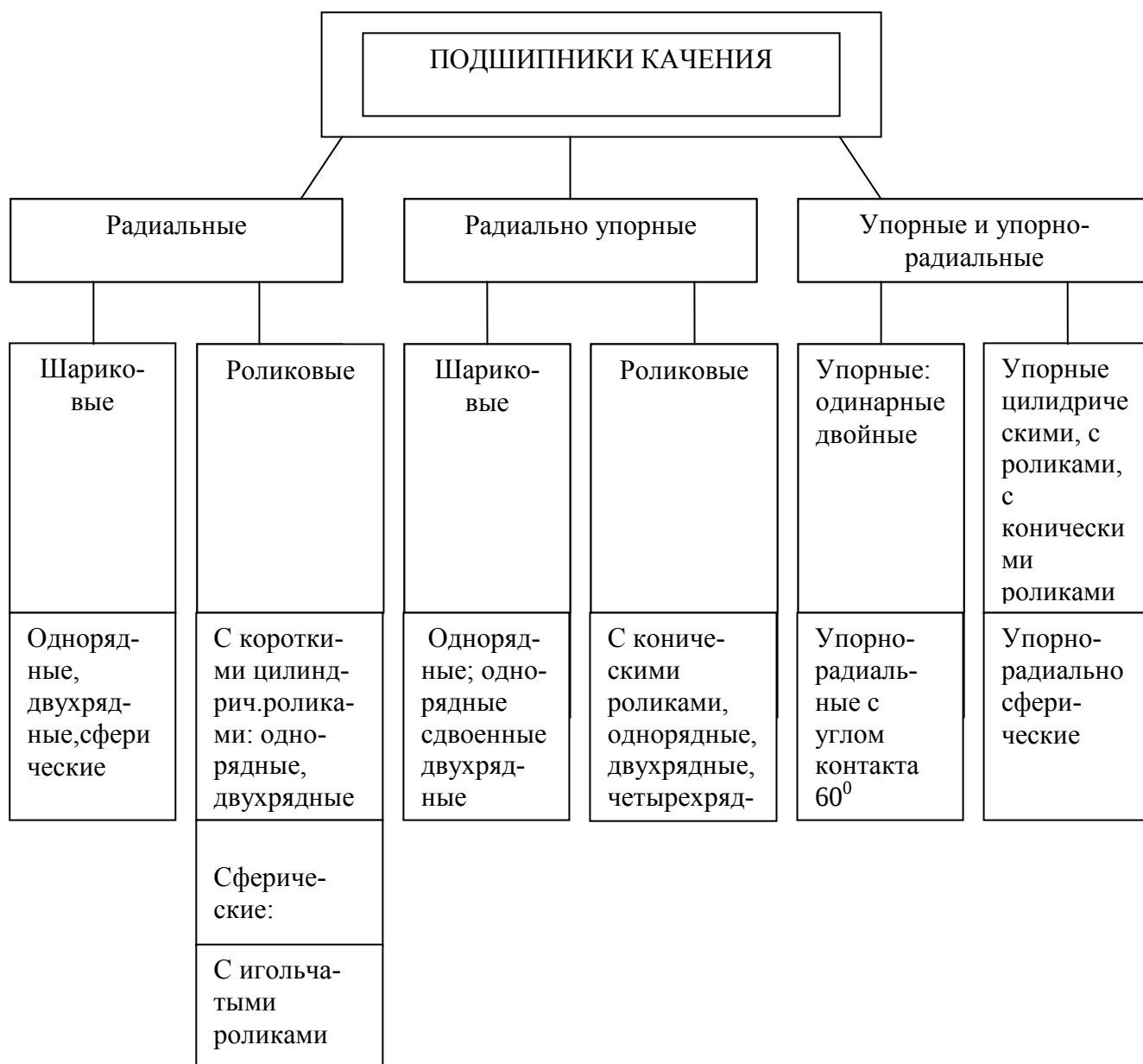


Рис 3.1. Схема классификации подшипников.

Соотношение габаритных размеров подшипников определяет их серию: сверхлегкую, особо легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжелую.

Преимущественно выпускаются подшипники легкой и средней серий.

Назначение подшипников

Радиальные подшипники предназначены для восприятия в основном радиальных нагрузок, направленных перпендикулярно к геометрической оси вала. Некоторые радиальные подшипники могут воспринимать незначительные осевые нагрузки, а радиальные шариковые – значительные осевые нагрузки.

Радиально-упорные подшипники способны воспринимать скомбинированные радиально-осевые нагрузки. Осевая грузоподъемность их зависит от угла контакта тел качения с наружным кольцом.

Упорные подшипники могут воспринимать только осевые нагрузки, а упорно–радиальные – достаточно большие осевые нагрузки и небольшие радиальные.

Условные обозначения подшипников качения

Подшипники качения характеризуются следующими параметрами: внутренний диаметр подшипника, его серия, тип, конструктивные особенности и класс точности. Все перечисленные параметры обозначаются цифрами. В подшипниках нормального класса точности его обозначение опускается. Таким образом, любой подшипник качения обозначается номером (до семизначного). Если условно написать вместо цифр буквы, то получим следующую схему обозначения:

ж е д г в б а,

где «ба» - вторая и первая цифра справа обозначают номинальный внутренний диаметр d подшипника: для подшипников с диаметром отверстия $d = 20 \div 495$ мм, число из этих двух цифр представляет собой частное от деления диаметра в мм умноженный на 5.

Например, если «ба» = 04, то $d = 04 \times 5 = 20$ мм, если «ба» = 13, то $d = 13 \times 5 = 65$ мм и т.д.;

для диаметров $d = 10 \div 17$ мм обозначения будут следующими:

«ба»	00	01	02	03
d , мм	10	12	15	17;

«в» - третья цифра справа указывает серию подшипника всех диаметров $d \geq 10$ мм (нули, стоящие левее последней значащей цифры в номере подшипника, опускаются), ей соответствуют серии: 8, 9 – сверхлегкая, 1, 7 – особолегкая, 2 – легкая, 3 – средняя, 4 – тяжелая, 5 – легкая широкая, 6 – средняя широкая.

Серия характеризует грузоподъемность и размеры подшипника при одном и том же внутреннем диаметре (рис. 3.2.).

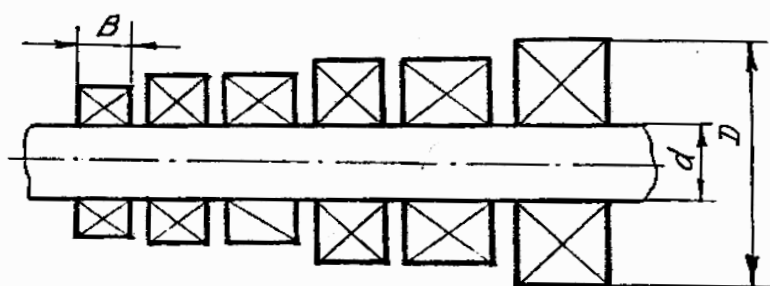


Рис 3.2. Размерные серии подшипников.

Пичем четвертая цифра справа, т.е «г» обозначает тип подшипника:

- 0 – радиально-шариковый однорядный,
- 1 – радиально-шариковый, сферический,

- 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами,
- 3 – радиально-роликовый, сферический,
- 4 – радиально-роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый,
- 5 – радиально-роликовый с витыми роликами,
- 6 – радиально-упорный шариковый,
- 7 – роликово-конический,
- 8 – упорно-шариковый,
- 9 – упорно-роликовый.

Отметим, что «д» и «е», т.е. пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника;

«ж» - седьмая цифра справа обозначает серию подшипника и характеризует подшипник по ширине.

Подробное описание условного обозначения подшипников качения см. в литературе [1].

Основные размеры подшипников

Каждая размерная серия определяет соответствие размеров, так внутренние диаметры - d ; наружные диаметры - D ; ширину или высоту соответственно B , T и H (рис.3.3).

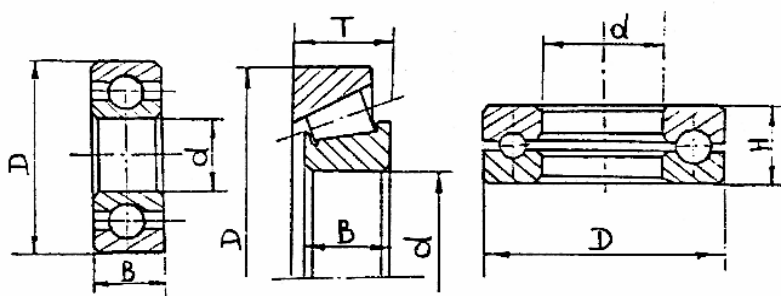


Рис 3.3. Основные размеры подшипников

Основными причинами выхода подшипников из строя являются:

- 1) усталостное выкашивание тел качения и дорожек качения после длительной работы;
- 2) износ при недостаточной защите от пыли и грязи;
- 3) разрушение сепараторов;
- 4) раскалывание колец и тел качения;
- 5) остаточные деформации в виде лунок и вмятины на дорожках качения.

Порядок работы

Определить тип и назначение каждого подшипника в комплекте.

Выполнить эскизные чертежи подшипников (по указанию преподавателя).

С помощью штангенциркуля определить основные размеры подшипников и нанести их на чертеж.

Расшифровать условные обозначения изучаемых подшипников и, используя справочную литературу [1, 2] и др., по таблицам установить его основные эксплуатационные характеристики C и C_0 – динамическую и статическую грузоподъемность, а также $n_{\text{пред}}$ – предельную частоту вращения. Сопоставить измеренные параметры с табличными.

Дать описание и оценку технического состояния отдельных деталей подшипника (по указанию преподавателя): колец, тел качения, сепаратора. В описании отразить состояние рабочих поверхностей (выкашивание, износ, остаточные деформации, поломки), т.е. признаки выхода из строя подшипника.

3. Расшифровка условного обозначения подшипников.

Например, подшипник 307:

«07» - обозначение диаметра подшипника ($d = 07 \times 5 = 35$ мм);

«3» - серия диаметра подшипника – средняя;

«0»-четвертая цифра справа (в обозначении опущена) – радиальный шариковый, однорядный.

Полное название подшипника: шарикоподшипник радиальный однорядный серии с внутренним диаметром = 35 мм.

По каталогам и таблицам /1, с.120/ для подшипника 307:

$d = 35$ мм; $D = 80$ мм; $B = 21$ мм; $C = 33200$ Н; $C_0 = 18000$ Н;
 $n_{\text{пред}} = 1000$ об/мин. (Измеренные параметры (см.п.2) совпадают с табличными).

4. Внешним осмотром установлено: подшипник имеет большие радиальные и осевые зазоры; поломки деталей подшипника отсутствуют; поверхность дорожки качения внутреннего кольца сильно повреждена осевидными раковинами (выкрашивание); поверхность дорожки качения наружного кольца повреждена в меньшей степени; поверхность тел качения аналогична поверхности дорожки качения внутреннего кольца. Причина выхода из строя: усталостное выкрашивание тел и дорожек качения.

Контрольные вопросы

1. Назначение подшипников и основные требования к ним.
2. Устройство подшипников качения, основные их элементы.
3. Принцип классификации подшипников по ГОСТ 3395 – 75.
4. Какими основными размерами характеризуются подшипники?
5. Чем отличаются подшипники одного типа и диаметра, но различных серий?
6. Назовите основные причины выхода из строя подшипников

9 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы: 1. Ознакомление с конструкцией цилиндрического редуктора, сборочными единицами и деталями; 2. Определение основных геометрических параметров зубчатой передачи путем замеров и расчетов; 3. Выяснение назначения отдельных деталей.

Теоретические основы

В современном машиностроении широко используются редукторы, представляющие собой систему зубчатых и червячных передач. Из них наиболее широкое распространение получили цилиндрические зубчатые редукторы. Это обусловлено следующими преимуществами цилиндрических зубчатых передач:

- 1) простотой конструкции;
- 2) высокой нагрузочной способностью (до нескольких десятков тыс. кВт.);
- 3) малыми габаритами (компактный);
- 4) большой долговечностью и надежностью работы;
- 5) высоким коэффициентом полезного действия (к.п.д. 0,97...0,98);
- 6) постоянством передаточного числа;
- 7) широким диапазоном скоростей (до 150 м/с).

К недостаткам зубчатых передач относятся:

- 1) относительная сложность изготовления зубчатых колес;
- 2) наличие динамических нагрузок и, как следствие, шум в работе, особенно при больших скоростях.

В зависимости от общего передаточного числа редукторы могут быть одно-, двух-, трех- и многоступенчатыми. Одноступенчатые редукторы применяются при передаточных числах 3,15...12,5, а при передаточных числах 8...63 и 37...315 выгодно использовать соответственно двух – и трехступенчатые редукторы.

Устройство редуктора

Редукторы могут быть выполнены по развёрнутым или соосным схемам с горизонтальным или вертикальным расположением валов.

Более совершенными по распределению нагрузок по длине вала являются из двух – трехступенчатых редукторов редукторы с раздвоенными зубчатыми колёсами.

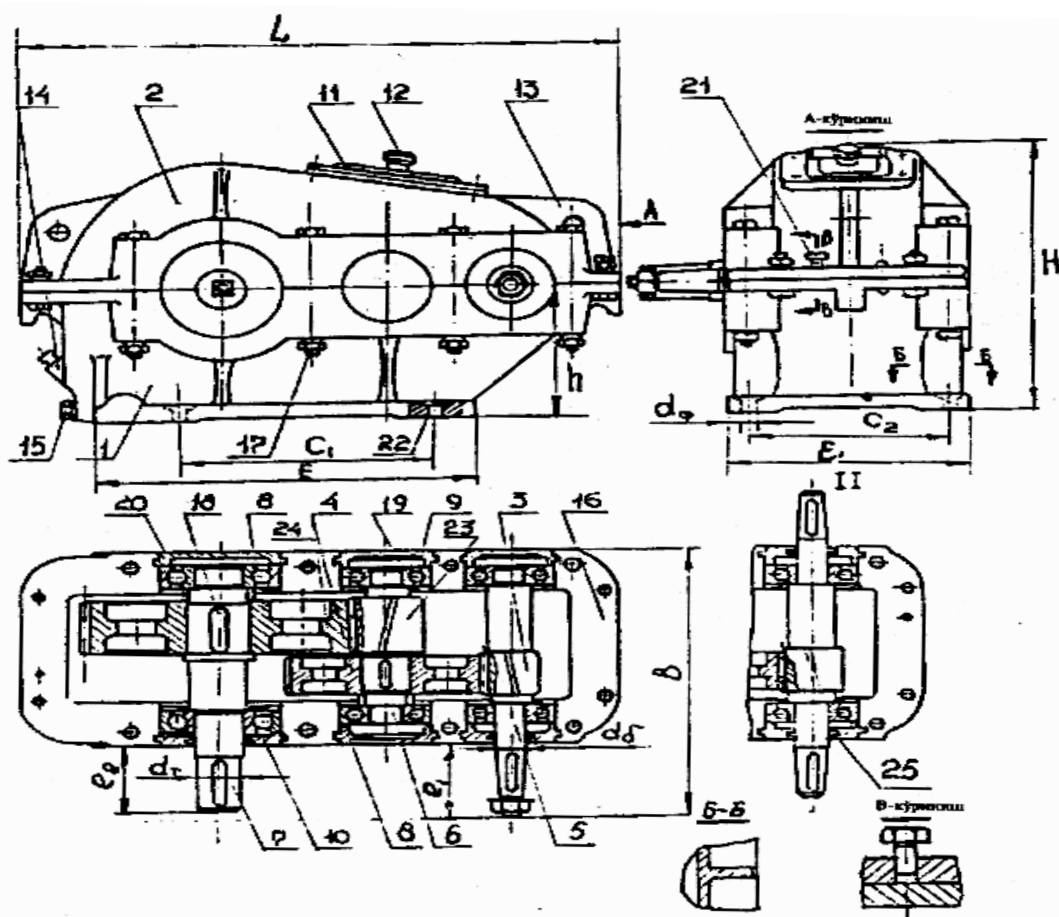


Рис 2.3. Горизонтальный двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор.

На рис.2.3. показан горизонтальный двухступенчатый редуктор, выполненный по развернутой схеме и состоящий из следующих элементов: корпуса редуктора 1, крышки редуктора 2, шестерен 3 и 23, колес 4 и 24, ведущего вала 5, ведомого вала 7, промежуточного вала 6, подшипникового узла 8, крышки подшипникового узла (глухой) 9, крышки подшипникового узла (сквозной) 10, крышки смотрового окна 11, отдушины 12, проушины 13, маслоуказателя 14, маслосливной пробки 15, штифтов 16, крепежных болтов с упругими шайбами 17, шпонок 18, маслоотбойных колец 19, втулки распорной 20, отжимного болта 21, отверстий под фундаментные болты 22.

Отличительной особенностью редукторов является наличие жесткого металлического корпуса 1, в котором размещаются узлы передач от проникновения пыли и через подшипники воспринимаются усилия, действующие в передачах. Корпус редуктора должен быть достаточно прочным и жестким, т.к. его повышенная деформация может стать причиной не параллельности осей валов и, как следствие, неравномерного распределения нагрузки по длине зубьев зубчатых колес и снижения нагрузочной способности.

Корпус редуктора для удобства сборки, как правило, состоит из двух частей: основания 1 и крышки 2. Плоскость разъема проходит через оси валов. Основание и крышка выполняются с фланцами и бобышками. Взаимное

положение основания корпуса и крышки фиксируется двумя коническими штифтами 16, устанавливаемыми до расточки гнезд под подшипники. С целью облегчения отделения крышки от основания при разборке редуктора предусматриваются два отжимных болта 21. Для осмотра зацепления и заливки масла на крышке корпуса редуктора выполняется смотровое окно, которое закрывается крышкой 11. На крышке корпуса или крышке смотрового окна устанавливают отдушину 12, которая соединяет внутреннюю полость редуктора с атмосферой и предотвращает повышение давления внутри редуктора при его нагреве во время работы. Контроль уровня масла производится при помощи маслоуказателя 14. В нижней части для слива масла предусматривается отверстие, закрываемое маслосливной пробкой 15.

Для подъема и транспортировки редуктора на крышке корпуса устанавливают рым болты или проушины. Редуктор крепится к фундаменту или раме машины с помощью фундаментных болтов, устанавливаемых в отверстия 22 в нижнем поясе корпуса.

Основными деталями редуктора являются цилиндрические зубчатые колеса. Они могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. Прямозубые зубчатые колеса применяются при окружной скорости до 5 м/с. При больших скоростях используются косозубые, а шевронные – при передаче больших мощностей. Обычно зубчатые колеса устанавливаются на валы при помощи шпонок и фиксируются в осевом направлении втулками 20. В случаях, когда для подшипников используются пластичные смазки, а для зубчатых колес – жидкие, применяются маслоотражающие или маслоудерживающие кольца 19. Они не допускают попадания жидкой смазки из масляной ванны редуктора в подшипники.

Валы устанавливаются на подшипниках качения 8. Внутренние кольца подшипников на вал обычно ставятся с натягом, а наружные без натяга. В крышках подшипников, через которые выходят концы валов, устанавливаются уплотнители. Назначение уплотнителей – предотвратить вытекание смазки и защитить от попадания пыли в внутрь. Уплотнители обычно выполняются в виде колец из войлока, пропитанного маслом, или резиновых манжет 25.

Основные параметры несмещенных зубчатых передач редуктора:

1) Передаточное число первой ступени $U_1 = \frac{Z_2}{Z_1}$,

второй ступени $U_2 = \frac{Z_4}{Z_3}$,

n - й ступени $U_n = \frac{Z_n}{Z_{n-1}}$,

общее передаточное число $U = U_1 \cdot U_2 \dots U_n$;

2) торцовый модуль зацепления

$$m_t = \frac{2a_w}{Z_1 + Z_2};$$

3) нормальный модуль зацепления

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta = \frac{2a_w \cos \beta}{Z_1 + Z_2}.$$

Нормальный модуль зацепления стандартизован согласно Ст СЭВ 310 – 76 (табль2.1.)

Таблица 2.1. Значение модулей по Ст СЭВ 310 – 76

Ряды	Модуль, мм
1 – й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10;12; 16; 20; 25
2 - й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11

Основные геометрические параметры несмещенных зубчатых колес

Меньшее из пары зубчатых колес принято называть шестерней, а большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» является общим и относится как к шестерне, так и к колесу.

Основным параметрами являются:

1) делительный диаметр

- шестерни $d_1 = Z_1 m_t = Z_1 \frac{m_n}{\cos \beta},$

- колеса $d_2 = Z_2 m_t = Z_2 \frac{m_n}{\cos \beta};$

2) диаметр вершин зубьев

- шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m_n,$

- колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_n;$

3) диаметр впадин

- шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n,$

- колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n;$

4) высота зуба $h_1 = h_2 = 0,5(d_{a2} - d_{f2});$

5) коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1},$

где $b_w = b_2$ - рабочая ширина колеса;

d_1 - делительный диаметр шестерни.

Оборудование и принадлежности

Зубчатый цилиндрический редуктор.

Плакат с чертежом редуктора.

Комплект слесарных инструментов.

Комплект измерительных инструментов: линейка слесарная, штангенциркуль 0...300 мм, кронциркуль.

Порядок выполнения работы

1. Произвести внешний осмотр редуктора, сверить соответствие редуктора и чертежа, изучить конструкцию корпуса и назначение деталей (с наименованием деталей ознакомиться по спецификации чертежа).
2. Отвернуть винты, соединяющие крышку смотрового отверстия с крышкой редуктора, снять крышку.
3. Отвернуть болты, соединяющие крышку редуктора с корпусом и крышки подшипниковых узлов с корпусом.
4. С помощью отжимных болтов снять крышку редуктора.
5. Осмотреть детали и узлы редуктора. Определить тип передачи и дать полную характеристику редуктора (данные занести в таблицу 0.2.1 отчета).
6. Определить направление и угол наклона β зубьев шестерни колеса, для чего лист чистой бумаги вместе с копировальной заложить между зубьями и накатать след (на бумагу). По отпечатку транспортиром измеряется угол наклона с точностью до $0,5^\circ$ и записывается в таблицу 0.2.1. отчета.
7. Составить и отобразить в отчете кинематическую схему редуктора (рис. 2.2.).
8. Снять ведущий вал в сборе, подсчитать число зубьев шестерни Z_1 , измерить диаметр вершин зубьев d_{a1} . Данные занести в таблицу 0.2.1. отчета.
9. Снять промежуточный вал в сборе. Подсчитать числа зубьев Z_1' и Z_2 , измерить диаметры d_{a1}' и d_{a2} .
10. Снять ведомый вал в сборе, подсчитать число зубьев колеса Z_2' , измерить диаметр d_{a2} . Обратить внимание на маслоотражающие и мазеудерживающие кольца.
11. Установить крышку на корпус редуктора, легкими ударами посадить штифты и измерить межосевые расстояния быстроходной и тихоходной пары, для чего измерить диаметры отверстий D_1, D_2, D_3 и размеры l_1 и l_2 (рис. 2.3.).

Значение межосевых расстояний получают расчетом:

$$a_{w1} = \frac{D_1}{2} + \lambda_1 + \frac{D_2}{2}; \quad a_{w2} = \frac{D_2}{2} + \lambda_2 + \frac{D_3}{2}$$

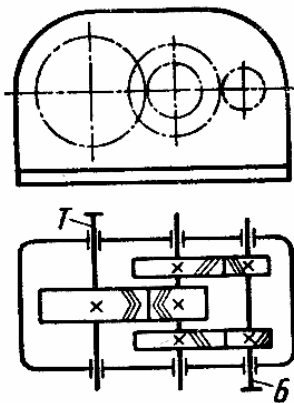


Рис. 2.4 Кинематическая схема редуктора.

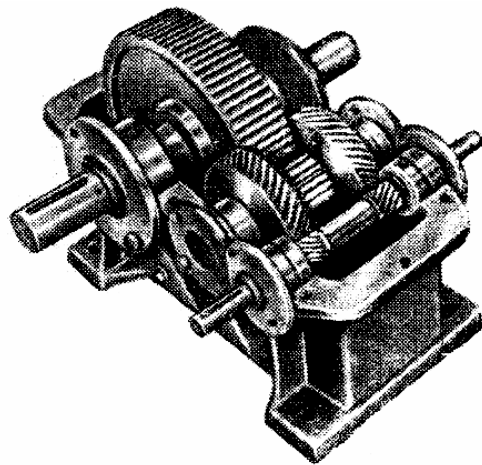


Рис.2.4. Горизонтальный двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор.

Результаты занести в таблицу.

12.Собрать редуктор в обратной последовательности (рис.2.1.).

13.Измерить габаритные размеры редуктора (рис.2.1.): габаритные α, H, B ; монтажные h, E, E_1, C_1, C_2 ; присоединительные l_1, l_2, d_d, d_t, d_o . Записать в отчете.

Контрольные вопросы

- 1.Что называется редуктором?
- 2.Назовите основные преимущества и недостатки цилиндрических зубчатых передач.
- 3.Как подразделяются редукторы в зависимости от передаточного числа? Что называется ступенью в редукторе?
- 4.Как классифицируются редукторы по схеме расположения зубчатых колес и валов?
- 5.Назовите, из каких основных деталей и сборочных единиц состоит редуктор, и расскажите об их значении.
- 6.Расскажите о системе смазки редуктора и ее устройстве.
- 7.Каково назначение крышек подшипниковых узлов и уплотнений, их устройство, назовите типы крышек.
- 8.Перечислите основные параметры зубчатых передач редуктора и зубчатых колес.
- 9.Что такое кинематическая схема редуктора?
- 10.Какие размеры называются габаритными, монтажными, присоединительными.

1. Кинематическая схема редуктора (см., например, рис. 2.4.).

2. Габаритные, монтажные и присоединительные размеры редуктора по результатам измерений

$\alpha = \text{мм}, H = \text{мм}, B = \text{мм}, h = \text{мм}, E = \text{мм}, E_1 = \text{мм},$
 $C_1 = \text{мм}, C_2 = \text{мм}; l_1 = \text{мм}; l_2 = \text{мм}, d_o = \text{мм}, d_\phi = \text{мм}.$

Таблица 2.2.

Основные характеристики редуктора

Наименование	Обозначение	Первая ступень (быстроходная)		Вторая ступень (тихоходная)	
		шестерня	колесо	шестерня	колесо
1. Типы передач		цилиндрические		косозубые	
2. Направление зубьев (левое, правое)					
3. Угол наклона зубьев	β_d	$\beta_{d1} = \dots$	$\beta_{d2} = \dots$	$\beta'_{d1} = \dots$	$\beta'_{d2} = \dots$

4. Ширина зубчатых колес, (мм)	b				
5. Число зубьев	Z	$Z_1 = \dots$	$Z_2 = \dots$	$Z_1' = \dots$	$Z_2' = \dots$
6. Диаметры вершин зубьев, (мм)	d_a	$d_{a_1} = \dots$	$d_{a_2} = \dots$	d_{a_1}'	d_{a_2}'
7. Межосевое расстояние, (мм)	a_w	$a_{w1} = \dots$		$a_{w2} = \dots$	
8. Передаточные числа	U_i	$U_1 = \dots$		$U_2 = \dots$	
9. Общее передаточное число	U	$U = \dots$			

Таблица 2.3.

Основные геометрические параметры зубчатых колес редуктора

Наименование	Обозначение	Расчетные формулы	Результаты расчета			
			1 – я ступень		2 – я ступень	
			Шест	Колес	Шест.	Колес
1. Торцовый модуль зацепления, (мм)		$m_t = \frac{2a_w}{Z_1 + Z_2}$				
2. Нормальный модуль зацепл., (мм)	m_n	$m_n = m_t \cdot \cos \beta$				
3. Делительные диаметры колёс, (мм)	$d_1; d_2$	$d = Z \frac{m_n}{\cos \beta}$				
4. Диаметры впадин зубьев, (мм)	$d_{f1}; d_{f2}$	$d_f = d_1 - 2,5 m_n$				
5. Диаметры вершин зубьев, (мм)	$d_{a1}; d_{a2}$	$d_a = d_1 + 2m_n$				
6. Коэф. ширины колеса по диаметру шестерни	Ψ_{bd}	$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$				

10 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы: 1. Ознакомление с конструкцией конического редуктора, сборочными единицами и деталями; 2. Определение основных геометрических параметров зубчатой передачи путем замеров и расчетов.

Теоретические основы

Для передачи движения и момента под углом, когда оси ведущего и ведомого колеса пересекаются, применяют конические редукторы. В большинстве своем конические редукторы выполняются с углом пересечения осей валов, равным 90° . В таких редукторах конические колеса выполняются с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями. Выбор типа зубьев главным образом определяется окружной скоростью. В редукторах конические передачи с прямыми зубьями применяются при окружных скоростях до 3 м/сек, с тангенциальными зубьями – до 12 м/сек, с круговыми шлифовальными – до 30 м/сек. С повышением окружной скорости передач необходимо обеспечивать и более точное изготовление колес.

Основные параметры

Основные параметры зубчатых конических передач установлены ГОСТом 12289-66. В этом ГОСТе указаны номинальные диаметры, основания длительного конуса большого колеса – d_{e2} , номинальные передаточные числа i и ширина зубчатых колес – b . Модуль для передачи с прямыми зубьями принимается по ГОСТу 9563-60 и определяется по большому диаметру. Передачи с тангенциальными зубьями рассчитываются по торцовому модулю. Передачи с круговыми зубьями, у которых вершина внутреннего конуса не совпадает с вершиной начального конуса, рассчитываются по нормальному модулю. Для колес с круговыми зубьями широко применяют угол спирали $\beta=35^\circ$. Для тангенциальных зубьев угол спирали принимается в пределах $15-25^\circ$.

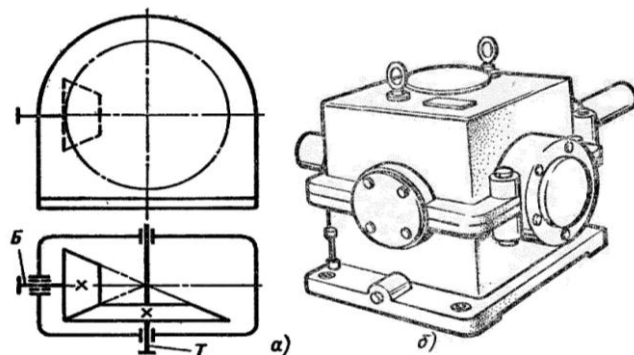


Рис 1. а) Кинематическая схема; б) общий вид.

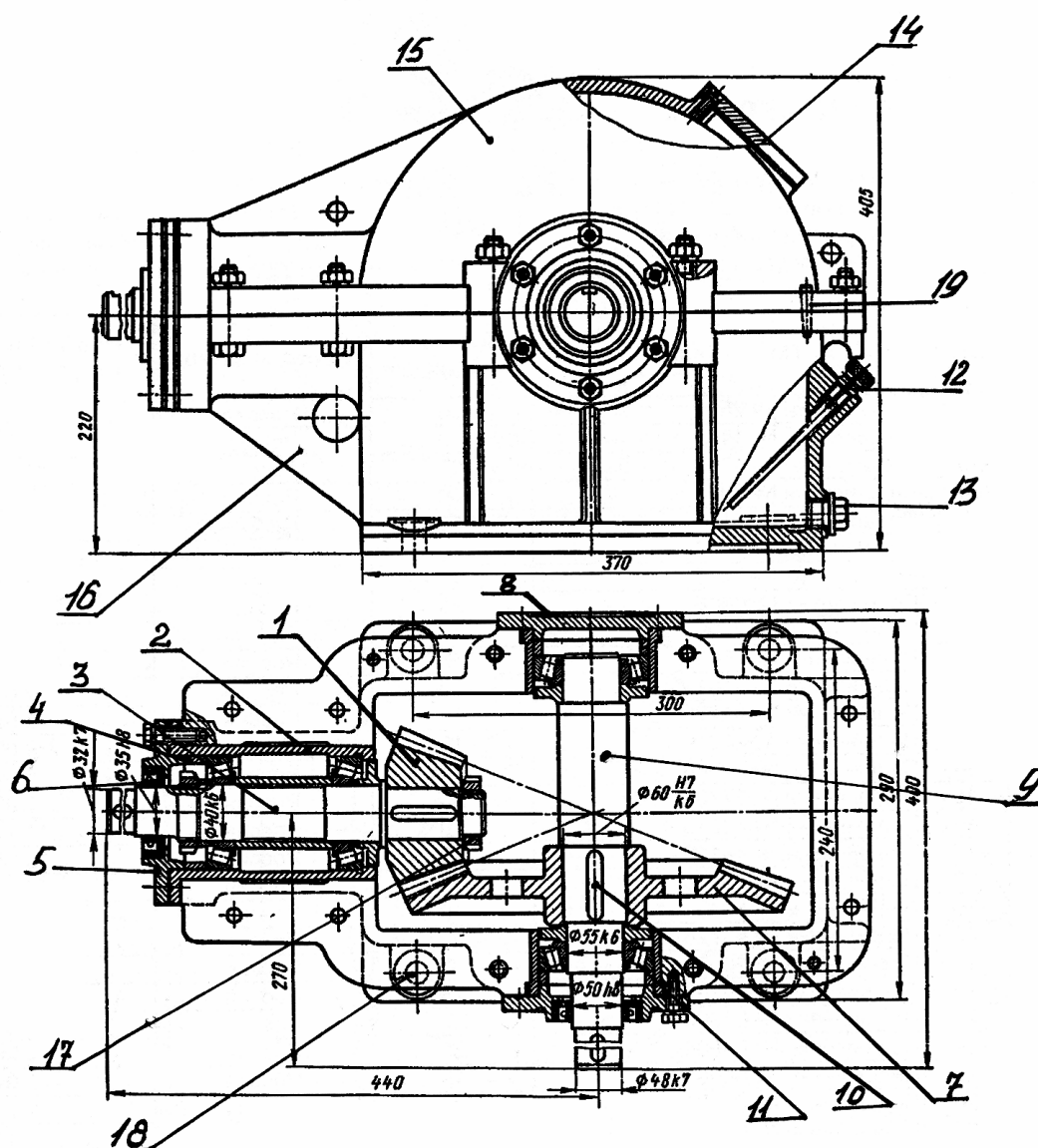


Рис 2. Редуктор конический.

На рис 1. показан редуктор конический выполненный по развернутой схеме и следующих элементов: 1-шестерня, 2-стакан, 3-ведущий вал, 4-распорное колесо, 5-крышка подшипникового узла сквозная, 6-сальник, 7-колесо конические ведомое, 8-крышка подшипникового узла глухая, 9-ведущий вал, 10-шпонка, 11-роlikоподшипники конические, 12-маслоуказатель, 13-пробка маслосливная, 14-крышка смотрового окна, 15-крышка редуктора, 16-корпус редуктора, 17-гайка, 18-болт фундаментальный, 19-штифт.

Конические редукторы выполняются двух типов: узкого и широкого, differing друг от друга шириной колеса.

В редукторах узкого типа ширина колеса составляет $0,25 L_e$, а в редукторах широкого типа $0,3 - 0,4 L_e$, где L_e — длина образующей начального конуса. Узкий тип редукторов применяется для передаточных чисел от 3 до 5, а широкий тип от 1 до 2,5. Число зубьев шестерен в редукторах узкого типа рекомендуются выбрать в пределах от 20 до 23, а в редукторах широкого типа —

от 25 до 28. Конические редукторы изготавливаются с цельнолитыми чугунными или стальными корпусами и крышками.

Наименование	Обозначение	Шестерня	Колесо
Число зубьев шестерни	z_1		
Число зубьев колеса	z_2		
Тип зубьев			
Модуль нормальный в мм	m_n		
Угол спирали зубьев	β		
Передаточное число редуктора	i		
Угол длительного конуса	δ		
Внешнее конусное расстояние	Re		
Внешний делительный диаметр	d_{e1} d_{e2}		

Габаритные, монтажные и присоединительные размеры редуктора по результатам измерений:

$H = \dots \text{мм}$, $V = \dots \text{мм}$, $L = \dots \text{мм}$.

Порядок выполнения работы:

Произвести внешний осмотр редуктора, сверить соответствие редуктора и чертежа, изучить конструкцию корпуса и назначение деталей.

Отвернуть винты, соединяющие крышку смотрового отверстия с крышкой редуктора, снять крышку. Отвернуть болты, соединяющие крышку редуктора с корпусом и крышку подшипниковых узлов с корпусом. С помощью отжимных болтов снять крышку редуктора.

Осмотреть детали и узлы редуктора, снять ведущий вал в сборе, подсчитать число зубьев шестерни z_1 , измерить диаметр d_{e1} снять ведомый вал в сборе, подсчитать число зубьев колеса z_2 , измерить угол делительного конуса δ измерить конусное расстояние Re, d_{e1} , d_{e2} – внешние делительные диаметры.

Контрольные вопросы

1. Что называется редуктором?
2. Назовите основные преимущества и недостатки конического редуктора.
3. Назовите, из каких основных деталей и сборочных единиц состоит редуктор, и расскажите об их значении?
4. Что такое кинематическая схема редуктора?
5. Какие размеры называются габаритными, монтажными и присоединительными?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЗУБЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы: 1. Ознакомление с конструкцией червячного редуктора, сборочными единицами и деталями; 2. Определение основных геометрических параметров зубчатой передачи путем замеров и расчетов; 3. Выяснение назначения отдельных деталей.

Теоретические основы

Червячные редукторы применяются в приводах машин, работающих с кратковременным или средним режимом по времени.

К достоинствам червячных передач и редукторов относятся: возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени передач, бесшумность работы, высокая сопротивляемость ударным нагрузкам и минимальное число движущихся частей.

К недостаткам червячной передачи следует отнести невысокий К.П.Д., повышенный нагрев при длительной работе и необходимость использования бронзы при изготовлении червячных колес.

Здесь рассматриваются червячные передачи и редукторы с осями перекрещивающимся под прямым углом, с архимедовым червяком, имеющим в осевом сечении прямолинейный профиль с углом $\alpha=20^\circ$. Червяк называют архимедовым, если режущие кромки резца располагаются в плоскости оси червяка.

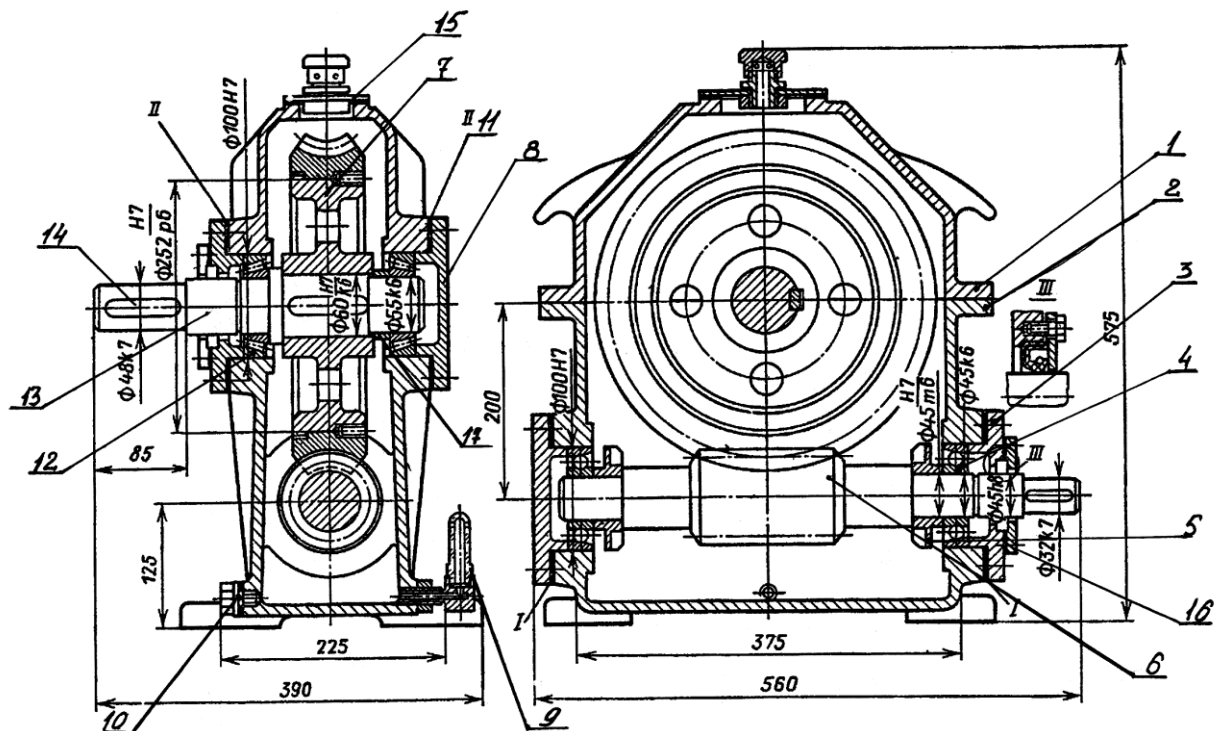


Рис 2.2. Редуктор червячные с нижним расположением червяка.

На рис 2.2. показан червячный редуктор, с нижним расположением червяка и состоящий из следующих элементов: 1-крышка редуктора, 2-корпус редуктора, 3- крышка подшипникового узла сквозная, 4-роликоподшипники конические, 5-брызговик, 6-червяк, 7-червяк колесо, 8-крышка подшипникового узла глухая, 9- маслоуказатель, 10-маслосливные пробки, 11-прокладка, 12-роликоподшипники конические, 13-вал червячного колеса, 14-шпонка, 15-крышка смотрового окна, отдушина с сеткой, 16-кольцо, 17-втулка.

Основные термины и определения

Средней плоскостью колеса называется плоскость, проходящая через ось червяка и перпендикулярная оси колеса. Осевым шагом червяка называется расстояние между одноименными точками соседних витков, измеренное параллельно оси червяка. Ходом винтовой линии червяка называется расстояние между соседними точками одной и той же винтовой линии, измеренное параллельно оси червяка. Делительным цилиндром червяка называется цилиндр, поверхность которого является геометрическим местом средних линий исходного контура витков червяка.

Основные параметры червячных передач.

Для более широкой нормализации и стандартизации червячных передач и редукторов ГОСТом 2144-66 устанавливаются основные параметры червячных передач.

№	Наименование	Обозначение	Червяк	Червячное колесо
1.	Число витков (заходов) червяка	z_1		
2.	Делительный диаметр червяка	d_1		
3.	Диаметр вершин витков червяка	d_{a1}		
4.	Диаметр впадин витков червяка	d_{f1}		
5.	Длина нарезной части шлифованного червяка	b_1		
6.	Направление витка			
7.	Шаг червяка	P_1		
8.	Модуль	m		
9.	Делительный диаметр червячного колеса	d_2		
10.	Диаметр вершин зубьев червячного колеса	d_{a2}		
11.	Диаметр впадин зубьев червячного колеса	d_{f2}		
12.	Наибольший диаметр червячного колеса	d_{aM_2}		
13.	Число зубьев червячного колеса	z_2		
14.	Межосевое расстояние	a_w		
15.	Передаточное число	U		

Габаритные, монтажные и присоединительные размеры редуктора по результатам измерений:

$H = \dots \text{мм}$, $B = \dots \text{мм}$, $L = \dots \text{мм}$.

Порядок выполнения работы

- 1) Провести внешний осмотр редуктора, сверить соответствие редуктора и чертежа, изучить конструкцию корпуса и назначение деталей.
- 2) Отвернуть болты, соединяющие крышку редуктора с корпусом и крышку подшипниковых узлов с корпусом.
- 3) Снять червяка в сборе, определить число заходов червяка: z_1
- 4) Снять ведомой вал в сборе, подсчитать число зубьев червячного колеса z_2 .

Контрольные вопросы

1. Что называется редуктором?
2. Назовите, из каких основных деталей и сборочных единиц состоит редуктор, расскажите об их значении.
3. Расскажите о системе смазки редуктора и ее устройстве.
4. Что такое кинематическая схема редуктора?
5. Какие размеры называются габаритными, монтажными, присоединительными?

12 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ

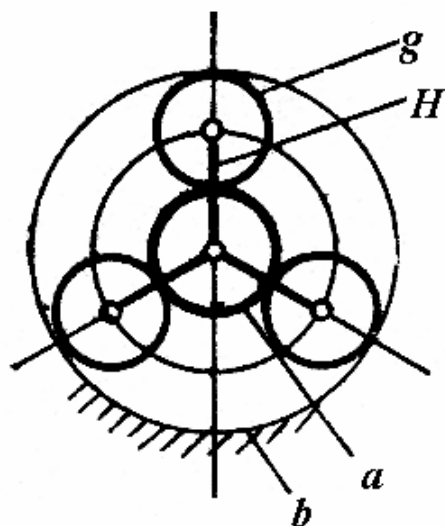
Цель работы: 1. Ознакомление с конструкцией планетарного редуктора, сборочными единицами и деталями; 2. Определение основных геометрических параметров зубчатой передачи путем замеров и расчетов.

Теоретические основы

Планетарные передачи и редукторы применяются в самых различных отраслях промышленности. Это объясняется тем, что вес и габариты планетарных редукторов значительно меньше веса и габаритов передач с неподвижными осями. Основная причина малых габаритов и веса планетарных передач заложена в схеме редуктора и является следствием распределения окружного усилия между несколькими сателлитами.

Равномерность распределения нагрузки на сателлиты достигается или специальными выравнивающими устройствами, или повышением точности изготовления. Соосное расположение ведущего и ведомого валов создает удобное расположение планетарных редукторов и электродвигателей на плитах и фундаментах.

Механизм, в котором имеются зубчатые колеса и ось хотя бы одного из них подвижна, называется планетарным. Звено, на котором установлены зубчатые колеса с подвижными осями, называется водило и обозначается индексом *H*. Зубчатые колеса, оси которых подвижны, называются сателлитами *g*. Неподвижная ось, около которой вращается, водило, называется основной осью *a*.



Зубчатые колеса, сцепляющиеся с сателлитами, оси которых совпадают с основной осью, называются центральными колесами. Центральные колеса обычно обозначаются буквами *a* и *b*.

Планетарные механизмы, в которых подвижны все три основных звена, называются дифференциальными. При выборе конструкции и схемы планетарных передач необходимо учитывать режим работы в течение суток и год, габариты и вес, К.П.Д., технологические требования, предъявляемые при изготовлении передач, предполагаемое количество изделий и т.д. планетарные передачи могут быть выполнены с прямыми, косыми и шевронными зубьями.

Для высокоскоростных планетарных редукторов применяются шевронные передачи, которые позволяют снизить диаметральные размеры редуктора за счет увеличения ширины колес. В планетарной передаче при выборе зубьев колес и числа сателлитов должны быть обеспечены условия соосности, соседства и сборки. Условие соосности требует совпадения осей ведущего и

ведомого валов. В зависимости от требуемого передаточного числа планетарный редуктор может быть одно-, двух- и трехступенчатым.

По расположению валов планетарные редукторы могут иметь горизонтальное или вертикальное исполнение.

В редукторе с горизонтальным расположением осей валов центральная вал-шестерня опирается на два шариковых подшипника: один из них установлен в крышке, а второй – в выточке вала водила. Центральный вал-шестерня сцепляется с тремя сателлитами, которые, в свою очередь, сцепляются с центральным колесом, имеющим внутренние зубья. Опорами для каждой сателлитной шестерни служат два подшипника с короткими цилиндрическими роликами, двумя бортами на наружных кольцах и с одним бортом на внутренних кольцах.

Наименование	Обозначение	Шестерня	Колесо
Модуль в мм	m		
Число зубьев центральной шестерни	z_1		
Число зубьев сателлитов	z_2		
Число зубьев центрального колеса	z_2		
Передаточное число редуктора	u		
Межосевое расстояние (сателлитов)	a_w		

Контрольные вопросы

1. Что называется планетарными передачами?
2. Назовите, из каких основных сборочных деталей состоит редуктор?
3. Расскажите о системе смазки редуктора и ее устройстве?
4. Какие размеры называются габаритными?

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. В.И.Феодосьев, Сопротивление материалов, Москва, «Наука», 1986 г.
2. П.А.Степин, Сопротивление материалов.
3. А.М.Афанасев, В.А.Мартин, «Лабораторный практикум по сопротивлению материалов», Москва, Изд. «Наука», 1975 г.
4. А.С.Валмир, «Устойчивость деформируемых систем», Москва, Издание «Наука», 1967 г.
5. Т.В.Путята, Н.С.Можаровский, «Прикладная механика», Киев, «Высшая школа», 1977 г.
6. П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов, Детали машин курсовое проектирование, Москва, «Высшая школа», 1984 г.
7. П.Ф.Дунаев, Конструирование узлов и деталей машин, Москва, «Высшая школа», 1978 г.
8. Подшипники назначения. Справочник – каталог. Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В.Карастовешского, Москва, Машиностроение, 1984, с. 290.
9. К.И. Заблонский, М.С.Беляев, И.Я. Телис, С.И. Филипович, Н.А. Цецорин, Прикладная механика. Киев, «Высшая школа», 1984 г.

