

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ХИМИКО–ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра: «Машины и аппараты пищевой
промышленности – основы механики»

ОТЧЁТ

по лабораторным работам
по предмету «Прикладная механика»
(ЧАСТЬ II «Детали машин»)

Выполнил (-а): _____

Принял: _____

Ташкент – 2017

Данное методическое пособие к лабораторным работам по Прикладной механике содержит в себе 7-мь лабораторных работ.

Лабораторным занятиям по курсу «Прикладная механика» отводится важная роль. Они способствуют усвоению основ предмета в наглядной и запоминающейся форме, знакомят студентов с важнейшими механическими свойствами материалов, дают возможность изучить приводы машин и аппаратов, а также ознакомиться с основными конструкциями зубчатых колес (цилиндрическими и коническими), конструкциями подшипников качения. Кроме того, учат постановке и проведению экспериментов, что очень важно для развития научно-исследовательской работы студентов в связи с новым курсом высшей школы, направленным на усиление самостоятельной работы студентов.

Пособие предназначено для студентов высших технических учебных заведений.

Составители: Инагамов И.Ш., Муминов Ш.В., Лямин А.В.

Рецендент: проф. А.А. Ризаев

Методическое пособие обсуждено и одобрено на заседание кафедры «Машины и аппараты пищевой промышленности – основы механики»

Протокол № _____ от _____ 2017г.

Заведующий кафедрой

доц. Сафаров Т.Т.

Данное методическое пособие обсуждено и одобрено научно – методическим советом факультета «Технология пищевых продуктов» ТХТИ

Протокол № _____ от _____ 2017 г.

Председатель

научно – методического совета

доц. Юнусов О.К.

1 - 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.

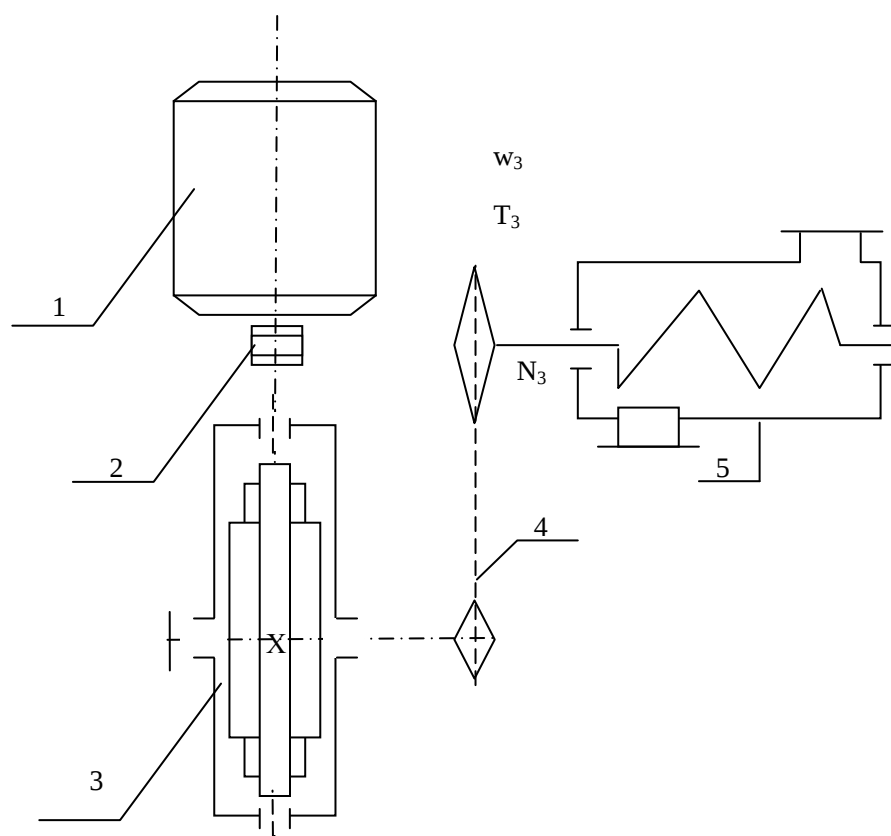
При разработки кинематических схем необходимо учитывать следующее:

а) при выборе частоты вращения электродвигателя необходимо иметь в виду, что чем быстроходнее электродвигатель, тем меньше его размеры, масса и стоимость. Поэтому желательно выбирать более быстроходные 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 под счёте общего передаточного числа между ступенями зубчатых передач следует учитывать вид передачи.

В цилиндрических и коническо–цилиндрических редукторах желательно на быстроходные 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 получают, примерно одинакового диаметра, что улучшает условия смазки зацепления и более полного заполнения колесами внутреннего объема корпуса редуктора.

Рис 1. Кинематическая схема винтового конвейера



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.

Порядок выполнения работы:

1. Начертить кинематическую схему привода винтового конвейера с обозначением каждой позиции;
2. Определить количество передач и кинематические характеристики каждой передачи (z , d , i , η);
3. Исходя из номинальной мощности электродвигателя и оборотам, определить мощность, обороты, угловую скорость и крутящий момент на каждом ведомом валу.

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 , (Н·м)

2 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы:

1. Ознакомление с основными конструктивными исполнениями зубчатых колес (сплошные, составные, блоки, вал – шестерни и т.д.),
2. Их элементами (зубчатый венец, обод, диск, ступица, отверстия, фаски, шпоночные пазы и т.д.)
3. Типами внешнего и внутреннего зацепления (прямозубые, косозубые, шевронные, цилиндрические, конические)
4. Параметрами зубчатого венца и других элементов (d_a , d_f , m_n , h_a , h_f , $b_{ст}$ и т.д.)
5. Материалами зубчатых колёс и способами нарезания зубьев на металлорежущих станках.

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 транспортер.

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.

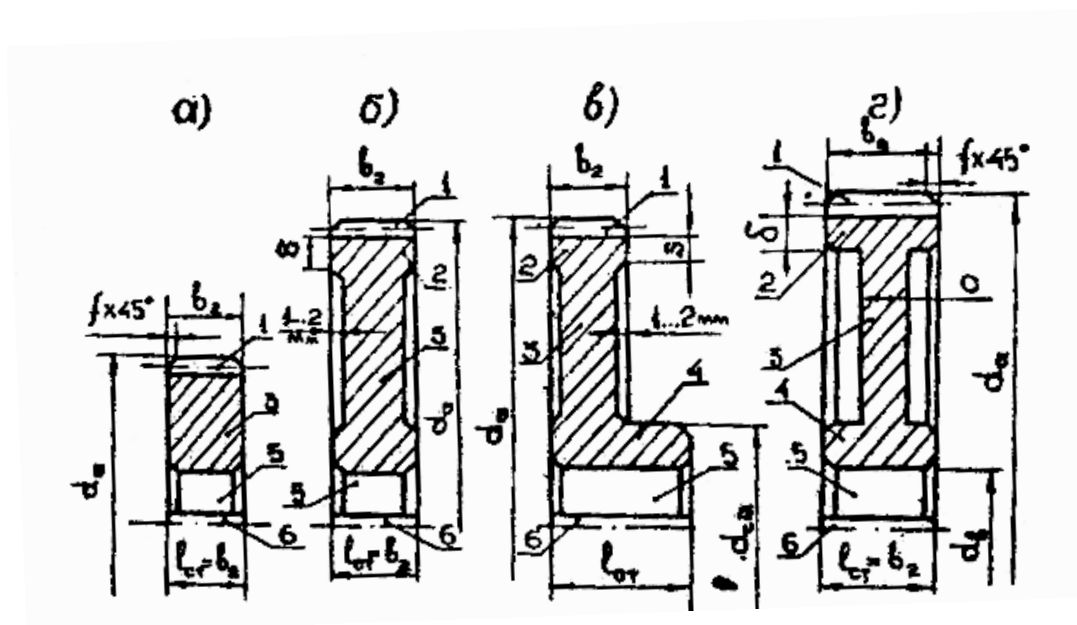


Рис 1.1. Простейшие конструктивные формы зубчатых колес
а) – плоская, б) – плоская с выточкой, в) – с выступающей ступицей,
г – с выступами на диске.

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.

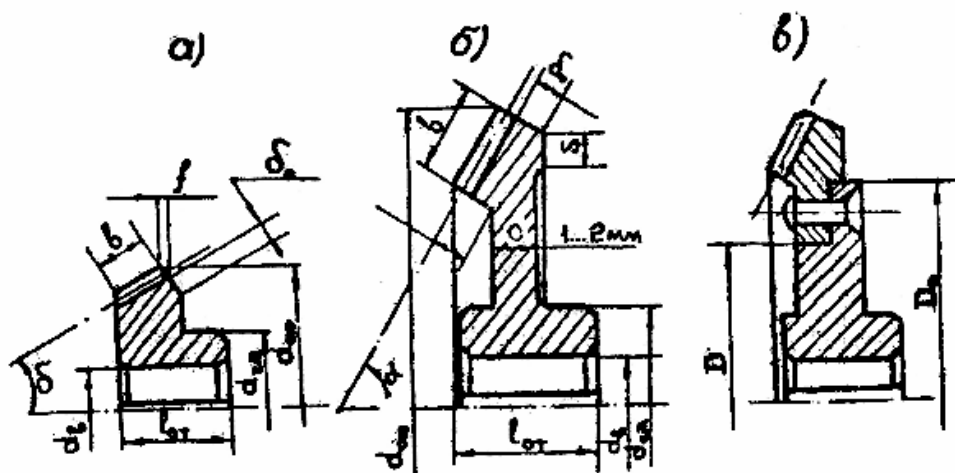


Рис 1.4. Конструктивные формы конических зубчатых колес:

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

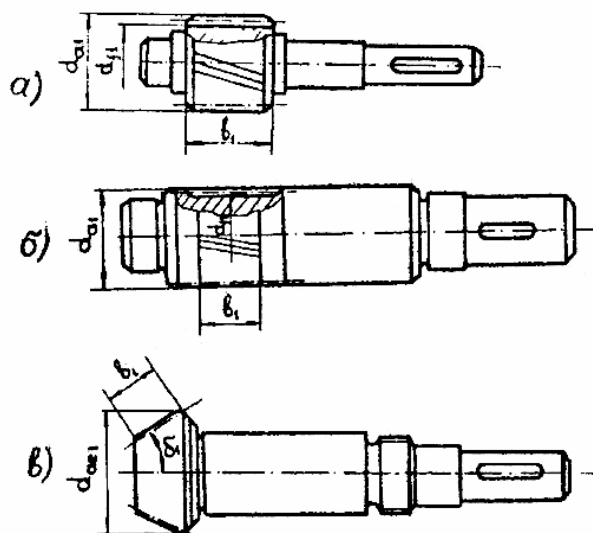


Рис 1.5. Конструктивные варианты валов – шестерен:

- 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:

$m_n = \frac{P_n}{\pi}$ - нормальный модуль зубьев;
 P_n - нормальный шаг зубьев;
 $P_t = P_n / \cos \beta$ - окружной шаг зубьев;
 $m_n = m_t / \cos \beta$ – окружной модуль зубьев;
 β – угол наклона линии зуба;
 Z - число зубьев;
 $d = m_t \cdot Z$ – делительный диаметр;
 $h = 2,25 \cdot m_n$ – высота зуба;
 $d_a = d + 2m_n$ – диаметр вершин зубьев;
 $d_f = d - 2,5 m_n$ – диаметр впадин.

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

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

$$d_f = D_0 + 2\delta_0,$$

где D_0 и δ_0 - (см. рис. 1.1.)

отсюда $m_n = \frac{0,5(d_a - d_f)}{2,25}$ - нормальный модуль, который следует уточнить по таблице 2.1.

Таблица 2.1

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:

1. Произвести наружный осмотр зубчатых колес, ознакомиться с их конструктивным исполнением, установить типы колес. Результаты наблюдений записать в отчет по работе (название и тип зубчатого колеса по вариантам).
2. 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. 2.2).
3. На этом колесе выполнить измерения (рис.1.1, табл.2.2 отчёта): 1) диаметров вершин зубьев; 2) ширину зубчатого венца b ; 3) диаметр отверстия для вала

- d_B ; 4) глубину $d_B + t_1$ и ширину $b_{ш}$ шпоночной канавки; 5) диаметр $d_{СТ}$ и длину $l_{СТ}$ ступицы; 6) толщину обода δ_0 ; 7) внутренний диаметр обода D_0 ; 8) толщину диска c ; 9) диаметры отверстий $d_{отв}$ 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 2.2 отчета.
 - Оформить отчёт 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?
- 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 на рабочем чертеже обязательна таблица параметров зубчатого колеса? Какие параметры в ней указываются?

Таблица 2.2 Конструктивные параметры зубчатого колеса

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	δ_0		Измерены
4. Диаметр впадин, мм $d_f = D_0 + 2\delta_0$	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		Измерены

11. Толщина диска, мм	c		Измерены
12. Толщина ступицы, мм	l_{cm}		Измерены
13. Диаметр ступицы, мм	d_{cm}		Измерены
14. Диаметр отверстия для вала, мм	d_{ϵ}		Измерены
15. Ширина шпоночного паза, мм	$b_{ш}$		Измерены
16. Глубина шпоночного паза, мм	$d_B + t_1$		Измерены
17. Количество шпон пазов	n		Сосчитать
17. Диаметр отверстия в диске, мм	$d_{отв}$		Измерены
18. Количество отверстий в диске	N		Сосчитать

Результаты расчета:

$$d_f = D_0 + 2\delta_0 = 261,5 + 2 \cdot 18 = 297,5 \text{ мм.}$$

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

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

внесены в таблицу 1.2.

Эскиз зубчатого колеса:

3 - 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) относительно малыми габаритами (компактный);
- 4) большой долговечностью и надежностью работы;
- 5) достаточно 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.3.1).

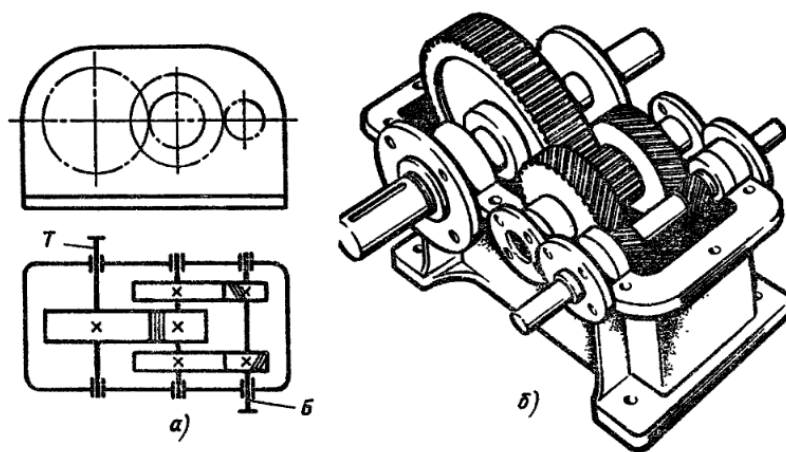


Рис 3.1. Двухступенчатый горизонтальный цилиндрический зубчатый редуктор с раздвоенной ступенью.

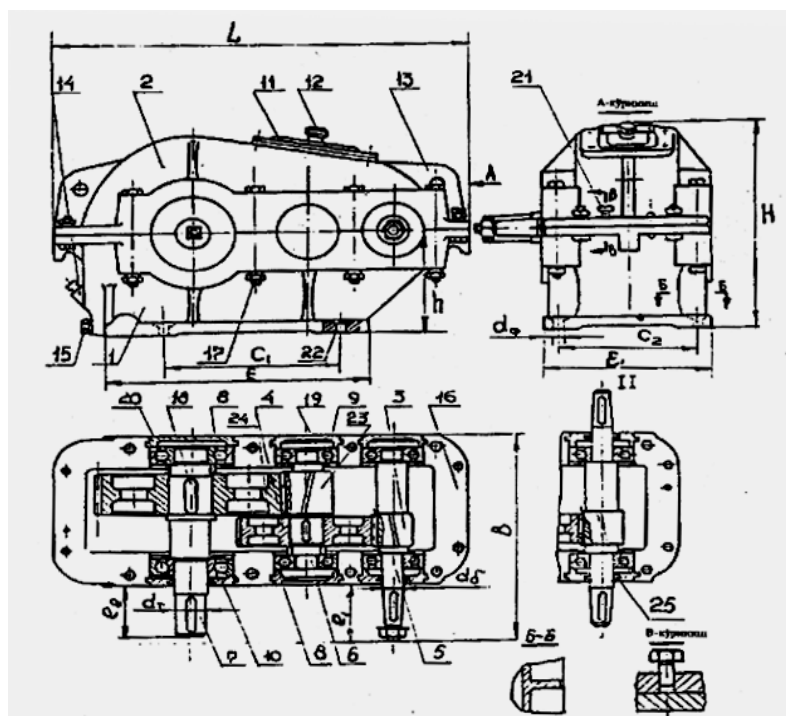


Рис 3.2. Двухступенчатый горизонтальный цилиндрический зубчатый редуктор.

На рис.3.2. 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 (табл. 3.1).

Таблица 3.1. Значение модулей m_n 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

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

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

2) диаметр вершин зубьев

$$\text{- шестерни } d_{a1} = d_1 + 2m_n,$$

$$\text{- колеса } d_{a2} = d_2 + 2m_n;$$

3) диаметр впадин

$$\text{- шестерни } d_{f1} = d_1 - 2,5m_n,$$

$$\text{- колеса } d_{f2} = d_2 - 2,5m_n;$$

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: $b_w = b$ – рабочая ширина колеса;

d_1 – делительный диаметр шестерни;

d_2 – делительный диаметр колеса.

Оборудование и принадлежности:

1. Зубчатый цилиндрический редуктор.

2. Плакат с чертежом редуктора.

3. Комплект слесарных инструментов.

4. 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 3.2 отчета).
 6. Определить направление и угол наклона β зубьев шестерни колеса, для чего лист чистой бумаги вместе с копировальной положить между зубьями и накатать след (на бумагу). По отпечатку транспортиром измеряется угол наклона с точностью до $0,5^\circ$ и записывается в таблицу 3.2 отчета.
 7. Составить и отобразить в отчете кинематическую схему редуктора (рис. 3.3.).
 8. Снять ведущий вал в сборе, подсчитать число зубьев шестерни Z_1 , измерить диаметр вершин зубьев d_{a1} . Данные занести в таблицу 3.2 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 под НК ПК D_1, D_2, D_3 и размеры l_1 и l_2 (рис. 3.2.).
- Значение межосевых расстояний получают расчетом:

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

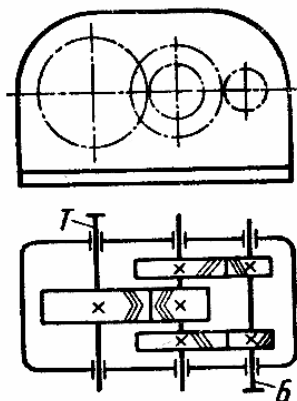


Рис. 3.3. Кинематическая схема редуктора.

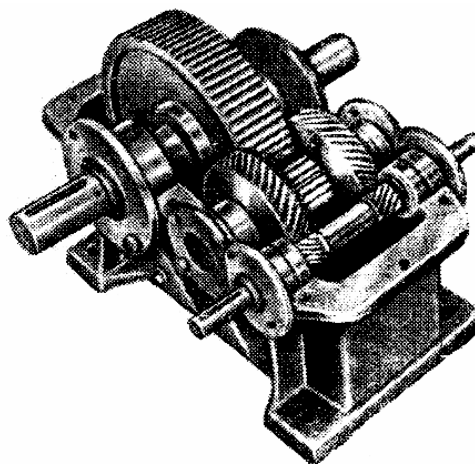


Рис.3.4. Горизонтальный двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор.

Результаты занести в таблицу.

12. Собрать редуктор в обратной последовательности (рис. 3.2).

13. Измерить габаритные размеры редуктора (рис.3.2): габаритные α , H , B ; монтажные h , E , E_1 , C_1 , C_2 ; присоединительные l_1 , l_2 , d_a , d_t , d_o . Записать в отчете.

План отчёта:

1. Составить кинематическую схему редуктора.
2. Заполнить таблицы 3.2 и 3.3 отчёта.
3. Выводы по работе.

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?

Образец отчёта по лабораторной работе:

1. Кинематическая схема редуктора приведена на примере рис. 3.2.
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 3.2.
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					
4. Ширина зубчатых колес, (мм)					
5. Число зубьев					
6. Диаметры вершин зубьев, (мм)					
7. Межосевое расстояние, (мм)					
8. Передаточные числа					
9. Общее передаточное число					

Таблица 3.3.
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}	$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$				

4 - 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;
3. Назначение отдельных деталей редуктора.

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 наклонными зубьями – до 12 м/сек, с круговыми шлифованными – 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 u 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 $15-25^\circ$.

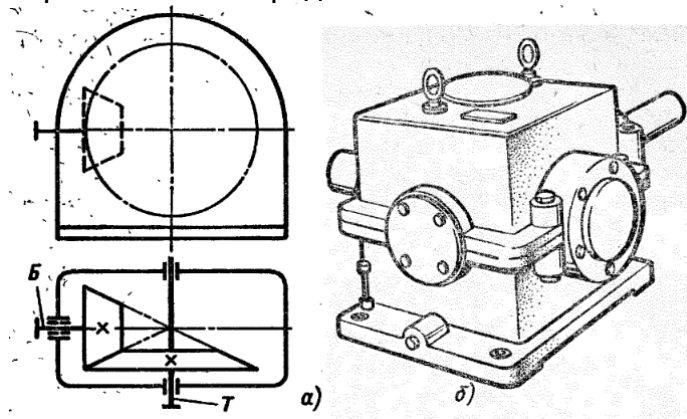


Рис.4.1. Редуктор конический: а) кинематическая схема; б) общий вид.



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.

Таблица 4.1.

Основные геометрические параметры зубчатых конических колес редуктора.

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	u		
Угол длительного конуса	γ		
Внешнее конусное расстояние	R_e		
Внешний делительный диаметр	d_{e1} d_{e2}		

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. Произвести внешний осмотр редуктора, сверить соответствие редуктора и чертежа, изучить конструкцию корпуса и назначение деталей.
2. Отвернуть винты, соединяющие крышку смотрового отверстия с крышкой редуктора, снять крышку.
3. Отвернуть болты, соединяющие крышку редуктора с корпусом и крышку подшипниковых узлов с корпусом. С помощью отжимных болтов снять крышку редуктора.
4. 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 γ измерить конусное расстояние R_e , 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?

5 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

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.

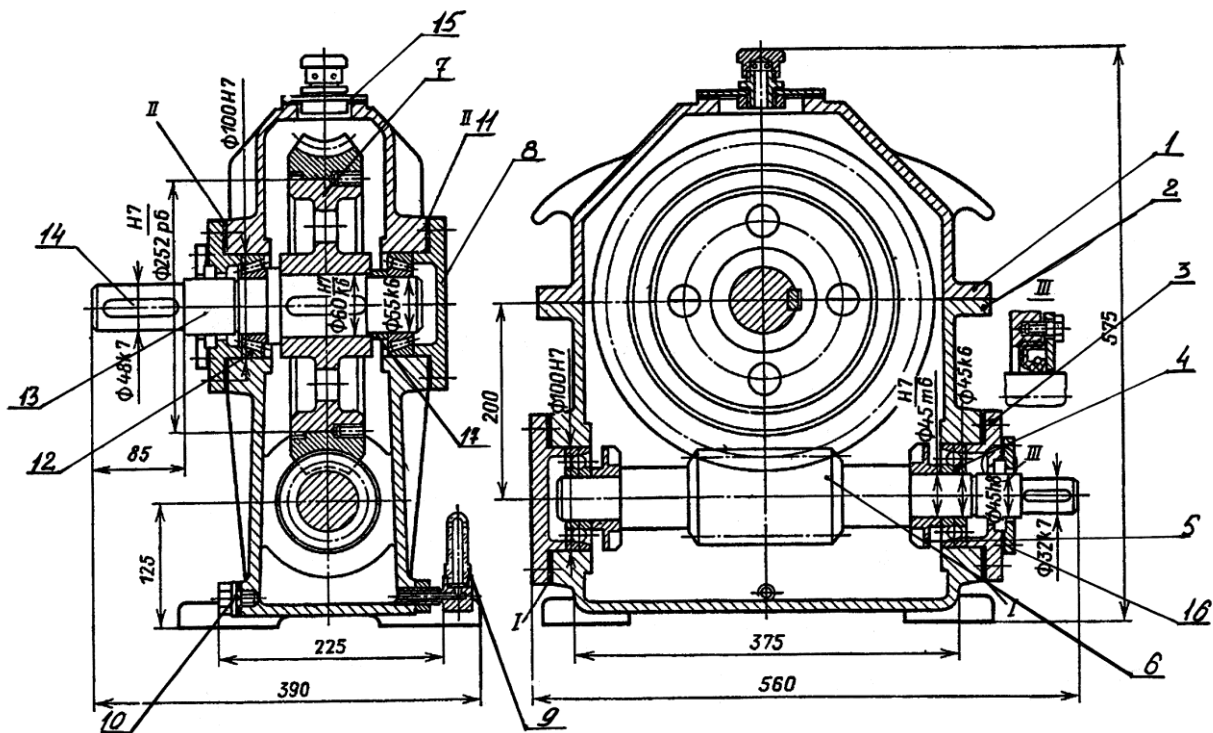


Рис.5.1. Редуктор червячные с нижним расположением червяка.

На рис.5.1. 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-маслосливная пробка, 11-прокладка, 12- роликподшипники конические, 13-вал червячного колеса, 14-шпон паз, 15-крышка смотрового окна, отдушина с сеткой, 16-кольцо, 17-штулка.

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.

Таблица 5.1.

Основные геометрические параметры червяка и червячного колеса ЧР.

№	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.	Число зубьев червячного колеса	z_2	-	
10.	Делительный диаметр червячного колеса	d_2	-	
11.	Диаметр вершин зубьев червячного колеса	d_{a2}	-	
12.	Диаметр впадин зубьев червячного колеса	d_{f2}	-	
13.	Наибольший диаметр червячного колеса	d_{aM_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 червячный редуктор, расскажите об их значении?
3. Расскажите о системе смазки червячного редуктора и его устройстве.
4. Что такое кинематическая схема редуктора?
5. Какие размеры называются габаритными, монтажными, присоединительными?

6 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

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

Принадлежности и инструмент:

1. Комплект подшипников качения;
2. Штангенциркуль;
3. Справочник по подшипникам качения (ПК).

Теоретические основы:

Подшипниками называют опоры валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые 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 кольца с дорожками качения, 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 упорные;
- 2) по форме тел качения – шариковые и роликовые;
- 3) по числу рядов тел качения – однорядные, двухрядные, четырехрядные, многорядные;
- 4) по способности самоустановки – самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

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

Выпускаются преимущественно подшипники легкой и средней серий.

А) 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.

Б) 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.6.1.).

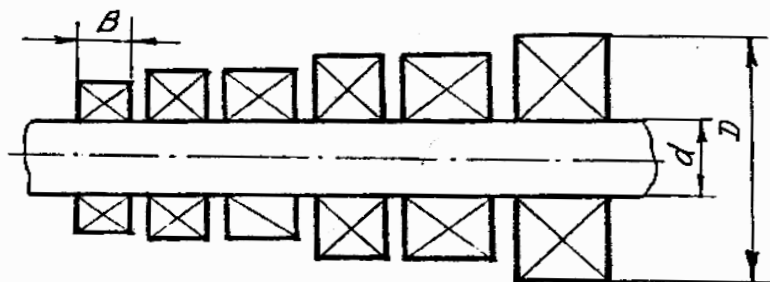


Рис.6.1. Размерные серии подшипников.

Причём 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 [4].

В) 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.6.2).

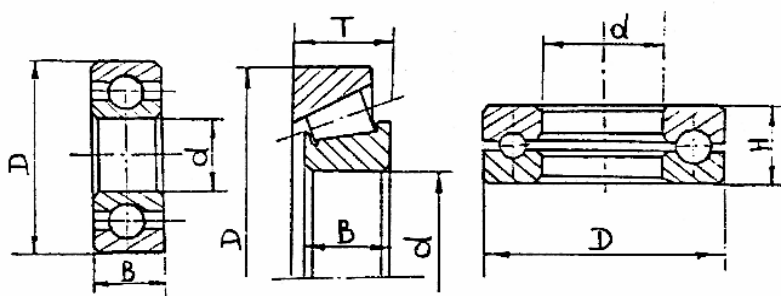


Рис.6.6. Основные размеры подшипников.

Г) Основными причинами выхода подшипников из строя являются:

- 1) усталостное выкашивание тел качения и дорожек качения после длительной работы;
- 2) абразивный износ тел качения, сепаратора, внутреннего и наружного колец при недостаточной защите от пыли и грязи;
- 3) разрушение сепараторов;
- 4) раскалывание колец и тел качения в следствии заедания ПК при его работе;
- 5) остаточные деформации в виде лунок и вмятины на дорожках качения.

Порядок выполнения работы:

1. Определить тип и назначение каждого подшипника в комплекте.
2. Выполнить эскизные чертежи подшипников (по указанию преподавателя).
3. С помощью штангенциркуля определить основные размеры подшипников и нанести их на чертеж.
4. Расшифровать условные обозначения изучаемых подшипников, указанные на боковой поверхности ВК и, используя справочную литературу, по таблицам установить его основные эксплуатационные характеристики C и C_0 – динамическую и статическую грузоподъемность, а также $n_{пред}$ – предельную частоту вращения. Сопоставить измеренные параметры с табличными.
5. 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.

Контрольные вопросы:

1. Назначение подшипников и основные требования предъявляемые к ним.
2. Устройство подшипников качения, и их основные 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.

Отчёт по лабораторной работе:

1. Тип и назначение подшипников (по вариантам).
2. Выполнить эскиз подшипника с обозначением основных габаритных размеров.
3. Расшифровать условное обозначение подшипника.
4. Установить ориентировочную причину выхода из строя подшипника.

Пример расшифровки (п.3):

Например, подшипник 307:

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

«3» - серия диаметра подшипника – средняя;

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

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

По каталогам и таблицам [4, стр.120] для подшипника 307:

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

Пример описания (п.4):

Внешним осмотром установлено: подшипник имеет большие радиальные и осевые зазоры; полочки деталей подшипника отсутствуют; поверхность дорожки качения внутреннего кольца сильно повреждена осевыми 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.

7 - ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы:

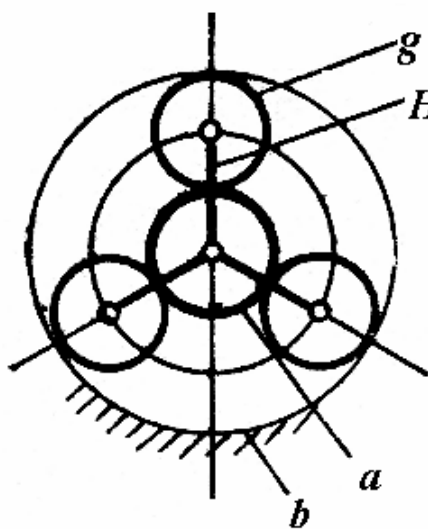
1. Ознакомление с конструкцией планетарного редуктора, сборочными единицами и деталями;
2. Определение основных геометрических параметров зубчатой передачи путем замеров и расчетов.

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.

Таблица 7.1.

Основные геометрические параметры зубчатых колес планетарного редуктора.

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

ИСПОЛЬЗУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Т.В.Путята, Н.С.Можаровский, «Прикладная механика», Киев, «Высшая школа», 1977 г.
2. П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов, Детали машин курсовое проектирование, Москва, «Высшая школа», 1984 г.
3. П.Ф.Дунаев, Конструирование узлов и деталей машин, Москва, «Высшая школа», 1978 г.
4. Подшипники качения. Справочник – каталог. Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В.Карастошевского, Москва, Машиностроение, 1984, с. 290.
5. К.И. Заблонский, М.С.Беляев, И.Я. Телис, С.И. Филипович, Н.А. Цецорин, Прикладная механика. Киев, «Высшая школа», 1984 г.

