

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства»

**И.В. Березняк, И.Н. Петровнина, И.И. Романенко**

**ДЕТАЛИ МАШИН  
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ  
ПРАКТИКУМ**

Рекомендовано Редсоветом университета  
в качестве учебного пособия для студентов,  
обучающихся по направлению подготовки 190600.62 «Эксплуатация  
транспортно-технологических машин и комплексов»

Пенза 2013

УДК 629.113:621.81 / 0,75

ББК 39.33:34.44

Б48

Рецензенты: доктор технических наук, профессор, декан автомобильно-дорожного института Ю.В. Родионов (ПГУАС);  
кандидат технических наук, профессор В.Ф. Пантелеев (ПГУ)

**Березняк И.В.**

Б48 Детали машин и основы конструирования. Практикум: учеб. пособие / И.В. Березняк, И.Н. Петровнина, И.И. Романенко. – Пенза: ПГУАС, 2013. – 120.

В учебном пособии приведено 8 лабораторных работ. Методические указания к выполнению каждой лабораторной работы содержат теоретические сведения, описания лабораторного оборудования и правил техники безопасности, порядок выполнения работы, требования к оформлению отчетов, контрольные вопросы.

Пособие подготовлено на кафедре «Механизация и автоматизация производства» и предназначено для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Пособие может быть полезным студентам других технических специальностей.

© Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2013

© Березняк И.В., Петровнина И.Н., Романенко И.И., 2013

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие для выполнения лабораторных работ по курсу «Детали машин и основы конструирования» подготовлено с учетом того, что студенты, обучающиеся по различным направлениям, должны освоить в течение одного семестра и теоретическую (лекции, экзамены), и практическую (курсовой проект и лабораторный практикум) его части. В данной ситуации важно правильно учесть последовательность изучения отдельных разделов курса с приоритетом выполнения курсового проекта.

Лабораторный практикум предусматривает *обязательное* выполнение *всех* работ каждым студентом в составе групповых бригад. Студенты, пропустившие занятия по расписанию, обязаны отработать пропущенные лабораторные работы вне сетки расписания, под руководством преподавателя. На занятиях студенты бригады должны представить преподавателю результаты измерений и расчетов в форме итоговой таблицы, после чего оформить отчет в ученической тетради (24 л.) в соответствии с общими и частными требованиями к оформлению отчетов.

Оформленные отчеты необходимо защитить, ответив на контрольные вопросы, изложенные в конце каждой лабораторной работы. Тетрадь с оформленными и защищенными отчетами является пропуском на экзамен, после сдачи которого она остается в архиве кафедры, где хранится до окончания всего курса обучения студентов в университете.

В связи с возможной нехваткой времени на лабораторных занятиях по расписанию рекомендуется предварительно ознакомиться с теоретическими основами, особенностями выполнения и оформления ближайшей конкретной лабораторной работы и сделать необходимые «домашние заготовки» (схемы, рисунки, итоговые таблицы и т.п.).

## ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТОВ ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ

Отчеты по лабораторным работам выполняются в соответствии с общими и индивидуальными к каждой работе требованиями. Общие требования изложены в этом разделе, индивидуальные – в каждой лабораторной работе.

Отчеты по каждой работе оформляются в ученической тетради в 24 листа, которая по окончании курса сдается в архив кафедры. На титульном листе тетради должно быть указано, что эта тетрадь для лабораторных работ по предмету ДМиОК студента гр. фамилия И.О. Текстовая, расчетная и графическая части оформляются шариковой ручкой с использованием простых чертежных инструментов. Отчет по каждой лабораторной работе оформляется каждым студентом после ее выполнения с учетом отдельных рекомендаций, помещенных в разделе «Содержание отчета». Графическая часть (схемы, эскизы, чертежи) выполняется «от руки» с соблюдением правил проекционного черчения с целью приобретения студентами навыков эскизирования. Итоговые таблицы до их заполнения предварительно ксерокопируются по образцам, представленным в учебном пособии. По окончании каждой лабораторной работы эти заготовки заполняются результатами измеренных и вычисленных параметров, значения которых указываются в этих таблицах в соответствующих графах («Измеренные», «Расчитанные», «Стандартные»). Оформленная итоговая таблица подписывается преподавателем и вклеивается в общий отчет.

Текстовая часть должна содержать следующие надписи: отчет по лабораторной работе № и дата выполнения, название лабораторной работы и цель ее выполнения, краткое содержание лабораторной работы.

В расчетной части делаются ссылки на формулы из библиографического списка. Порядок записи формулы и вычисления по ней должен соответствовать правилам ЕСКД, которые требуют, чтобы вначале были указаны номер и наименование расчетного пункта, затем приведена формула с общепринятым обозначением параметров в ней, далее через знак равенства подставлены численные значения всех параметров в той же последовательности, что и в формуле, и далее, через знак равенства, окончательный результат. Размерность окончательного результата указывается в наименовании расчетного пункта или

проставляется за цифрой окончательного результата. Размерность и численные значения отдельных составляющих формулы указываются ниже формулы в тех единицах измерения, в которых этот параметр подставляется в основную формулу.

Например:

Линейная скорость движения ленты, м/с (равна окружной скорости барабана  $V_6$ )

$$V_{л} = V_6 = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 300 \cdot 40}{60 \cdot 1000} = 0,63,$$

где  $D_6$  – диаметр барабана,  $D_6 = 300$  мм;

$n_6$  – частота вращения барабана,  $n_6 = 40$  мин<sup>-1</sup>.

Для того чтобы результат имел нужную размерность (м/с), применяются переводные коэффициенты 60 и 1000 для перевода частоты вращения  $n_6$  из оборотов в минуту в обороты в секунду, диаметра барабана  $D_6$  из миллиметров в метры соответственно.

В графической части схемы эскизы должны быть выполнены в соответствии с требованиями ЕСКД (Единая система конструкторской документации). На схемах в условных ГОСТовских или общепринятых обозначениях должны быть правильно изображены все основные элементы конструктивного образования – привода, механизма, узла и др. – в их взаимосвязи друг с другом при передаче механической энергии со стороны ее источника в сторону ее потребления. Изображения на схемах отдельных механических передач, детали которых вращаются без эксцентриситета (смещения от оси вращения), условно должны быть такими, чтобы любая точка вращающейся детали могла совершать вокруг оси движение по окружности (на т. А на рис. 1) с радиусом от данной точки А до оси вращения  $O - O$  или с другой точки ( $A_1$ ) с радиусом  $r_1$  до оси  $O_1 - O_1$ .

На схемах должен быть показан способ соединения детали передачи с ее валом. Если в пересечении центра детали с осью вала стоит знак «Х», то соединение неподвижное (жесткое), т.е. деталь постоянно связана с валом и совершает вращение вместе с ним. Если знака «Х» на изображении передачи нет, то деталь установлена на вал или на ось нежестко (свободно) и может вращаться независимо от них.

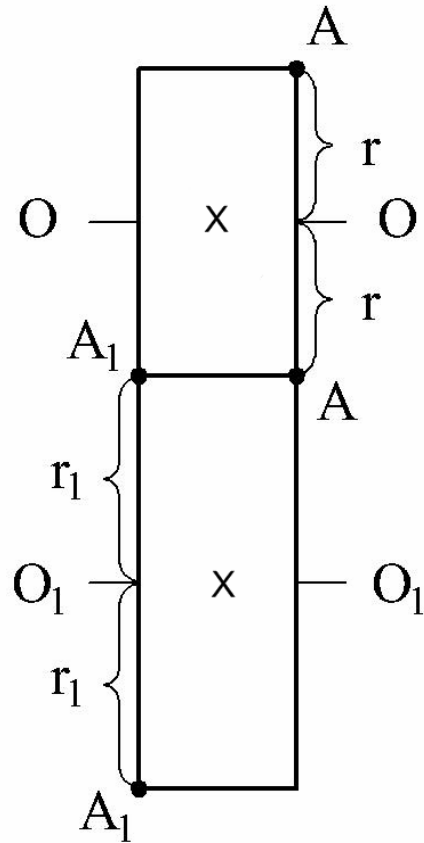


Рис. 1. Изображения деталей вращения в механических передачах

На изображениях зубчатых передач должны быть показаны направления зубьев тремя линиями со следующими условными обозначениями:

а) Прямозубая передача – тремя параллельными линиями



б) Косозубая передача – тремя наклонными линиями



в) Шевронная передача – тремя «елочками»



г) С криволинейными зубьями – тремя радиусными линиями



На схемах механизмов и приводов приводятся основные конструктивные, кинематические и энергетические параметры с их численными значениями, определенными в процессе выполнения работы (измеренные, рассчитанные, принятые из справочников, стандартные и т.п.). Здесь же (на схеме) должны быть указаны размерности (единицы измерения) этих параметров, продублированные в итоговых таблицах. Все эти надписи делаются над полками соответствующих линий-выносок.

# Лабораторная работа №1

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН

**Цель работы** – приобретение практических навыков в определении основных геометрических и кинематических параметров механических приводов машин.

### Содержание работы

Лабораторная работа выполняется двумя бригадами студентов из 3...4 человек, для чего используются два механических привода машин непрерывного транспорта:

- 1 – привод ленточного конвейера (в дальнейшем – Привод 1);
- 2 – привод цепного конвейера (в дальнейшем – Привод 2).

В процессе выполнения лабораторной работы студенты должны:

1. Ознакомиться с назначением, принципом действия, конструкцией привода конвейера.
2. Составить кинематическую схему заданного привода и указать на ней основные геометрические, кинематические параметры.
3. Определить за мерами основные геометрические параметры заданного привода.
4. Определить расчетные значения основных кинематических параметров.
5. Экспериментально определить фактические значения основных кинематических параметров и сравнить их с расчетными значениями.
6. Занести результаты измерений и расчетов в итоговую таблицу отчета по образцу табл. 1, оформить отчет и ответить (устно) на контрольные вопросы.

Оборудование и инструменты:

- Привод ленточного конвейера (Привод 1).
- Привод цепного конвейера (Привод 2).
- Рулетка 3 м – 2 шт.
- Секундомер – 2 шт.



## Основные правила техники безопасности

- При выполнении студентами замеров геометрических и кинематических параметров привода центральный рубильник лаборатории и выключатели каждой лабораторной установки должны находиться в положении «ВЫКЛЮЧЕНО».
- Включение каждой лабораторной установки производится только преподавателем или учебным мастером.
- Во время работы лабораторной установки студенты должны находиться от нее на расстоянии 1,2...1,5 метра.
- Перед включением лабораторных установок необходимо убедиться в том, что их исполнительные органы (барабан или тяговые звездочки) находятся в нужном положении и в них (на них) нет посторонних предметов.

## Общие сведения о механических приводах

Механический привод (в дальнейшем – привод) является энергосиловой установкой всей машины и предназначен для передачи механической энергии от источника этой энергии (двигателя) к потребителю (исполнительному органу привода или рабочему органу всей машины). Между ними устанавливаются закрытые или открытые механические передачи, которые не только передают энергию, но и изменяют скоростные и силовые параметры движения. Связь между этими элементами осуществляется соединительными муфтами, которые выполняют и предохранительные функции – предотвращают поломки дорогостоящих деталей в случаях возможных перегрузок.

**Источниками энергии** в машинах служат двигатели, в которых электрическая (электродвигатели) или тепловая (двигатели внутреннего сгорания) энергия превращается в механическую энергию вращения вала (ротора) двигателя. В стационарном лабораторном оборудовании в основном используются электродвигатели, которые, как правило, характеризуются частотой вращения вала  $n_{\text{Э}}$ , измеряемой в оборотах в минуту –  $\text{мин}^{-1}$  (об/мин), и мощностью  $P_{\text{Э}}$  в киловаттах – кВт, значения которых указываются либо на табличке двигателя, либо в каталогах и справочниках, либо в паспортах и сертификатах завода-изготовителя.

**Исполнительными органами** являются приводные валы с установленными на них барабанами для лент или канатов, звездочками для тяговых цепей, канатоведущими шкивами, приводными колесами различных механизмов (подъема, передвижения, поворота и т.п.). Эти устройства характеризуются расчетными диаметрами ( $D_б, D_{зв}, D_{ш}, D_к$ ), частотами вращения приводных валов ( $n_2, n_3, n_4, n_5$ ), окружными скоростями этих элементов ( $V_б, V_{зв}, V_{ш}, V_к$ ), а также окружными усилиями ( $F_{тб}, F_{тзв}, F_{тш}, F_{тк}$ ), создающими тяговые усилия в лентах, цепях, канатах, которые, в свою очередь, передают эти усилия рабочим органам машины – ковшу экскаватора, крюку подъемного крана, ленте конвейера и т.п.

**Механические передачи** в приводах используются либо как открытые (зубчатые, ременные, цепные), не требующие герметичного корпуса с жидкостной смазкой, либо как закрытые (червячные, зубчатые или комбинированные редукторы), в которых жидкостная смазка необходима. Входные и выходные валы таких устройств соединяются между собой (и таким образом передают механическую энергию поэтапно в направлении от двигателя к исполнительному органу) чаще всего либо упругими, либо кулачковыми, либо зубчатыми, либо фрикционными муфтами. Наиболее распространены муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП), которые просты по конструкции, дешевы в изготовлении и надежны в эксплуатации. Они могут выполнять предохранительные функции при кратковременных перегрузках и при этом компенсировать осевые, радиальные и угловые смещения концов соединяемых валов, возникающие вследствие неточности изготовления и монтажа передач, а также из-за неравномерности их нагружения по технологическим и эксплуатационным причинам.

Механические передачи характеризуются частными передаточными числами ( $i$  – для открытых,  $u$  – для закрытых), которые определяются отношением либо геометрических  $u(i) = \frac{d_2}{d_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)$ , либо кинематических  $u(i) = \frac{n_1}{n_2}$ , либо энергетических  $u(i) \approx \frac{T_2}{T_1}$  параметров.

Количество механических передач (ступеней в приводе с их частными передаточными числами ( $u_1(i_1), u_2(i_2), u_3(i_3), u_4(i_4)$ )) определяется возможностью или необходимостью привода изменять скоростные и силовые параметры движения в направлении передачи энергии (от двигателя к исполнительному органу).

Приводы могут быть *скоростными* (ускоряющими), когда исполнительный орган движется быстрее вала двигателя (например привод

шпинделя высокооборотного металлообрабатывающего станка), и *силовыми* (замедляющими), когда исполнительный орган движется медленнее вала двигателя (например привод ленточного конвейера). Силовой тип приводов широко используется в строительных и транспортных машинах, а также в заводском технологическом оборудовании. В силовых приводах усилия на исполнительном органе (тяговые усилия) во много раз превышают таковые на валу двигателя. У таких приводов, говоря сленговым языком, «двигатели быстрые, но слабые», а исполнительные органы «медленные, но сильные». Во сколько раз эти характеристики отличаются друг от друга, показывает общее передаточное число привода  $U_{\text{общ}}$ , которое является основным кинематическим параметром привода и определяется либо расчетным, либо экспериментальным путем.

У скоростных (ускоряющих) приводов  $U_{\text{общ}} < 1$ , у силовых (замедляющих) приводов  $U_{\text{общ}} > 1$ .

## 2. Методика выполнения лабораторной работы

### 2.1. Составление кинематической схемы привода

Кинематическая схема привода дает представление о взаимодействии его конструктивных элементов и наглядно показывает пути поступенчатой передачи механической энергии от двигателя к исполнительному органу. Основные элементы схемы составляются в условных ГОСТовых обозначениях по методике, изложенной в [1, 2]. Кинематическая схема любого привода выполняется без определенного масштаба по размерам, удобным для изображения схемы на листе бумаги (в лабораторной работе – на развороте ученической тетради по размеру, близкому к формату А4), по образцу, приведенному на рис. 2 или рис. 3. На рис. 2 изображена кинематическая схема ленточного конвейера, на рис. 3 – цепного конвейера. После составления «скелета» кинематической схемы заданного привода необходимо, начиная с вала электродвигателя, обозначить все валы привода римскими цифрами (I, II, III, IV и т.д.). Затем (после измерений и расчетов) на схеме **над** полками линий-выносок указываются основные геометрические и кинематические (скоростные) параметры для отдельных элементов привода с их индексами, значениями и размерностями. Для исполнительного органа – барабана или тяговых звездочек – необходимо указать значения их диаметра ( $D_6$ ,  $D_{зв}$ ), их линейной (окружной) скорости движения  $V_{и}$ .

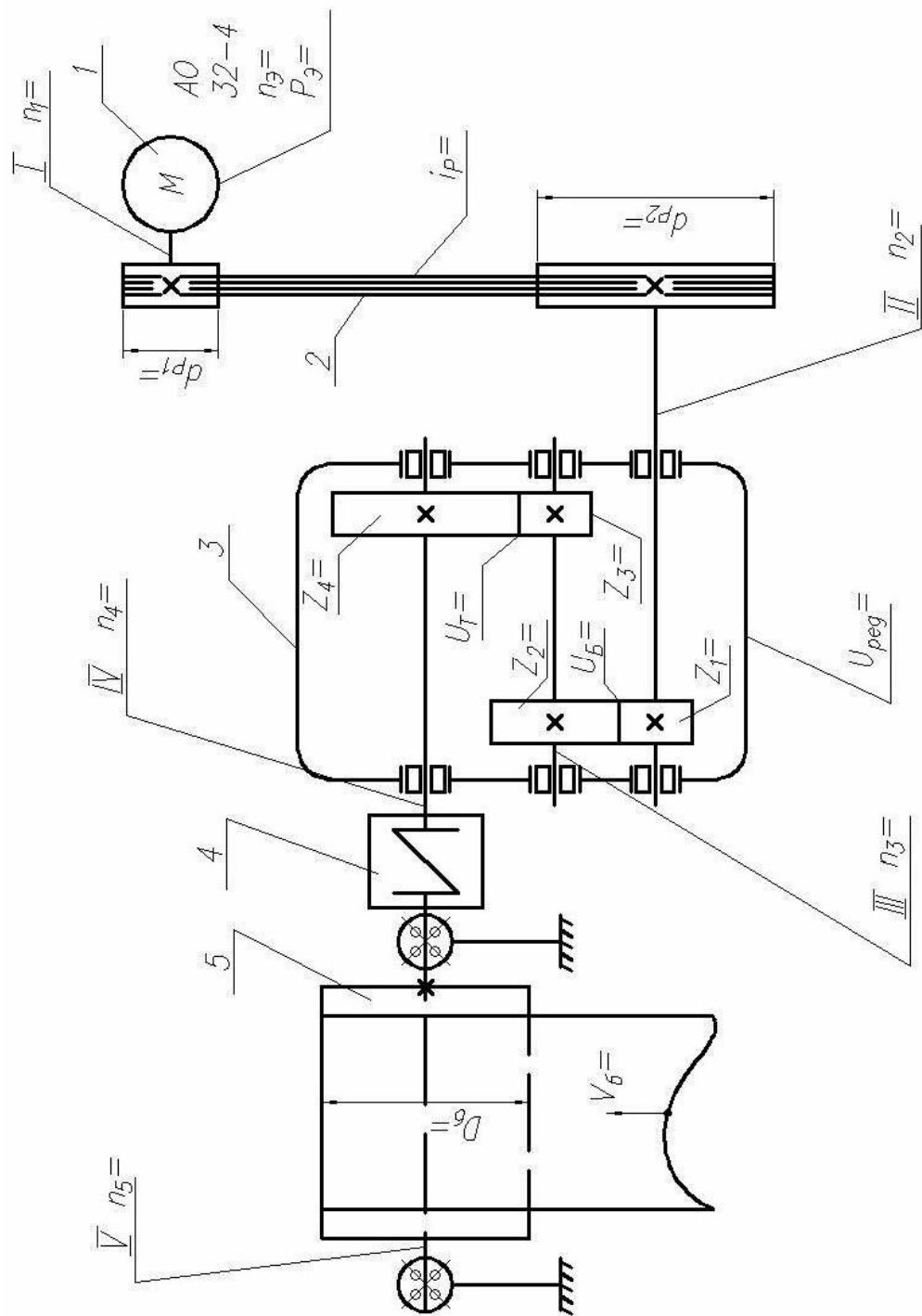


Рис. 2. Кинематическая схема привода ленточного конвейера (Привод 1):  
 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – зубчатый двухступенчатый редуктор; 4 – муфта МУВП;  
 5 – приводной барабан

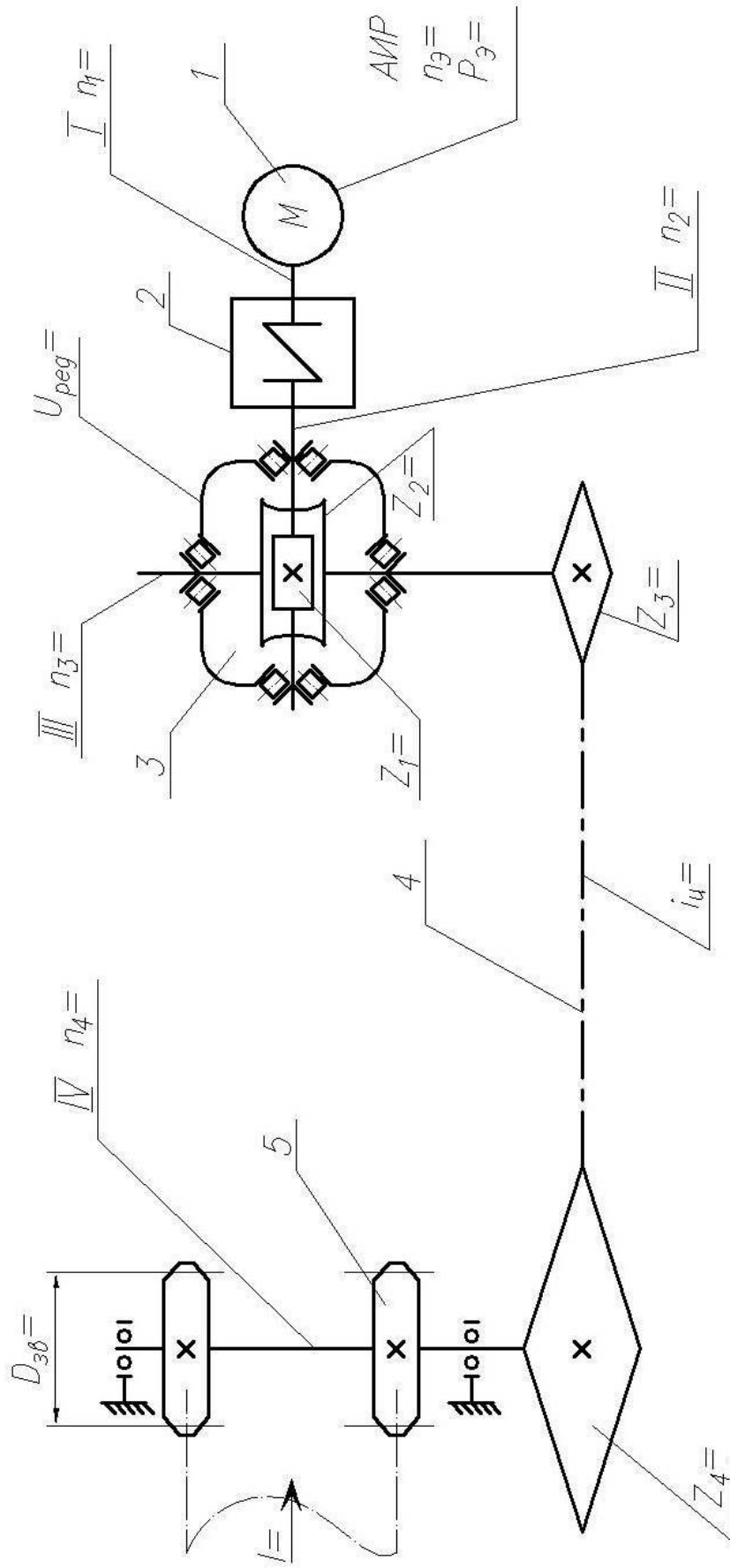


Рис. 3. Кинематическая схема привода цепного конвейера (Привод 2):  
 1 – электродвигатель; 2 – муфта МУВП; 3 – червячный редуктор; 4 – цепная передача;  
 5 – тяговые звездочки

## 2.2. Определение основных параметров привода

Каждой бригаде необходимо определить для заданного привода следующие группы основных параметров:

- **Основные геометрические параметры** – диаметры ( $D$  и  $d$ ), межосевые расстояния ( $a_w$ ), монтажные высоты ( $H$  и  $h$ ).
- **Основные кинематические параметры** – передаточные числа ( $u$  или  $i$ ), частоты вращения ( $n$ ), окружные скорости ( $V$ ).

### 2.2.1. Определение основных геометрических параметров привода

Основные геометрические параметры (размеры) приводов определяются в миллиметрах с помощью рулетки, линейки и (или) штангенциркуля.

**В приводе ленточного конвейера (Привод 1)** необходимо определить следующие размеры:

- диаметры приводного барабана  $D_6$ ;
- расчетные диаметры ведущего ( $d_{p1}$ ) и ведомого ( $d_{p2}$ ) шкивов клиноременной передачи:

$$d_{p1} = d_{H1} - h_p,$$

$$d_{p2} \approx d_{H2} - h_p,$$

где  $d_{H1}$  и  $d_{H2}$  – наружные диаметры ведомого и ведущего шкивов, мм;

$h_p$  – толщина ремня, мм, измеряется штангенциркулем;

- межосевое расстояние зубчатого редуктора ( $a_{ред}$ ) (между осями входного и выходного валов редуктора);

– расстояние (высоту) от опорной плоскости рамы до оси вращения вала двигателя ( $H_1$ );

– расстояние (высоту) от опорной плоскости рамы до оси вращения приводного вала ( $H_2$ );

– расстояние (высоту) от опорной плоскости рамы до оси входного вала редуктора ( $H_3$ );

– расстояние (высоту) между осями вращения вала электродвигателя и приводного вала ( $H$ ) по формуле

$$H = |H_2 - H_1|, \text{ мм.}$$

**В приводе цепного конвейера (Привод 2)** необходимо определить следующие размеры:

- наружный диаметр тяговых звездочек  $D_H, D_{ЗВ}$ ;
- расчетный диаметр тяговых у звездочек:

$$D_{ЗВ} \approx D_H - h,$$

где  $h$  – высота зуба тяговой звездочки, мм.

- межосевое расстояние цепной передачи  $a_{ц}$ ;
- наружные диаметры ведущей ( $d_{H1}$ ) и ведомой ( $d_{H2}$ ) звездочек открытой цепной передачи;
- расчетные диаметры ведущей  $d_{ц1}$  и ведомой  $d_{ц2}$  звездочек:

$$d_{ц1} = d_{H1} - h_{ц},$$

$$d_{ц2} = d_{H2} - h_{ц};$$

- межосевое расстояние червячного редуктора  $a_{ред}$  (между осями червяка и червячного колеса);
- расстояние (высоту) от опорной плоскости рамы до оси вращения вала электродвигателя –  $H_1$ ;
- расстояние (высоту) от опорной плоскости рамы до оси вращения приводного вала –  $H_2$ ;
- расстояние (монтажная высота) между осями вращения вала электродвигателя и приводного вала –  $H = |H_2 - H_1|$ , мм.

### 2.2.2. Определение основных кинематических параметров привода

#### Определение общего передаточного числа привода

Общее передаточное число привода  $U_{общ}$  показывает, во сколько раз в заданном приводе изменились параметры движения в направлении от двигателя к исполнительному органу. В силовых (замедляющих) приводах **скорости** (частоты вращения) деталей в направлении двигатель – исполнительный орган **уменьшаются**, а передаваемые усилия (вращающие моменты) – **увеличиваются**.

Общее передаточное число привода можно определить двумя способами:

**Первый способ** – более точный. Общее передаточное число привода  $U_{общ}$  определяется как **произведение** частных передаточных чисел

всех передаточных чисел передач, входящих в состав конструкции привода:

➤ для Привода 1 (см. рис. 2), имеющего три ступени:

$$U_{\text{общ}} = i_p \cdot U_6 \cdot U_T = i_p \cdot U_{\text{ред}},$$

где  $i_p$  – частное передаточное число ременной передачи,

$$i_p \approx \frac{d_{p2}}{d_{p1}};$$

здесь  $d_{p2}$  и  $d_{p1}$  – расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно;

$U_{\text{ред}}$  – передаточное число двухступенчатого зубчатого редуктора с быстроходной и тихоходной зубчатыми ступенями (передачами), с частными передаточными числами  $U_6$  и  $U_T$  соответственно,

$$U_6 = \frac{z_2}{z_1}, U_T = \frac{z_4}{z_3};$$

здесь  $z_1$  и  $z_3$  – числа зубьев шестерен быстроходной и тихоходной ступеней соответственно (см. кинематическую схему);

$z_2$  и  $z_4$  – числа зубьев колес быстроходной и тихоходной ступеней соответственно.

Числа зубьев определяются подсчетом на редукторе с открытой крышкой при медленном проворачивании валов вручную.

➤ для Привода 2 (см. рис. 3), имеющего две ступени, общее передаточное число определяется зависимостью

$$U_{\text{общ}} = U_{\text{ред}} \cdot i_{\text{ц}},$$

где  $U_{\text{ред}}$  – частное передаточное число червячной передачи червячного редуктора. Определяется на подобном разобранном червячном редукторе по формуле

$$U_{\text{ред}} = \frac{z_2}{z_1};$$

здесь  $z_1$  – число заходов (витков) червяка;

$z_2$  – число зубьев червячного колеса.



Значения параметров  $z_1$  и  $z_2$  определяются подсчетом вручную на другом подобном (разобранном) червячном редукторе по указанию преподавателя и указываются на кинематической схеме привода.

Проверить значения расчетного передаточного числа червячной передачи можно по табличке на червячном редукторе.

$i_{ц}$  – частное передаточное число открытой цепной передачи:

$$i_{ц} = \frac{z_4}{z_3},$$

где  $z_3$  – число зубьев ведущей звездочки цепной передачи (см. кинематическую схему привода);

$z_4$  – число зубьев ведомой (большей) звездочки цепной передачи.

Значения данных параметров определяются подсчетом вручную, указываются на кинематической схеме привода и заносятся в итоговую таблицу 1 в графу «Рассчитанные».

**Способ 2.** Общее передаточное число привода  $U_{общ}$  (для привода 1 и привода 2) можно определить вторым, менее точным способом, когда нельзя установить частные передаточные числа отдельных закрытых передач привода подсчетом их кинематических или геометрических параметров. Тогда для определения  $U_{общ}$  следует, вращая вручную вал электродвигателя, найти **число его оборотов**  $n_э$ , при котором приводной вал (с барабаном или тяговыми звездочками) сделает ровно один оборот (т.е.  $n_{вых} = 1$ ).

Тогда  $U_{общ} = \frac{n_э}{n_{вых}}$  с точностью подсчета  $n_э$  до 1/4 оборота.

Полученные способом 2 значения общего передаточного числа привода (для Привода 1 или Привода 2) занести в итоговую табл. 1 в графу «Измеренные».

### Определение частоты вращения всех валов привода

**Привод 1.** Согласно кинематической схеме (см. рис. 2) в приводе 1 есть **пять** валов, обозначенных на схеме римскими цифрами I, II, III, IV, V. Вал I – это вал электродвигателя марки А02-32-4, который согласно паспортным данным (см. табличку на двигателе) делает 1420 оборотов в минуту, т.е.  $n_1 = n_э = 1420 \text{ мин}^{-1}$ . Так как привод 1 – силовой (замедляющий), то последующие валы от ступени к ступени будут вращаться все медленней и медленней, достигая минимальной частоты

вращения на приводном валу с барабаном. Во сколько раз изменяется (уменьшается) частота вращения последующего вала относительно предыдущего, показывает частное передаточное число соответствующей ступени. Таким образом, частота вращения:

– вала II (входного вала редуктора) определяется зависимостью

$$n_2 = \frac{n_1}{i_p};$$

– вала III (промежуточного вала редуктора) –  $n_3 = \frac{n_2}{U_6}$ ;

– вала IV (выходного вала редуктора) –  $n_4 = \frac{n_3}{U_T}$ ;

– вала V (приводного вала) –  $n_5 = n_{\text{вых}} = n_6 = n_4$ , так как валы IV и V соединены муфтой МУВП напрямую.

Проверить правильность определения частоты вращения приводного вала можно с помощью зависимости  $n_{\text{вых}} = \frac{n_9}{U_{\text{общ}}}$ .

Полученные значения частот вращения валов указать на кинематической схеме привода и занести в итоговую таблицу 1 в графу «Рассчитанные» и «Стандартные» (для вала I).

**Привод 2.** Согласно кинематической схеме (см. рис. 3) в приводе 2 есть четыре вала, которые обозначены на схеме римскими цифрами I, II, III, IV.

Вал I – это вал электродвигателя марки АИР 100S4, который согласно паспортным данным (см. табличку на двигателе) делает 1410 оборотов в минуту, т.е.  $n_1 = n_9 = 1410 \text{ мин}^{-1}$ . Так как привод 2 – силовой (замедляющий), то последующие валы от ступени к ступени будут вращаться все медленнее и медленнее, достигая минимальной частоты вращения на приводном валу с тяговыми звездочками. Во сколько раз изменяется (уменьшается) частота вращения последующего вала относительно предыдущего, показывает частное передаточное число соответствующей ступени. Таким образом, частота вращения:

– вала II (входного вала червячного редуктора) –  $n_2 = n_1 = n_9$ , так как вал электродвигателя и червячный (входной) вал редуктора соединены муфтой МУВП напрямую;

– вала III (выходного вала червячного редуктора) –  $n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{ред}}}$ ;

– вала IV (приводного вала) –  $n_4 = \frac{n_3}{i_{ц}}$ .

Проверить правильность определения частоты вращения приводного вала можно используя зависимость  $n_{\text{вых}} = \frac{n_3}{U_{\text{общ}}}$ . Полученные значения частот вращения валов указать на кинематической схеме привода и занести в итоговую табл. 1 в графы «Рассчитанные» и «Стандартные» (для вала I).

### Определение расчетной окружной скорости исполнительных органов приводов

Исполнительными органами приводов являются:

- в Приводе 1 – барабан с диаметром  $D_6$ , установленный на приводном валу V;
- в Приводе 2 – две тяговые звездочки диаметром  $D_{зв}$ , установленные на приводном валу IV.

**В Приводе 1** для определения окружной скорости рабочей поверхности барабана  $V_6$ , равной линейной скорости движения ленты  $V_l$ , используется зависимость

$$V_6 = V_l = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60}, \text{ м/с,}$$

где  $\pi = 3,14$ ;

$D_6$  – диаметр барабана, м (см. подразд. 2.2.1);

$n_6$  – частота вращения барабана, равна частота вращения приводного вала V,  $\text{мин}^{-1}$  (см. подразд. 2.2.2).

**В Приводе 2** для определения окружной скорости тяговых звездочек  $V_{зв}$ , м/с, равной линейной скорости движения тяговой цепи  $V_{ц}$ , используется зависимость

$$V_{зв} = V_{ц} = \frac{\pi \cdot D_{зв} \cdot n_{зв}}{60}, \text{ м/с,}$$

где  $\pi = 3,14$ ;

$D_{зв}$  – расчетный диаметр тяговых звездочек, м (см. подразд. 2.2.1);

$n_{зв}$  – частота вращения тяговых звездочек, равная частоте вращения приводного вал IV,  $\text{мин}^{-1}$  (см. подразд. 2.2.2).

## **Определение фактической окружной скорости исполнительных органов приводов**

Фактическая окружная скорость  $V_{\text{ф}}$  определяется на работающей лабораторной установке с соблюдением необходимых мер по технике безопасности.

**Включение лабораторной установки должно производиться только преподавателем или учебным мастером.**

С помощью секундомера определить фактическое количество оборотов ( $n_{\text{вых.ф}}$ ) приводного вала с установленным на нем либо барабаном (привод 1), либо тяговыми звездочками (привод 2) за 30 секунд вращения с точностью до 1/4 оборота. Полученные значения умножить на 2 и определить значение частоты вращения приводного вала (на выходе из привода) в оборотах в минуту, т. е.  $n_{\text{вых.ф}}$ ,  $\text{мин}^{-1}$ .

Проверим правильность определения, сравнив расчетное значение частоты вращения приводного вала  $n_{\text{вых}}$  с полученным фактическим значением  $n_{\text{вых.ф}}$ , и определим расхождение по зависимости

$$\Delta = \left\| \frac{n_{\text{вых.ф}} - n_{\text{вых}}}{n_{\text{вых(меньшее)}}} \right\| \cdot 100 \% \leq [\Delta] = 4 \% .$$

В знаменатель подставляем меньшее из двух значений из числителя.

Здесь  $n_{\text{вых}} = n_5$  – для привода 1;

$n_{\text{вых}} = n_4$  – для привода 2.

Фактическая окружная скорость движения поверхности барабана  $V_{\text{б}}$  (или скорости ленты  $V_{\text{л}}$ ) определяется зависимостью

$$V_{\text{б}} = V_{\text{л}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{б}} \cdot n_{\text{вых}}}{1000 \cdot 60} ,$$

где  $D_{\text{б}}$  – диаметр барабана в мм;  $n_{\text{вых}}$  – в  $\text{мин}^{-1}$ .

**Фактическая скорость движения тяговых звездочек  $V_{зв}$**  (или скорость тяговой цепи  $V_{ц}$ ) вычисляется по следующей зависимости, м/с:

$$V_{зв} = V_{ц} = \frac{\pi \cdot D_{зв} \cdot n_{вых}}{1000 \cdot 60},$$

где  $D_{зв}$  – расчетный диаметр тяговой звездочки, мм,

$$D_{зв} \approx D_{н} - h,$$

здесь  $h$  – высота зуба, мм;

$n_{вых} = n_4$  – частота вращения тяговой звездочки, мин<sup>-1</sup>.

Т а б л и ц а 1

Итоговая таблица результатов

№ п/п	Параметры и их размерность	Обозна- чение	Результаты	
			Рассчитанные	Измеренные
1	2	3	4	5
<b>Геометрические параметры</b>				
<b>Привод 1</b>				
1	Диаметр приводного барабана, мм	$D_6$		
2	Расчетный диаметр ведущего шкива клиноременной передачи, мм	$d_{p1}$		
3	Расчетный диаметр ведомого шкива клиноременной передачи, мм	$d_{p2}$		
4	Расстояние (монтажная высота) между осями вала эл. двигателя и приводного вала, мм	$H$		
<b>Привод 2</b>				
5	Расчетный диаметр тяговых звездочек, мм	$D_{зв}$		
6	Расчетный диаметр ведущей звездочки цепной передачи, мм	$d_{ц1}$		
7	Расчетный диаметр ведомой звездочки цепной передачи, мм	$d_{ц2}$		

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5
8	Расстояние (монтажная высота) между осями вала эл. двигателя и приводного вала, мм	$H$		
<b>Кинематические параметры</b>				
<b>Привод 1</b>				
9	Общее передаточное число привода	$U_{\text{общ}}$		
10	Передаточное число клиноременной передачи	$i_p$		
11	Передаточное число зубчатого редуктора	$U_{\text{ред}}$		
12	Частота вращения приводного вала, мин <sup>-1</sup>	$n_5$		
13	Окружная скорость барабана, м/с	$V_6$		
<b>Привод 2</b>				
14	Общее передаточное число привода	$U_{\text{общ}}$		
15	Передаточное число червячного редуктора	$U_{\text{ред}}$		
16	Передаточное число цепной передачи	$i_{\text{ц}}$		
17	Частота вращения приводного вала, мин <sup>-1</sup>	$n_4$		
18	Окружная скорость тяговых звездочек, м/с	$V_{\text{зв}}$		

## Содержание отчета

Отчет по лабораторной работе выполняется в соответствии с общими требованиями и содержит:

- Кинематическую схему привода, оформленную по образцу, приведенному на рис. 2 или 3.
- Расчетную часть по определению геометрических и кинематических параметров.
- Итоговую таблицу результатов.

## Контрольные вопросы

1. Что называется механическим приводом машины?
2. Что называется ступенью механического привода?
3. Как определяется и что показывает общее передаточное число привода?

## Лабораторная работа №2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

**Цель работы** – приобретение практических навыков определения скоростных и силовых параметров зубчатых механизмов.

### Содержание работы

1. Ознакомиться с краткими сведениями о зубчатых редукторах и правилами техники безопасности при выполнении данной лабораторной работы.

2. Составить кинематическую схему трехступенчатого зубчатого редуктора, ознакомиться с его устройством, принципом действия и основными параметрами (по образцу, приведенному на рис. 4).

3. Определить значения основных геометрических, кинематических и энергетических параметров трехступенчатого зубчатого редуктора.

4. Занести результаты измерений и расчетов в итоговую таблицу по образцу табл. 3 и указать значения основных параметров на кинематической схеме редуктора по образцу, представленному на рис. 4.

5. Оформить отчет и ответить (устно) на контрольные вопросы.

Оборудование и инструменты:

1. Трехступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор со снятой крышкой.

2. Штангенциркуль.

3. Линейка длиной 500 мм.

### Основные правила техники безопасности

Перед проворачиванием валов редуктора убедиться в отсутствии посторонних предметов между зубьями зубчатых колес.

### Краткие сведения о зубчатых редукторах

**Редуктор** (от англ. *Reduce* – понижать) – механизм привода машины, предназначенный для **уменьшения скоростей** (частот вращения) и **увеличения усилий** (вращающих моментов) в направлении передачи

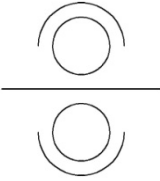


механической энергии от ее источника (двигателя) к ее потребителю – рабочим органам машины.

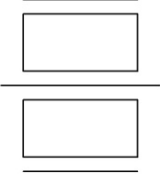
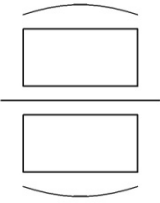
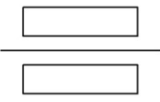
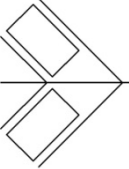
В конструкцию редуктора входит литой или сварной герметичный корпус со съёмной крышкой, прикрепляемой к корпусу с помощью резьбовых соединений (болтовых, винтовых, шпилечных). В корпусе на подшипниках качения (реже – скольжения) устанавливаются валы: входной (первичный, быстроходный), промежуточный(ые) и выходной (тихоходный). Входной и выходной валы имеют выступающие из корпуса консольные участки ( $l_1$  и  $l_5$  на рис. 4) для соединения редуктора с другими элементами привода. Посадочные места консольных участков имеют коническую ( $l_1$  на рис. 4) или цилиндрическую ( $l_5$  на рис. 4) форму. На эти участки устанавливаются полумуфты соединительных муфт или детали открытых передач привода (шкивы, звездочки, шестерни). На кинематических схемах редукторов эти валы нумеруются римскими цифрами (I, II, III, IV и т.д.), начиная с входного вала. Валы вращаются в подшипниках качения. В подробных кинематических схемах редукторов (и приводов) указываются типы и размеры подшипников, что важно для точного определения общего КПД редуктора, привода и трансмиссии всей машины. Основные типы подшипников, применяемых в редукторах, их условные обозначения на кинематических схемах и КПД одной пары подшипников нормальной точности показаны в табл. 2 (подробнее о подшипниках см. лаб. раб. №8).

Т а б л и ц а 2

Основные типы подшипников качения

№ п/п	Тип подшипника	Условное обозначение на кинем. схеме	КПД одной пары подшипников
1	2	3	4
1	Радиальный шариковый		0,97...0,99
2	Радиальный шариковый сферический		0,96...0,98

Окончание табл. 2

1	2	3	4
3	Радиальный роликовый, с короткими роликами		0,96...0,97
4	Радиальный роликовый сферический		0,96...0,97
5	Радиальный роликовый с длинными цилиндрич. роликами или игольчатый		0,95...0,96
6	Роликовый конический		0,92...0,94

На валы редуктора посредством разъемных соединений (шпоночных, шлицевых и др.) устанавливаются детали закрытых зубчатых передач (цилиндрические или конические шестерни, зубчатые колеса с прямыми, косыми и шевронными зубьями). Часто шестерни быстроходной и промежуточной передач выполняются заодно с валами редуктора (валы-шестерни). Шестерня и колесо, находящиеся в зацеплении, образуют зубчатую пару-ступень. По количеству ступеней редукторы бывают одно-, двух- и трехступенчатые. В каждой ступени при работе редуктора последовательно *уменьшаются скорости* (частоты вращения) и *увеличиваются передаваемые усилия* (вращающие моменты). Во сколько раз изменились значения этих параметров **в одной ступени**, показывает ее частное передаточное число  $U$  (быстроходной –  $U_B$ , промежуточной –  $U_{П}$ , тихоходной –  $U_T$ ).

Передаточное число зубчатой передачи (ступени) определяется любым из следующих соотношений либо геометрических, либо кинематических (скоростных), либо энергетических (силовых) параметров. Для каждой ступени принимаются свои параметры с соответствующими

щими индексами, обозначенными на кинематической схеме редуктора (см. рис. 4).

$$U_{\text{Б}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta_1},$$

$$U_{\text{II}} = \frac{d_4}{d_3} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{T_3}{T_2 \cdot \eta_2},$$

$$U_{\text{Т}} = \frac{d_6}{d_5} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{T_4}{T_3 \cdot \eta_3},$$

где  $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6$  – диаметры делительных окружностей;

$n_1, n_2, n_3, n_4$  – частоты вращения валов I, II, III, и IV,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$  – числа зубьев шестерен и колес соответствующих ступеней;

$T_1, T_2, T_3, T_4$  – вращающие моменты на соответствующих валах,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;

$\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – КПД быстроходной, промежуточной и тихоходной ступеней соответственно.

Во сколько раз изменились значения скоростных и силовых параметров во всем редукторе, показывает **общее передаточное число редуктора**  $U_{\text{ред}}$ , которое численно равно либо **произведению** передаточных чисел отдельных ступеней, т.е.  $U_{\text{ред}} = U_{\text{Б}} \cdot U_{\text{II}} \cdot U_{\text{Т}}$ , либо **отношениям** скоростных или силовых параметров на входном и выходном валах, т.е.

$$U_{\text{ред}} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{T_4}{T_1 \cdot \eta_{\text{ред}}}.$$

Здесь  $\eta_{\text{ред}}$  – общий КПД редуктора, численно равен произведению КПД отдельных ступеней, т.е.  $\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{Б}} \cdot \eta_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{Т}}$ .

Так как в редукторе всегда происходит **понижение** скоростей и **увеличение** усилий, то общее передаточное число любого редуктора всегда больше единицы, т.е.  $U_{\text{ред}} > 1$ .

## Определение основных параметров трехступенчатого зубчатого редуктора

После ознакомления с устройством и принципом действия редуктора студенты составляют его кинематическую схему по образцу (см. рис. 4), на которой указывают основные геометрические, кинематические и энергетические параметры и их значения.

### Определение основных геометрических параметров

Все геометрические параметры редуктора (размеры) измеряются в миллиметрах штангенциркулем с точностью до 0,1 мм.

**Межосевое расстояние быстроходной** ( $a_B$ ), промежуточной ( $a_{II}$ ) и тихоходной ( $a_T$ ) ступеней, а также межосевое расстояние редуктора ( $a_{ред}$ ) измеряются между осями вращения соответствующих валов.

Проверка:  $a_{ред} = a_B + a_{II} + a_T$ .

**Плечи сил, действующих на валы** редуктора, определяются между плоскостями симметрии деталей вращения – подшипников, зубчатых колес, консолей валов – и используются в проектировочном расчете редуктора для определения изгибающих моментов в опасных сечениях валов при их расчете на прочность. Расположение плечей  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$  показано на рис. 4.

**Размеры консольных участков валов.** Для консольного конического участка входного вала определяются средний диаметр ( $d_k$ ) и длина ( $l_k$ ) конической посадочной части. Для консольного цилиндрического участка выходного вала – диаметр ( $d_{ц}$ ) и длина ( $l_{ц}$ ) цилиндрической посадочной части.

Все полученные результаты измерений указываются на кинематической схеме и заносятся в итоговую таблицу, по образцу таблицы 3, в соответствующую графу «Рассчитанные» или «Измеренные».

### Определение основных кинематических параметров

а) **Числа зубьев** шестерен и колес каждой ступени ( $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$ ) определяются подсчетом при медленном проворачивании вручную входного вала редуктора. При этом отмеченный мелом зуб считают последним.

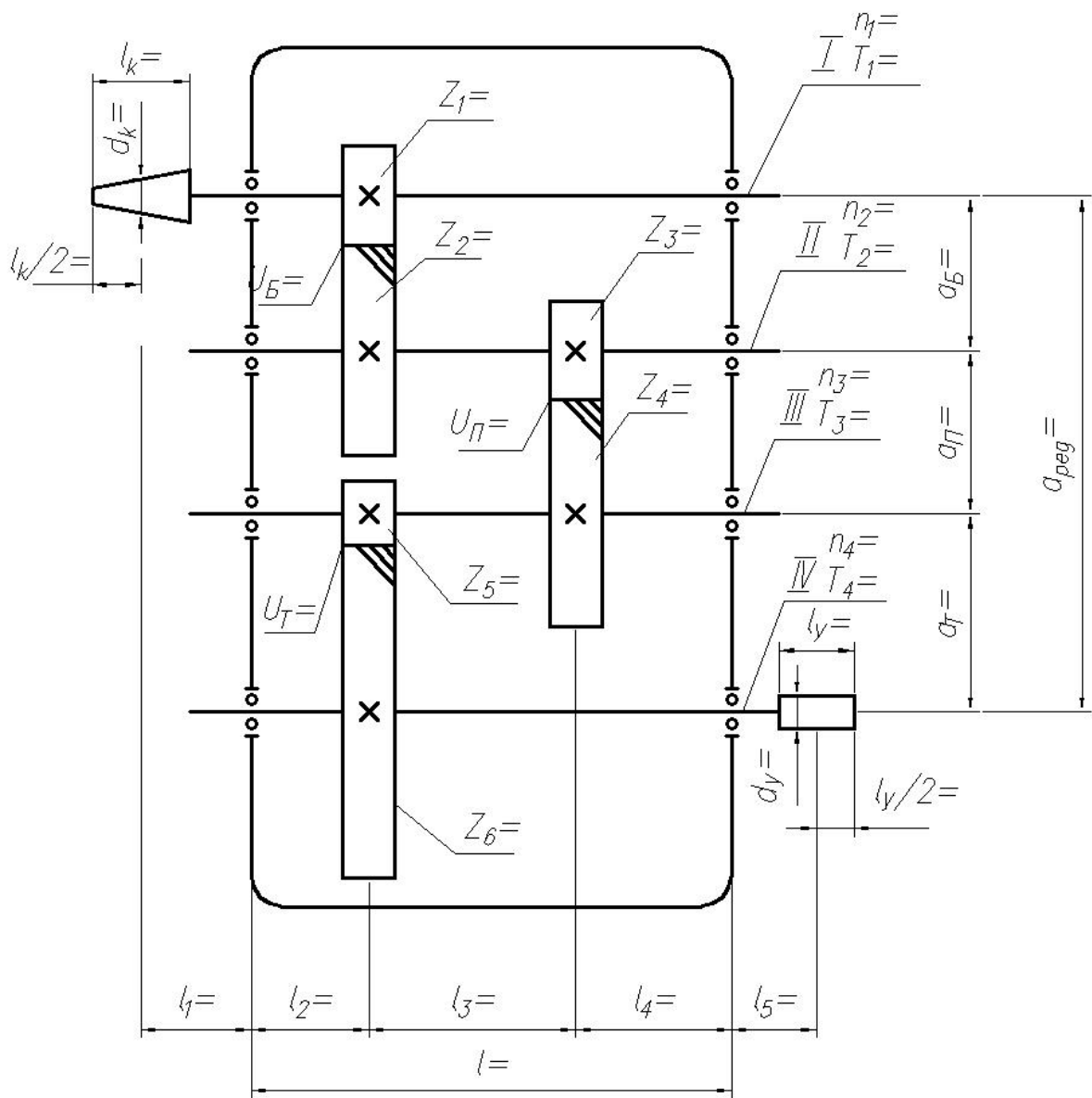


Рис. 4. Кинематическая схема трехступенчатого зубчатого редуктора:  
 I – ведущий (быстроходный) вал; II – промежуточный вал 1;  
 III – промежуточный вал 2; IV – ведомый (тихоходный) вал;  
 $a_{\text{Б}}$  – межосевой расстояние быстроходной ступени;  $a_{\text{П}}$  – межосевой  
 расстояние промежуточной ступени;  $a_{\text{Т}}$  – межосевой расстояние тихоходной  
 ступени;  $a_{\text{ред}}$  – межосевой расстояние редуктора

б) **Передаточные числа** отдельных ступеней редуктора ( $U_B, U_{II}, U_T$ ) – частные передаточные числа – определяются **отношением** числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни соответствующей степени, т. е.

$$U_B = \frac{z_2}{z_1}; \quad U_{II} = \frac{z_4}{z_3}; \quad U_T = \frac{z_6}{z_5}.$$

в) **Общее передаточное число редуктора**, которое показывает, во сколько раз в редукторе *уменьшилась* частота вращения  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , и *увеличился* вращающий момент  $T$ , Н·м, определяется **произведением** частных передаточных чисел всех ступеней, т.е.

$$U_{\text{ред}} = U_B \cdot U_{II} \cdot U_T.$$

Полученные результаты указать на кинематической схеме редуктора и занести в итоговую таблицу, в графу «Рассчитанные».

г) **Частоты вращения валов** ( $n_2, n_3, n_4$ ) найти по заданному значению частоты вращения входного вала  $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ , используя ранее определенные частные передаточные числа  $U_B, U_{II}, U_T$  по зависимостям

$$n_2 = \frac{n_1}{U_B}, \quad n_3 = \frac{n_2}{U_{II}}, \quad n_4 = \frac{n_3}{U_T}.$$

Правильность этих расчетов можно проверить сразу, определив частоту вращения выходного вала  $n_4, \text{мин}^{-1}$  по зависимости

$$n_4 = \frac{n_1}{U_{\text{ред}}},$$

где  $U_{\text{ред}}$  – общее передаточное число редуктора.

#### Определение основных энергетических (силовых) параметров

а) **Общий КПД редуктора** показывает общие потери мощности в редукторе, которая расходуется на преодоление вредных сопротивлений при вращении деталей (в основном сил трения между вращающимися деталями подшипников и зубчатых передач). Численно общий КПД редуктора  $\eta_{\text{ред}}$  равен произведению КПД каждой ступени ( $\eta_B, \eta_{II}, \eta_T$ ), т.е.

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_B \times \eta_{II} \times \eta_T.$$

В свою очередь, КПД каждой ступени равен произведению КПД одной пары подшипников  $\eta_{\text{ППШ}}$  (см. табл. 2) и КПД каждой закрытой зубчатой передачи  $\eta_3$

$$\eta_{3Б} \approx 0,95, \eta_{3П} = 0,92, \eta_{3Т} = 0,9.$$

$$\eta_Б = \eta_{\text{ППШ}} \cdot \eta_{3П}; \quad \eta_П = \eta_{\text{ППШ}} \cdot \eta_{3П}; \quad \eta_Т = \eta_{\text{ППШ}} \cdot \eta_{3Т}.$$

б) **Вращающие моменты на валах** ( $T_2, T_3, T_4$ ) определяются по заданному вращающему моменту на входном валу ( $T_1 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ) по зависимостям:

$$T_2 = T_1 \cdot U_Б \cdot \eta_Б; \quad T_3 = T_2 \cdot U_П \cdot \eta_П; \quad T_4 = T_3 \cdot U_Т \cdot \eta_Т.$$

Правильность этих расчетов можно проверить сразу, определив вращающий момент на выходном валу  $T_4$  по следующей зависимости:

$$T_4 = T_1 \cdot U_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ред}}.$$

Полученные результаты расчетов указать на кинематической схеме редуктора (см. рис. 4) и в табл. 3 в соответствующих графах.

## Содержание отчета

В отчете по лабораторной работе, оформленном в соответствии с общими требованиями, должны быть представлены:

- *Кинематическая схема редуктора*, выполненная с помощью чертежных инструментов и оформленная по образцу рис. 4 с указанием на ней основных параметров редуктора с их размерностью и значениями, полученными в результате измерений и расчетов.
- *Расчетная часть* с определением значений расчетных параметров и их размерностей.
- Итоговая таблица результатов по образцу табл. 3.

Таблица 3

## Итоговая таблица результатов

№ п/п	Параметры и их размерность	Обозначение	Результаты	
			Расчи- танные	Изме- ренные
1	2	3	4	5
1	Межосевые расстояния, мм: – быстроходной ступени – промежуточной ступени – тихоходной ступени – редуктора	$a_B$ $a_{II}$ $a_T$ $a_{ред}$		
2	Плечи сил, действующих на валы редуктора в плоскостях симметрии деталей вращения, мм: – плечо консольной силы конического участка ведущего вала – плечо сил в зацеплении быстроходной и тихоходной ступеней относительно левых опор (подшипников) – плечо между силами в зацеплениях быстроходной и промежуточной ступеней – плечо сил в зацеплении промежуточной ступени (относительно правых опор (подшипников)) – плечо консольной силы цилиндрической участка ведомого вала. Расстояние между опорами	$l_1$  $l_2$  $l_3$  $l_4$  $l_5$ $l$		
3	Размеры консольных участков валов, мм: а) диаметры: – входного (конического), средний – выходного (цилиндрического) б) длины: – входного (конического) – выходного	$d_k$ $d_{II}$  $l_k$ $l_{II}$		



4	Числа зубьев, шт. – шестерни быстроходной ступени – колеса быстроходной ступени – шестерни промежуточной ступени – колеса промежуточной ступени – шестерни тихоходной ступени – колеса тихоходной ступени	$Z_1$ $Z_2$ $Z_3$ $Z_4$ $Z_5$ $Z_6$		
5	Передаточные числа: – быстроходной ступени; – промежуточной ступени; – тихоходной ступени. Общее передаточное число редуктора.	$U_B$ $U_{II}$ $U_T$ $U_{ред}$		

### Контрольные вопросы

1. Что называется редуктором и для чего он используется в приводах машин?
2. Из чего состоит зубчатый редуктор?
3. Что показывает частное передаточное число отдельной ступени редуктора и как оно определяется?
4. Что показывает общее передаточное число редуктора и как оно определяется?

# Лабораторная работа № 3

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

**Цель работы** – научиться определять экспериментальным и расчетным путем основные параметры эвольвентного зубчатого зацепления косозубых передач цилиндрических зубчатых редукторов.

### Содержание работы

1. Ознакомиться с общими сведениями о зубчатых передачах.
2. Изобразить схему эвольвентного зубчатого зацепления *быстроходной или тихоходной* (по указанию преподавателя) зубчатой передачи редуктора по образцу, приведенному на рис. 5, с указанием значений основных параметров зубчатого зацепления.
3. Изобразить кинематическую схему двухступенчатого зубчатого цилиндрического редуктора по образцу, представленному на рис. 6, с указанием значений основных геометрических и кинематических параметров.
4. Выполнить необходимые измерения и расчеты основных параметров зубчатых зацеплений быстроходной и тихоходной передач редуктора.
5. Результаты измерений и расчетов занести в итоговую таблицу по образцу табл. 9.
6. Оформить отчет в соответствии с требованиями и ответить (устно) на контрольные вопросы.

Лабораторное оборудование и инструменты:

1. Двухступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор с внешним эвольвентным зацеплением в косозубых передачах.
2. Штангенциркуль с нутро- и глубиномером (типа «колумбус»).
3. Линейка длиной 500 мм.
4. Кронциркуль.

### Основные правила техники безопасности

При разборке редуктора и замерах параметров круглые детали – валы, зубчатые колеса, подшипники – необходимо устанавливать на столе так, чтобы исключить их самопроизвольное скатывание и паде-

ние. Для этого валы на столе должны лежать так, чтобы их оси были перпендикулярны направлению возможного скатывания, а колеса и подшипники на столе должны лежать на своих торцевых плоскостях.

## Общие сведения о зубчатых передачах

Зубчатая передача является механизмом, который посредством зубчатого зацепления передает или преобразует вращательное движение с изменением скоростей и усилий, а иногда видов движения (поступательное во вращательное и наоборот).

Зубчатые передачи составляют самую распространенную и многочисленную группу механических передач. Они применяются в приводах различных приборов, машин и технологического оборудования для передачи окружных сил от долей грамма (часы, приборы и т.д.) до тысяч тонн (подъемные мосты, турбины, строительные машины и др.), с диаметрами зубчатых колес от долей миллиметра до 10 метров. Диапазон передаваемых мощностей – от долей ватта до десятков тысяч киловатт.

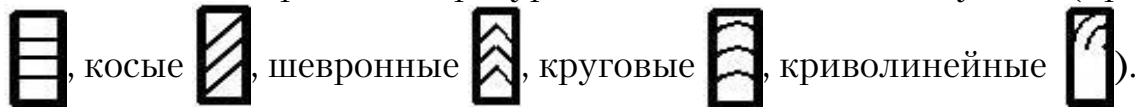
Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами, а именно:

- а) относительно малыми габаритами;
- б) высоким КПД –  $\eta(0,96...0,98)$ ;
- в) большой надежностью и долговечностью (до 70...80 тысяч часов работы);
- г) возможностью использования в различных конструкциях в широком диапазоне размеров, скоростей, усилий и мощностей;
- д) постоянством передаточного числа из-за отсутствия проскальзывания.

К основному недостатку зубчатых передач можно отнести повышенный шум при значительных скоростях и неточном монтаже.

Зубчатые передачи применяются для передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. На кинематических схемах зубчатых механизмов такие передачи изображаются простыми геометрическими фигурами (окружности, прямоугольники, трапеции), *симметрично* расположенными на их осях вращения с обозначением способа закрепления (знак «X» – для неподвижного соединения вала с зубчатым колесом). Часто на схемах передач *тремя* различными ли-

ниями на геометрических фигурах показываются виды зубьев: (прямые



Зубчатые передачи между валами с *параллельными* осями осуществляются *цилиндрическими зубчатыми колесами* с:

Условное обозначение на кинематической схеме

- прямыми зубьями



- косыми зубьями

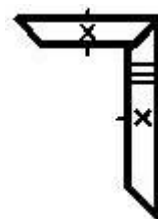


- шевронными зубьями

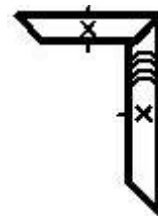


Зубчатые передачи между валами с *пересекающимися* осями осуществляются *коническими зубчатыми колесами* с:

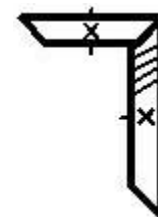
- прямыми зубьями



- круговыми зубьями



- косыми зубьями



Зубчатые передачи между валами с *перекрещивающимися* осями осуществляются *зубчато-винтовыми* колесами.

### Краткие сведения из геометрии и кинематики эвольвентных зацеплений

При проектировании, изготовлении и применении зубчатых передач важное значение имеет профиль зубьев зубчатых колес, который для передачи вращательного движения зацеплением, вообще говоря, может быть выбран произвольно (от окружности до прямой линии). Наиболее распространенным является эвольвентный профиль зубьев, предложенный Эйлером в 1760 г., который может быть нарезан простым зуборезным инструментом независимо от числа и вида зубьев, одинаковым для шестерни и колеса. Кроме того, эвольвентное зацепление малочувствительно к отклонению межосевого расстояния, что позволяет осуществлять корригирование (исправление профиля с целью улучшения работы зубьев при их контакте). Наиболее конкурентным (а в ряде случаев – предпочтительным) эвольвентному зацеплению является зацепление Новикова с двумя линиями зацепления, предложенное М.Л. Новиковым в 1955 г. При несомненных достоинствах последнего зубья с этим зацеплением можно нарезать только в косозубых (кругловинтовых) зубчатых передачах, исключая широкий класс прямозубых передач с внешним и внутренним зацеплением.

На рис. 5 показаны основные параметры некорригированного внешнего зубчатого зацепления быстроходной передачи редуктора, ниже приведены их геометрические соотношения. Здесь параметрам шестерни соответствует индекс «1», параметрам колеса – индекс «2». В силовых передачах шестерня – ведущий орган передачи – всегда меньшего диаметра.

**1. Шаг зацепления  $P$**  – расстояние между одноименными поверхностями двух соседних (смежных) зубьев, измеренное по дуге делительной окружности. У косозубых передач различают 2 шага: *нормальный шаг  $P_n$* , измеренный в плоскости, перпендикулярной линии зуба (нормальной плоскости), и *окружной (делительный) шаг  $P_t$* , измеренный в торцевой плоскости зубчатого колеса (см. рис. 5). Нормальный шаг удобен в измерении при изготовлении, окружной шаг применяется в расчетах. Их соотношение:

$$P_n = P_t \times \cos \beta,$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

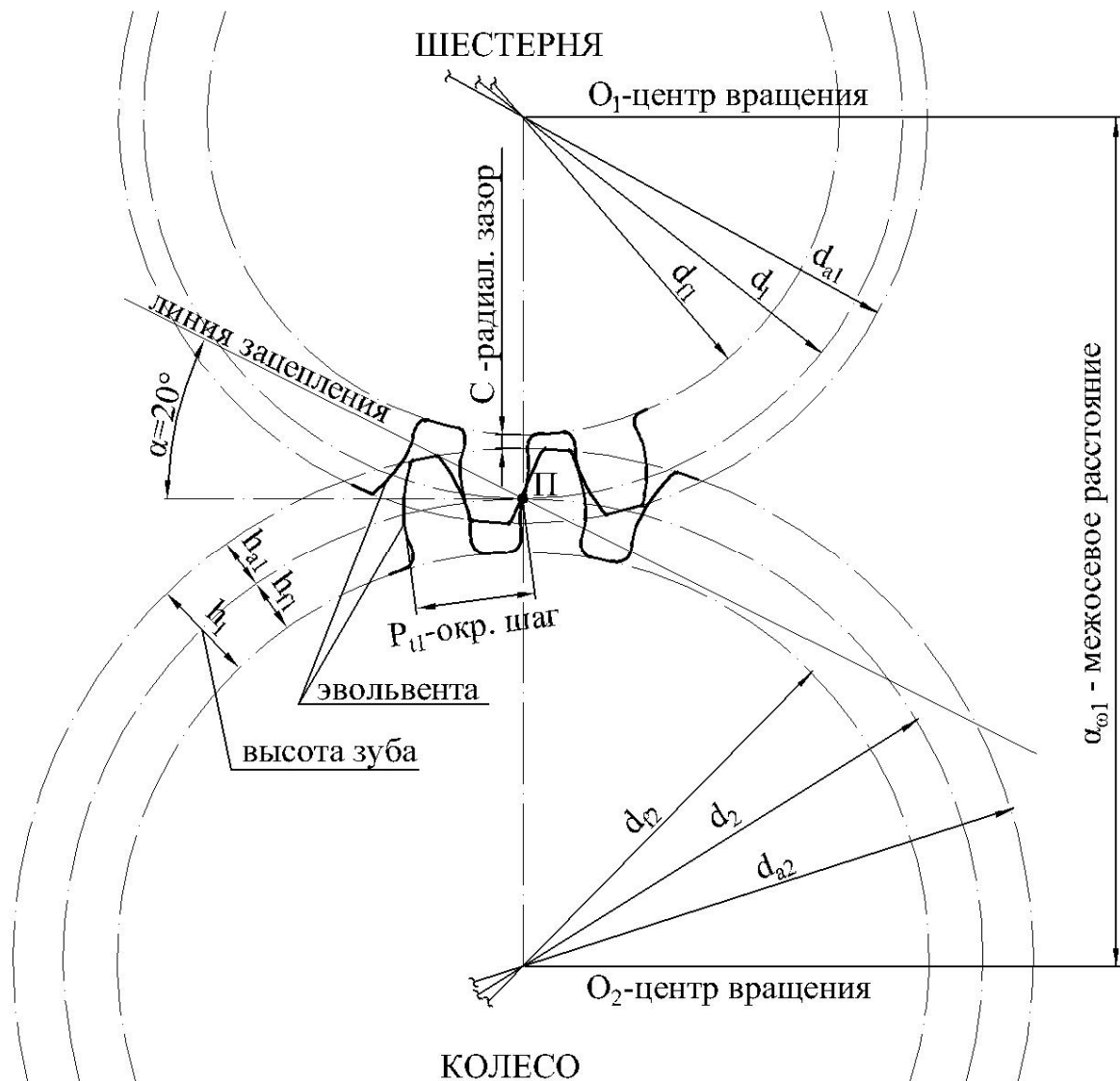


Рис. 5. Основные геометрические параметры быстроходной зубчатой передачи

Окружной шаг  $P_t$  определяется из равноценных соотношений длины делительной окружности, т.е.  $\pi d = Z \times P_t$ , откуда  $P_t = \pi \frac{d}{Z}$ .

2. **Число зубьев** шестерни  $Z_1$  и колеса  $Z_2$ . В силовых (понижающих) передачах всегда  $Z_1 < Z_2$ .

У некорригированных зубчатых колес всегда  $Z_1 > 17, Z_2 < 170$ .

3. **Модуль зубчатого зацепления  $m$** . Показывает, какое количество миллиметров диаметра делительной окружности приходится на один зуб зацепления. Является основной геометрической характеристикой, через которую определяются другие основные параметры зубчатых колес и зуборезного инструмента. В косозубых передачах различают

нормальный модуль  $m_n$ , определяемый в плоскости, перпендикулярной линии зубьев (нормальной плоскости), и окружной (делительный)  $m_t$ , определяемый в торцевой плоскости зубчатого колеса. Окружной модуль  $m_t$  пропорционален окружному шагу  $P_t$  и равен  $m_t = \frac{d}{Z}$ , где  $d$  – диаметр делительной окружности, а  $Z$  – число зубьев.

Нормальный модуль  $m_n = m_t \times \cos \beta$  – определяется с учетом угла наклона зубьев  $\beta$ .

Для прямозубых передач нормальные и окружные шаги, а также нормальные и окружные модули совпадают.

4. Окружности диаметрами  $d_1$  и  $d_2$  называются начальными (с них начинается построение) или делительными (они делят зуб на головку  $h_a$  и ножку  $h_f$ ). Делительные диаметры у шестерни ( $d_1$ ) и колеса ( $d_2$ ) определяются зависимостями:

$$d_1 = m_t \times Z_1, \quad d_2 = m_t \times Z_2. \quad (1)$$

5. Окружности диаметрами  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$ , ограничивающие зубья по высоте, называются окружностями выступов. Их диаметры определяются зависимостями:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n, \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n. \quad (2)$$

6. Окружности диаметрами  $d_{f1}$  и  $d_{f2}$ , ограничивающие зубья по глубине, называются окружностями впадин. Их диаметры определяются зависимостями:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n, \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_n. \quad (3)$$

7. Высота зуба  $h$  равна сумме высот головки  $h_a$  и ножки  $h_f$  зуба:

$$h_a = m_n; \quad h_f = 1,25m_n; \quad h = h_a + h_f = 2,25m_n.$$

8. Радиальный зазор  $C$  – расстояние между впадинами зубьев шестерни и головками зубьев колеса,

$$C = 0,25m_n.$$

9. Межосевое расстояние  $a_\omega$  – расстояние между центрами (осями) вращения шестерни и колеса:

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5(Z_1 + Z_2) m_t.$$

10. Угол зацепления  $\alpha$  – угол между линией зацепления, проходящий через полюс  $\Pi$  и касательной к обеим делительным окружностям. В некорригированном зацеплении обычно  $\alpha = 20^\circ$ .

## Методика определения основных параметров зубчатых зацеплений редуктора

При выполнении работы необходимо определить основные геометрические параметры зубчатых зацеплений быстроходной (ступень 1) и тихоходной (ступень 2) косозубых передач двухступенчатого цилиндрического редуктора, а также рассчитать его некоторые кинематические параметры. Основные геометрические и некоторые кинематические параметры показаны на кинематической схеме редуктора (рис. 6). После измерений и вычислений параметров их значения необходимо указать в соответствующих графах итоговой таблицы (по образцу табл. 9 в графах «Измеренные», «Рассчитанные», «Стандартные»), а некоторые указать на кинематической схеме редуктора.

Значения основных параметров зацеплений либо определяются замерами штангенциркулем, линейкой, кронциркулем, либо вычисляются по зависимостям (1)–(3), после чего для полученных значений *модуля* выбирается его ближайшее стандартное значение из стандартного ряда и по этому значению выполняются дальнейшие вычисления других геометрических параметров.

**Шаг зубчатого зацепления  $P$**  определяется отдельно для быстроходной (индекс «1») и тихоходной (индекс «2») ступеней. Поскольку каждое зацепление косозубое, то измеряются два шага – окружной  $P_{t1}$  ( $P_{t2}$ ) и нормальный  $P_{n1}$  ( $P_{n2}$ ). При контроле за точностью изготовления зубчатых колес используется специальный измерительный прибор – шагомер, позволяющий установить шаг по длине дуги делительной окружности. В учебных лабораториях такого прибора часто не бывает. Поэтому для ориентировочного определения шага зацепления по хорде окружности выступов можно пользоваться ниже следующим способом. Приблизительно с небольшой долей погрешности (~4 %) можно определить величину и нормального  $P_n$ , и тангенциального  $P_t$  шагов, измерив расстояние между одноименными точками вершин зубьев (хорды окружностей *выступов*) в соответствующих плоскостях. Другой практический способ измерения шагов (также с небольшой погрешностью) приведен ниже при определении углов наклона зубьев.



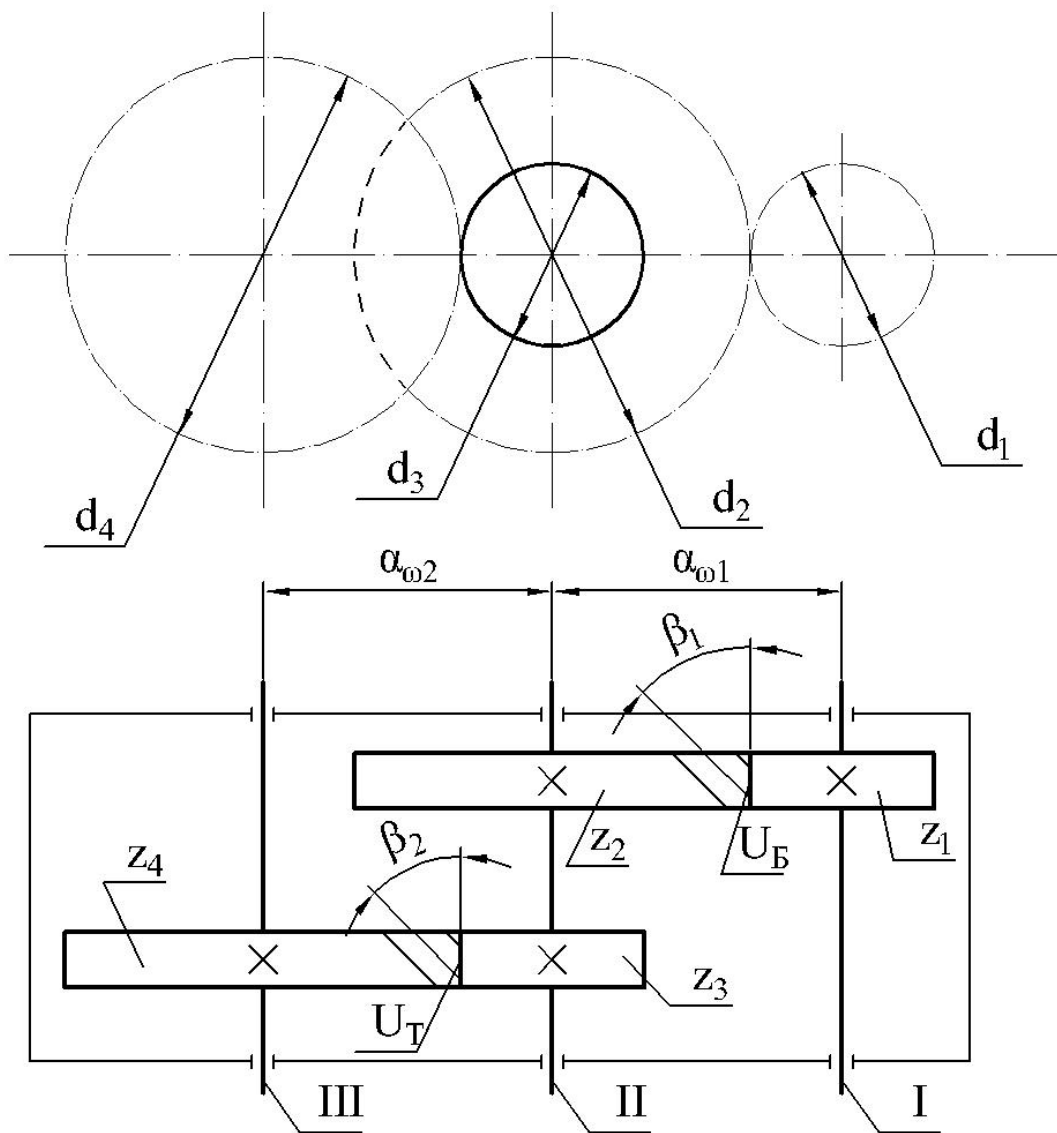


Рис. 6. Кинематическая схема двухступенчатого редуктора:  
 I – ведущий (входной) вал; II – промежуточный вал; III – ведомый (выходной) вал;  $U_B$  – частное передаточное число быстроходной ступени;  
 $U_T$  – частное передаточное число тихоходной ступени

**Угол наклона зубьев  $\beta_1$  ( $\beta_2$ )** определяется для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора следующим образом. Расположив край тетрадного листа вдоль торцевой плоскости  $t-t$  (рис. 7), проводят с усилием по листу пальцем (или ногтем) вдоль 3...4 вершин зубьев колеса быстроходной и колеса тихоходной ступеней редуктора, получая на обратной стороне листа 3...4 параллельных следа (отпечатка) вершин зубьев. Затем листы снимают, переворачивают и продлевают карандашом один отпечаток до пересечения в т.В с вертикальным катетом

$y_1(y_2)$ , который проводят из т.А. Горизонтальный катет  $x_1(x_2)$  проводят из т.О – вершины угла  $\beta_1(\beta_2)$  – на длину 100 мм (до т. А). Линейкой измеряют полученную длину катета  $y_1(y_2)$  в мм и вычисляют тангенс угла по зависимости

$$\operatorname{tg} \beta_1(\beta_2) = \frac{y_1(y_2)}{x_1(x_2)} = \frac{y_1(y_2)}{100} =$$

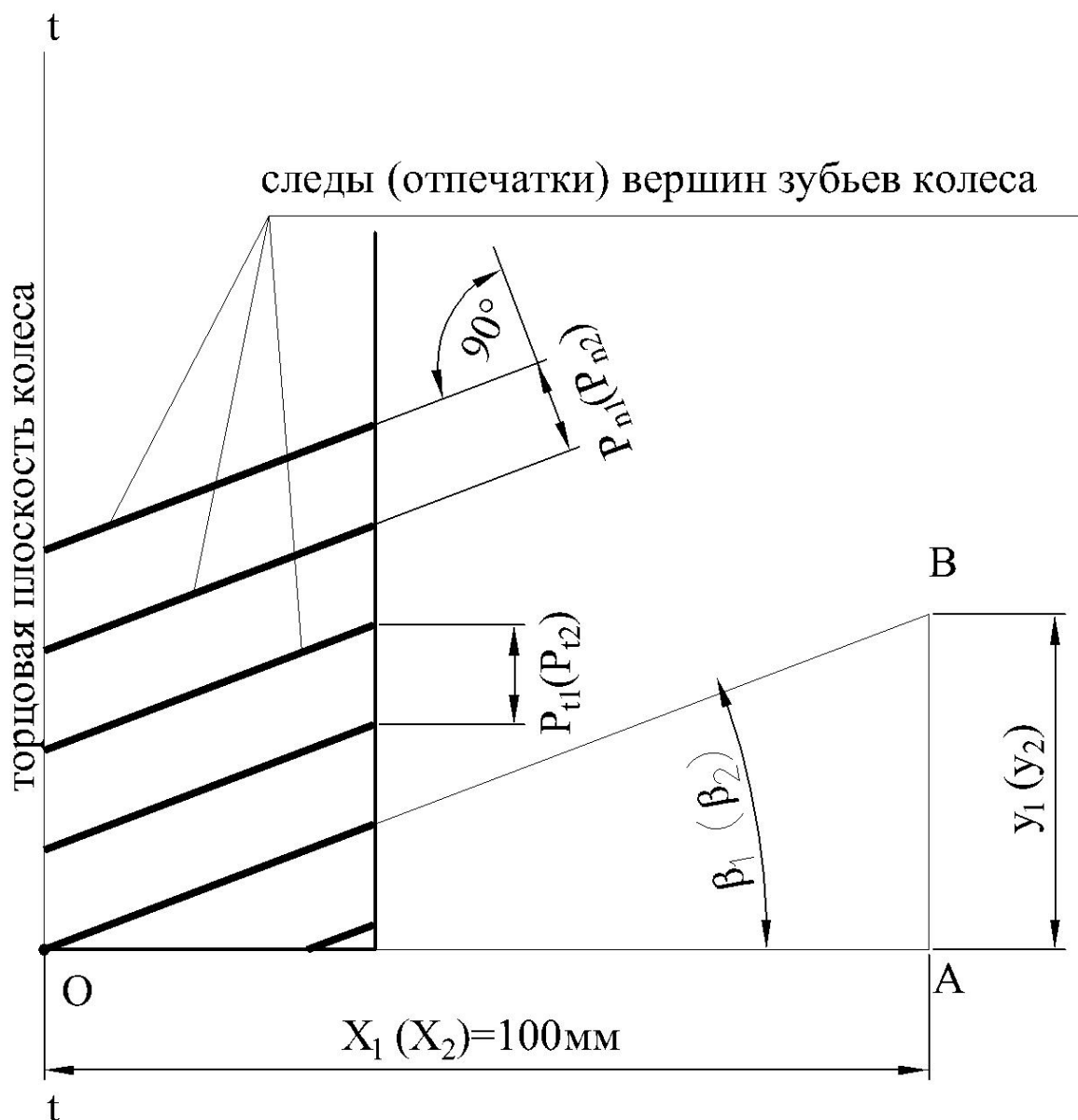


Рис. 7. Схема для определения углов наклона зубьев  $\beta_1(\beta_2)$ , окружных  $P_{t1}(P_{t2})$  и нормальных  $P_{n1}(P_{n2})$  шагов в зацеплениях быстроходной (1) и тихоходной (2) косозубых передач

По табл. 4 находят значение углов наклона зубьев  $\beta_1$  ( $\beta_2$ ), промежуточные значения минут находят методом экстраполяции.

Т а б л и ц а 4

Значения углов наклона зубьев  $\beta_1$  ( $\beta_2$ )  
при различных значениях  $\text{tg } \beta_1$  ( $\beta_2$ )

Угол наклона зубьев $\beta_1$ ( $\beta_2$ )	минуты	0'	20'	40'
	градусы			
7		0,1228	0,1287	0,1346
8		0,1405	0,1465	0,1524
9		0,1584	0,1644	0,1703
10		0,1763	0,1823	0,1883
11		0,1944	0,2004	0,2065
12		0,2126	0,2186	0,2247

По образцу (см. рис. 7) на листе бумаге с помощью штангенциркуля определяют в показанных направлениях величины нормальных  $P_{n1}$  ( $P_{n2}$ ) и окружных  $P_{t1}$  ( $P_{t2}$ ) шагов с точностью до 0,5 мм и сравнивают значения шагов, полученные на листах бумаги, со значениями шагов, измеренных натурально между одноименными точками вершин зубьев.

Для дальнейших вычислений принимают средние значения шагов  $P_{n1}^{\text{ср}}$  ( $P_{n2}^{\text{ср}}$ ) и  $P_{t1}^{\text{ср}}$  ( $P_{t2}^{\text{ср}}$ ). Полученные значения шагов заносят в итоговую табл. 9 в графу «Измеренные».

**Числа зубьев шестерен и колес  $Z_1, Z_2$  и  $Z_3, Z_4$**  для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора определяются подсчетом в соответствии с рис. 6. Во избежание ошибок при подсчетах числа зубьев рекомендуется отмеченный мелом зуб считать последним.

Подсчитанные числа зубьев следует занести в итоговую табл. 9 в графу «Измеренные».

**Модули зубчатых зацеплений.** Модуль является основной геометрической характеристикой зубчатого зацепления и в лабораторной работе определяется для обеих передач редуктора.

В косозубой передаче различают два модуля: нормальный  $m_n$  – в плоскости, перпендикулярной линии зубьев, и окружной  $m_t$  – в торцевой плоскости.

В прямозубой передаче существует только нормальный модуль  $m$  (без индекса). Значения модулей в мм можно определить расчетным путем по следующим зависимостям:

➤ для быстроходной ступени редуктора

нормальный модуль  $m_{n1}^{cp} = \frac{P_{n1}^{cp}}{\pi},$

окружной модуль  $m_{t1}^{cp} = \frac{m_{n1}}{\cos\beta_1};$

➤ для тихоходной ступени редуктора

нормальный модуль  $m_{n2}^{cp} = \frac{P_{n2}^{cp}}{\pi},$

окружной модуль  $m_{t2}^{cp} = \frac{m_{n2}}{\cos\beta_2},$

где  $P_{n1}^{cp}$  и  $P_{n2}^{cp}$  – усредненные нормальные шаги в зацеплении быстроходной и тихоходной ступеней;

$\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы наклона зубьев быстроходной и тихоходной ступеней.

Значения  $\cos \beta_1$  и  $\cos \beta_2$  принимают из табл. 5.

Т а б л и ц а 5

Значения  $\cos \beta$  при различных углах наклона зубьев  $\beta$

Угол наклона зубьев $\beta$	минуты	0'	20'	40'
	градусы			
7		0,9925	0,9918	0,9911
8		0,9903	0,9894	0,9886
9		0,9877	0,9868	0,9858
10		0,9848	0,9838	0,9827
11		0,9816	0,9805	0,9793
12		0,9781	0,9769	0,9757
13		0,9744	0,9730	0,9717

Промежуточные значения  $\cos \beta$  находят методом экстраполяции.

Полученные расчетные значения нормальных и окружных модулей следует занести в итоговую таблицу в графу «Расчитанные». Затем надо определить *нормальные* модули быстроходной  $P_{n1}$  и тихоходной  $P_{n2}$  ступеней через *измеренные* высоты зубьев  $h_1$  и  $h_2$  – соответственно. Полные высоты  $h_1$  и  $h_2$  измеряются штангенциркулем с глубиномером

с точностью до 0,1 мм, величины измеренных модулей в мм определяются зависимостями:

➤ для быстроходной ступени  $m_{n1}^н = \frac{h_1}{2,25}$ ;

➤ для тихоходной ступени  $m_{n2}^н = \frac{h_2}{2,25}$ .

Полученные значения модулей занести в итоговую таблицу (см. табл. 9), в графу «Измеренные».

Затем по табл. 6 принять ближайšie к полученным усредненным расчетным значениям нормальных модулей  $m_{n1}^{cp}$  и  $m_{n2}^{cp}$  и измеренным значениям нормальных модулей  $m_{n1}^н$  и  $m_{n2}^н$  стандартные значения нормальных модулей  $m_{n1}$  и  $m_{n2}$ . Принятые для обеих передач стандартные значения нормальных модулей  $m_{n1}$  и  $m_{n2}$  в мм занести в итоговую таблицу в графу «Стандартные».

Т а б л и ц а 6

Стандартные значения нормальных модулей

Ряд	Значения нормального модуля $m_n$ , мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11

1-й ряд является предпочтительным.

**Высоты зубьев** шестерни и колеса одной ступени всегда одинаковые. Поэтому измерять приблизительные высоты зубьев удобнее и точнее на *колесах* каждой ступени. Полная высота зуба  $h$  есть сумма высот головки  $h_a$  и ножки  $h_f$  (см. рис. 4), т.е.  $h = h_a + h_f$ . С помощью штангенциркуля с глубиномером измерить приблизительную полную высоту зубьев быстроходной  $h_1$  и тихоходной  $h_2$  ступеней в мм с точностью до 0,1 мм. Затем определить высоты головок  $h_a$  и ножек  $h_f$  зубьев в мм с точностью до 0,1 мм по зависимостям:

- для быстроходной ступени:

$$h_{a1} = m_{n1}; \quad h_f = 1,25 m_{n1} \text{ с проверкой } h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2,25m_{n1};$$

- для тихоходной ступени:

$$h_{a2} = m_{n2}; \quad h_f = 1,25 m_{n2} \text{ с проверкой } h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 2,25m_{n2},$$

где  $m_{n1}$  и  $m_{n2}$  – нормальные стандартные модули.

Сравнить результаты измерений и вычислений и занести их в итоговую таблицу в графы «Измеренные» и «Рассчитанные» соответственно.

## Диаметры окружностей

При построении некорригированного эвольвентного зубчатого зацепления для шестерни и для колеса одной ступени определяют размеры трех концентрических окружностей, проведенных из центров вращения шестерни  $O_1$  и колеса  $O_2$ : делительной (начальной) окружности, окружности вступов и окружности впадин (см. рис.5). Основным размером окружностей – их диаметры.

**Диаметры делительных окружностей  $d_1, d_2, d_3, d_4$**  (см. рис.5) рассчитываются в мм с точностью до 0,1 мм после определения нормальных ( $m_{n1}$  и  $m_{n2}$ ) и расчетных окружных ( $m_{t1}$  и  $m_{t2}$ ) модулей, а также подсчета числа зубьев шестерен ( $Z_1$  и  $Z_3$ ) и колес ( $Z_2$  и  $Z_4$ ) обеих ступеней по следующим зависимостям:

- быстроходная ступень:

$$\text{для шестерни} \quad d_1 = \frac{m_{n1} \cdot Z_1}{\cos \beta_1} = m_{t1} \cdot Z_1,$$

$$\text{для колеса} \quad d_2 = \frac{m_{n1} \cdot Z_2}{\cos \beta_1} = m_{t1} \cdot Z_2;$$

- тихоходная ступень:

$$\text{для шестерни} \quad d_3 = \frac{m_{n2} \cdot Z_3}{\cos \beta_2} = m_{t2} \cdot Z_3,$$

$$\text{для колеса} \quad d_4 = \frac{m_{n2} \cdot Z_4}{\cos \beta_2} = m_{t2} \cdot Z_4.$$

Полученные результаты указываются на рис.5 и заносят в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные».

**Диаметры окружностей выступов  $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$**  (см. рис. 5) измеряют в мм для шестерен и колес на разобранном редукторе с помощью штангенциркуля и кронциркуля с точностью до 0,1 мм и заносят в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

Затем эти диаметры рассчитывают по зависимостям:

- быстроходная ступень:

$$\text{для шестерни} \quad d_{a1} = d_1 + 2m_{n1},$$

$$\text{для колеса} \quad d_{a2} = d_2 + 2m_{n1};$$

- тихоходная ступень:

$$\text{для шестерни} \quad d_{a3} = d_3 + 2m_{n2},$$

$$\text{для колеса} \quad d_{a4} = d_4 + 2m_{n2}.$$

Полученные результаты указывают на рис. 5 и заносят в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные».

**Диаметры окружностей впадин  $d_{f1}$ ,  $d_{f2}$ ,  $d_{f3}$ ,  $d_{f4}$**  (см. рис. 5) измеряют в мм для шестерен и колес на разобранном редукторе с помощью штангенциркуля и кронциркуля с точностью до 0,1 мм и заносят в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

Затем эти диаметры рассчитывают по зависимостям:

- быстроходная ступень:

$$\text{для шестерни} \quad d_{f1} = d_1 - 2,5m_{n1},$$

$$\text{для колеса} \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_{n1};$$

- тихоходная ступень:

$$\text{для шестерни} \quad d_{f3} = d_3 - 2,5m_{n2},$$

$$\text{для колеса} \quad d_{f4} = d_4 - 2,5m_{n2}.$$

Полученные результаты указывают на рис. 5, заносят в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные».

**Межосевые расстояния  $a_{\omega1}$ ,  $a_{\omega2}$**  (см. рис. 6) определяют замерами на *собранном редукторе* между осями вращения валов быстроходной  $a_{\omega1}$  и тихоходной  $a_{\omega2}$  ступеней штангенциркулем с точностью до 0,1 мм. Результаты заносят в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

Затем эти расстояния рассчитывают для быстроходной и тихоходной ступеней по зависимостям:

$$a_{\omega1} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,5(Z_1 + Z_2) \cdot m_{n1}}{2 \cos \beta_2} = 0,5(Z_1 + Z_2) \cdot m_{t1};$$

$$a_{\omega2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{0,5(Z_3 + Z_4) \cdot m_{n2}}{2 \cos \beta_2} = 0,5(Z_3 + Z_4) \cdot m_{t2}.$$

Полученные результаты заносят в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные». После замеров и вычислений из табл. 7 принимают ближайšie стандартные значения  $a_{\omega1}$  и  $a_{\omega2}$  и заносят их в итоговую таблицу в графу «Стандартные».

Таблица 7

Стандартные значения межосевых расстояний  
цилиндрических передач редукторов, мм

Ряд	Значения межосевых расстояний $a_{\omega}$ , мм
1-й	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250
2-й	140; 180; 225; 280; 355

**Передаточные числа** быстроходной ( $U_B$ ) и тихоходной ( $U_T$ ) ступеней редуктора (частные передаточные числа) определяются расчетным путем в соответствии с рис. 6 по следующим соотношениям:

$$U_B = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1}; \quad U_T = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{d_4}{d_3},$$

где  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$  – числа зубьев шестерен и колес быстроходной и тихоходной ступеней (см. рис. 6);

$d_1, d_2, d_3, d_4$  – диаметры делительных окружностей шестерен и колес быстроходной и тихоходной ступеней (см. рис. 6).

Полученные значения заносят в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные».

По табл. 8 выбирают ближайшие номинальные значения передаточных чисел  $U_B$  и  $U_T$  по ГОСТ 2185–66 и заносят их в итоговую таблицу в графу «Стандартные».

Т а б л и ц а 8

Номинальные передаточные числа зубчатых передач редукторов  
(ГОСТ 2185–66)

Ряд	Значения номинальных передаточных чисел
1-й	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10
2-й	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0

Т а б л и ц а 9

Итоговая таблица результатов

№ п/п	Параметры размерность	Обозначение	Результаты		
			Измер.	Расчит.	Стандарт.
1	2	3	4	5	6
1	<b>Шаг зацепления, мм:</b> – нормальной быстроходной ступени – окружной быстроходной ступени – нормальной тихоходной ступени – окружной тихоходной ступени	$P_{n1}$ $P_{t1}$ $P_{n2}$ $P_{t2}$			
2	<b>Угол наклона зубьев, град, мин:</b> – быстроходной ступени – тихоходной ступени	$\beta_1$ $\beta_2$			



Продолжение табл.9

1	2	3	4	5	6
3	<b>Число зубьев, шт.:</b> – шестерни быстроходной ступени – колеса быстроходной ступени – шестерни тихоходной ступени – колеса тихоходной ступени	$Z_1$ $Z_2$ $Z_3$ $Z_4$			
4	<b>Модуль зубчатого зацепления, мм:</b> – нормальной быстроходной ступени – окружной быстроходной ступени – нормальной тихоходной ступени – окружной тихоходной ступени	$m_{n1}$ $m_{t1}$ $m_{n2}$ $m_{t2}$			
5	<b>Высота зубьев, мм:</b> – полная быстроходной ступени – головки быстроходной ступени – ножки быстроходной ступени – полная тихоходной ступени – головки тихоходной ступени – ножки тихоходной ступени	$h_1$ $h_{a1}$ $h_{f1}$ $h_2$ $h_{a2}$ $h_{f2}$			
6	<b>Диаметр окружной, мм,</b> <b>делительной быстроходной ступени:</b> – шестерни – колеса <b>делительной тихоходной ступени:</b> – шестерни – колеса <b>выступов быстроходной ступени:</b> – шестерни – колеса <b>выступов тихоходной ступени:</b> – шестерни – колеса <b>впадин быстроходной ступени:</b> – шестерни – колеса <b>впадин тихоходной ступени:</b> – шестерни – колеса	$d_1$ $d_2$ $d_3$ $d_4$ $d_{a1}$ $d_{a2}$ $d_{a3}$ $d_{a4}$ $d_{f1}$ $d_{f2}$ $d_{f3}$ $d_{f4}$			

Окончание табл. 9

1	2	3	4	5	6
7	<b>Межосевое расстояние, мм:</b> – быстроходной ступени – тихоходной ступени	$a_{\omega 1}$ $a_{\omega 2}$			
8	<b>Передаточное число:</b> – быстроходной ступени – тихоходной ступени	$U_B$ $U_T$			

### Содержание отчета

Отчет должен быть оформлен в соответствии с общими требованиями к отчетам по лабораторным работам. Кроме того, в отчете должны быть:

1. Схема эвольвентного зацепления быстроходной и тихоходной ступеней редуктора, выполненная в масштабе 1:1 или 2:1, с указанием основных параметров зацепления и их значений по образцу, приведенному на рис. 5.

2. Кинематическая схема двухступенчатого редуктора с указанием основных параметров и их значений по образцу, представленному на рис. 6.

3. Расчетная часть с определением расчетных параметров и их значений.

4. Итоговая таблица результатов, оформленная по образцу итоговой табл. 9.

### Контрольные вопросы

1. Какие параметры зубчатого зацепления определялись в лабораторной работе?

2. Что такое модуль зацепления, как и для чего он определяется и что показывает?

3. Как определяются нормальные и окружные шаги и модули косозубого эвольвентного зацепления?

## Лабораторная работа № 4

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА

**Цель работы** – научиться определять экспериментальным и расчетным путем основные геометрические и кинематические параметры червячных передач, являющихся основой конструкции червячных цилиндрических редукторов.

#### Содержание работы

1. Ознакомиться с принципом действия и конструктивными особенностями червячных передач и редукторов на их основе.
2. Изобразить схему червячной цилиндрической передачи с указанием на ней полученных при выполнении лабораторной работы значений основных параметров (по образцу, приведенному на рис. 11).
3. Определить замерами и расчетами основные параметры червячной передачи.
4. Результаты измерений и расчетов занести в итоговую таблицу (по образцу табл. 10).
5. Оформить отчет и ответить (устно) на контрольные вопросы.

Лабораторное оборудование и инструменты:

1. Червячные редукторы различных типоразмеров – 2 шт. (один редуктор на бригаду, по указанию преподавателя).
2. Штангенциркуль с нутро- и глубиномером (типа «колумбус») – 2 шт.
3. Линейка длиной 300 мм – 2 шт.
4. Кронциркуль – 2 шт.

#### Основные правила техники безопасности

При разборке редукторов и замерах их параметров круглые детали (валы, червячные колеса, подшипники, крышки) необходимо устанавливать на поверхности рабочего стола так, чтобы исключить их самопроизвольное скатывание и падение.

## Общие сведения о червячных редукторах

При выполнении лабораторной работы студенты знакомятся с устройством и принципом действия червячных редукторов, на которые распространяется ГОСТ 27701–88 «Редукторы червячные цилиндрические». В соответствии с этим стандартом червячные редукторы бывают одноступенчатые с межосевым расстоянием  $a_{\omega}$  и двухступенчатые с  $a_{\omega_1}$  и  $a_{\omega_2}$ :

– для одноступенчатых в диапазоне  $a_{\omega} = 40...500$  мм;

– для двухступенчатых для входной (быстроходной) ступени в диапазоне  $a_{\omega_1} = 40...250$  мм;

– для выходной (тихоходной) ступени в диапазоне  $a_{\omega_2} = 63...500$  мм.

Номинальные значения передаточных чисел редукторов  $U_{ред}$  должны приниматься по ГОСТ 2144–76 [6]:

– для одноступенчатых в диапазоне  $U_{ред} = 5...100$ ;

– для двухступенчатых в диапазоне  $U_{ред} = 80...4000$ .

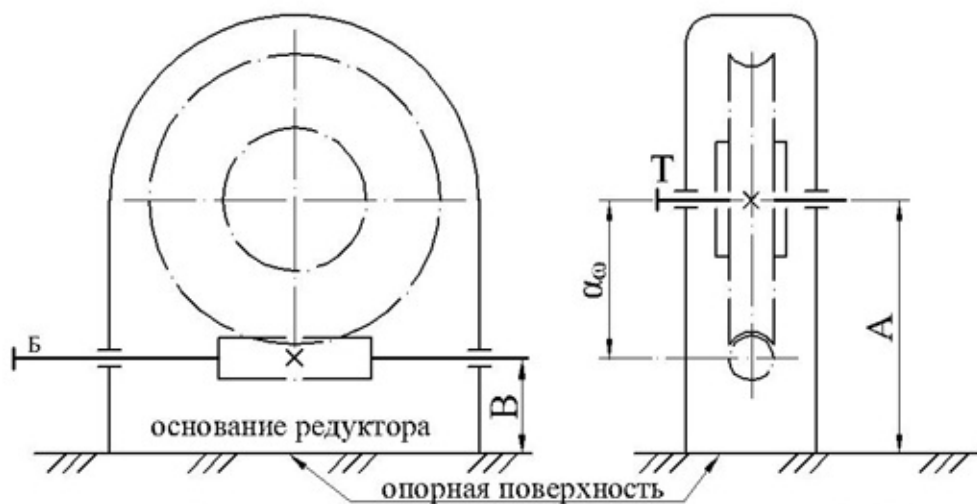
Частота вращения входного вала редуктора (вала червяка) не должна превышать  $1800 \text{ мин}^{-1}$ .

Червячные редукторы применяются в строительных и подъемно-транспортных машинах, станках, автомобилях и других машинах и механизмах для передачи вращательного движения между валами с перекрещивающимися осями. Передаваемые мощности обычно в диапазоне  $0,5...50$  кВт для вращающих моментов до  $5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

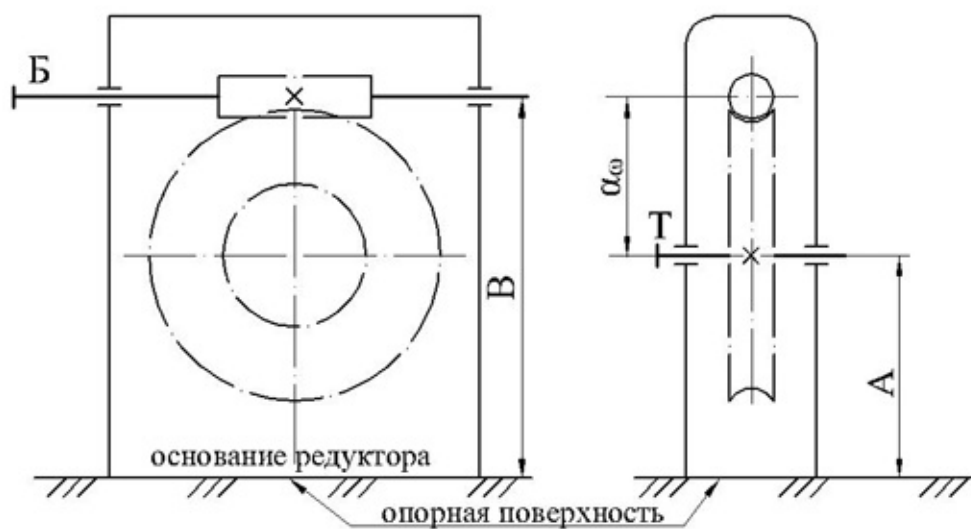
Основу конструкции редуктора составляет червячная передача, детали которой устанавливаются в разъемном или неразъемном, герметичном корпусе, являющемся резервуаром для жидкой смазки. Быстроходный вал (Б) (рис. 8) изготавливается заодно с червяком, червячное колесо устанавливается на тихоходном валу (Т) и закрепляется на нем с помощью разъемных соединений. Валы вращаются в подшипниках качения (шариковые, роликовые). Иногда медленно вращающиеся валы червячных колес устанавливаются в подшипниках скольжения.

В зависимости от взаимного расположения червяка и колеса, при котором обеспечиваются оптимальные условия смазки подшипников, одноступенчатые редукторы бывают следующих типов (см. рис. 8):

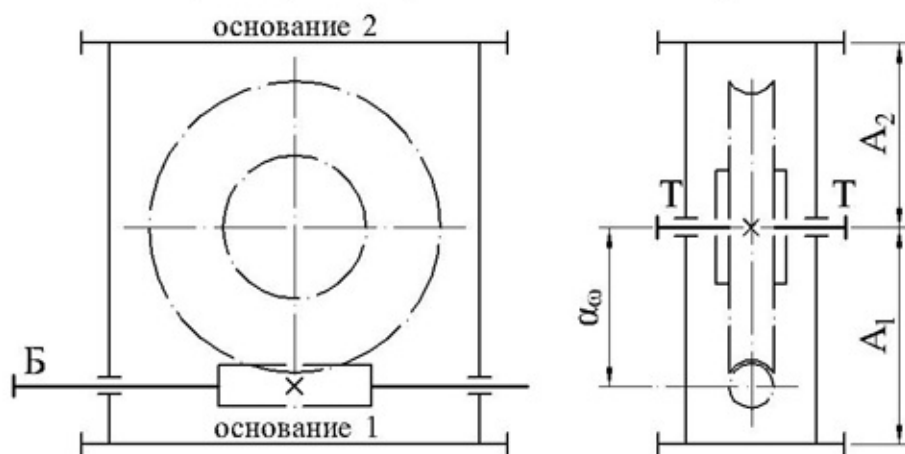
- РЧП – редуктор червячный с червяком, расположенным *под* колесом (нижнее расположение, рис. 8,а). Применяются при окружных скоростях червяка до  $5 \text{ м/с}$ , что обеспечивает лучшие условия для смазки при значительных затратах энергии на разбрызгивание масла;



а) с нижним расположением червяка - РЧП



б) с верхним расположением червяка - РЧН



в) с различным расположением червяка - РЧУ

Рис. 8. Принципиальные схемы червячных редукторов

- РЧН – редуктор червячный с червяком, расположенным *над* колесом (верхнее расположение, рис. 8,б). Используется при окружных скоростях червяка, больших 5 м/с. Такое расположение снижает потери энергии на разбрызгивание масла;

- РЧУ – редуктор червячный универсальный, у которого в корпусе есть два противоположных одинаковых основания с отверстиями для крепления редуктора (рис. 8,в), что позволяет по экономическим и конструктивным соображениям устанавливать такие редукторы в приводах машин в нужное положение с верхним либо с нижним расположением червяка. Вал червячного колеса (тихоходный вал – Т) может выходить как в одну, так и в обе стороны редуктора. Расстояния  $A_1$  и  $A_2$  (рис. 8,в) могут быть одинаковыми или различными, в зависимости от использования.

Значительно реже применяются редукторы с боковым расположением червяка относительно колеса, когда ось червяка находится либо в горизонтальной (рис. 9,а), либо в вертикальной (рис. 9,б) плоскости.

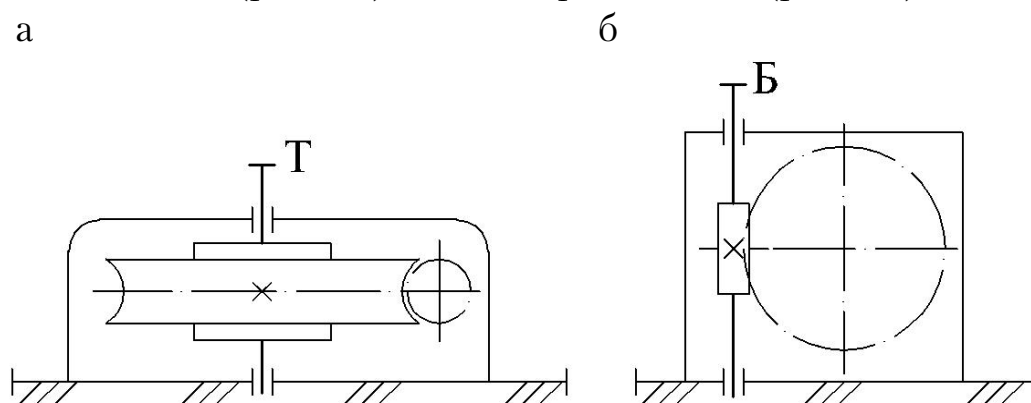


Рис. 9. Редукторы с боковым расположением червяка  
 а – с колесом в горизонтальной плоскости;  
 б – с колесом в вертикальной плоскости

В марке редуктора цифрами указывается межосевое расстояние в миллиметрах. Например: РЧН-80 – редуктор червячный с червяком *над* колесом с межосевым расстоянием  $a_{\omega} = 80$  мм. Кроме этих надписей на металлической табличке, закрепленной на корпусе редуктора, указывается номинальное передаточное число редуктора –  $U_{ред}$ .

Червячные редукторы по сравнению с зубчатыми редукторами обладают рядом достоинств и недостатков, а именно:

*основные достоинства:* бесшумность и плавность в работе, большие передаточные числа в одной ступени ( $U_{ред} = 5...100$ ) при относительно малых габаритах;

*основные недостатки:* низкий КПД, необходимость применения дорогих антифрикционных материалов (бронзовых сплавов для зубьев колеса и легированных сталей для червяка), значительный нагрев деталей червячной передачи и корпуса при продолжительной работе и высоких скоростях, повышенные требования к качеству конструкции и монтажа подшипниковых узлов. Все эти недостатки объясняются большими силами трения в зоне зацепления червячной пары и высокими осевыми усилиями в валах червяка и червячного колеса.

Многие червячные редукторы при определенных условиях обладают *свойством самоторможения*, когда усилия вращения могут передаваться только в одном направлении – от червяка к колесу и не могут передаваться в обратном направлении – от колеса к червяку (из-за высоких сил трения при обратном вращении). Это свойство часто используется в грузоподъемных устройствах, когда червячный редуктор выполняет роль автоматического стопорного устройства для предотвращения обратного вращения вала червячного колеса, на котором установлен канатный барабан, с самопроизвольным опусканием (падением) поднятого груза при отключении или поломке тормозов.

### Основные параметры червячных передач

Устанавливаются ГОСТ 2144–76 [6] и распространяются на ортогональные и цилиндрические червячные передачи для редукторов, в том числе и комбинированных, выполняемых в виде самостоятельных агрегатов.

Основу конструкции червячного редуктора составляет *червячная передача*, которая позволяет передавать вращательное движение между валами с перекрещивающимися осями, расположенными относительно друг друга чаще всего под углом 90°.

Червячная передача состоит из червяка, то есть винта с трапецеидальной или близкой к ней нарезкой, и червячного колеса – зубчатого колеса с косыми зубьями особой формы. Обычно червяк является ведущим органом, и его параметрам присваивают индекс «1». Червячное колесо – ведомый орган, и его параметрам присваивается индекс «2». Движение в червячной передаче осуществляется по принципу винтовой пары, где, условно говоря, червяк является винтом, а червячное колесо – гайкой.

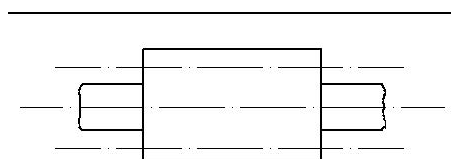
Червячная передача (и ее основные элементы) характеризуется группами основных геометрических, кинематических и энергетических параметров.

Основные геометрические параметры (размеры) определяются в мм отдельно для червяка, для червячного колеса и для всей передачи в сборе.

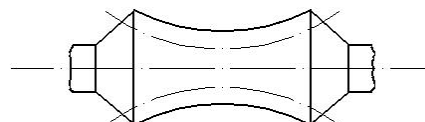
*Основные параметры червяка.* Червяки различаются по следующим признакам:

➤ **форма поверхности, на которой образуется резьба:**

- цилиндрическая



- глобоидная



Наиболее распространены цилиндрические червяки, которые согласно ГОСТ 18498–89 делятся по форме профиля витка в осевом сечении на червяки с:

- *прямолинейным профилем – архимедов червяк (ZH);*
- *криволинейным профилем – эвольвентный червяк (Z1).*

**Осевой шаг  $P_x$**  определяется в осевом направлении в плоскости, проходящей через ось вращения червяка (см. рис. 10 и 11), и равен кратчайшему расстоянию между одноименными точками двух соседних витков.

**Ход витков червяка  $S$**  зависит от числа заходов червяка и определяется в осевом направлении (см. рис. 9). У однозаходного червяка ход  $S$  равен шагу  $P_x$  – (а), у двухзаходного  $S = 2P_x$  – (б), у четырехзаходного  $S = 4P_x$  – (в).

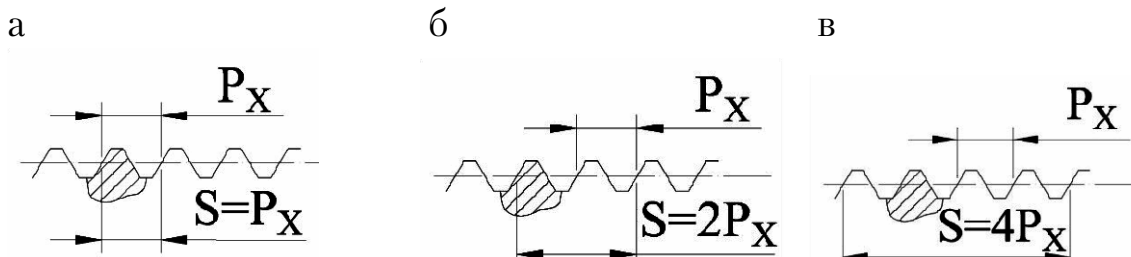


Рис. 10. К определению хода витков червяка



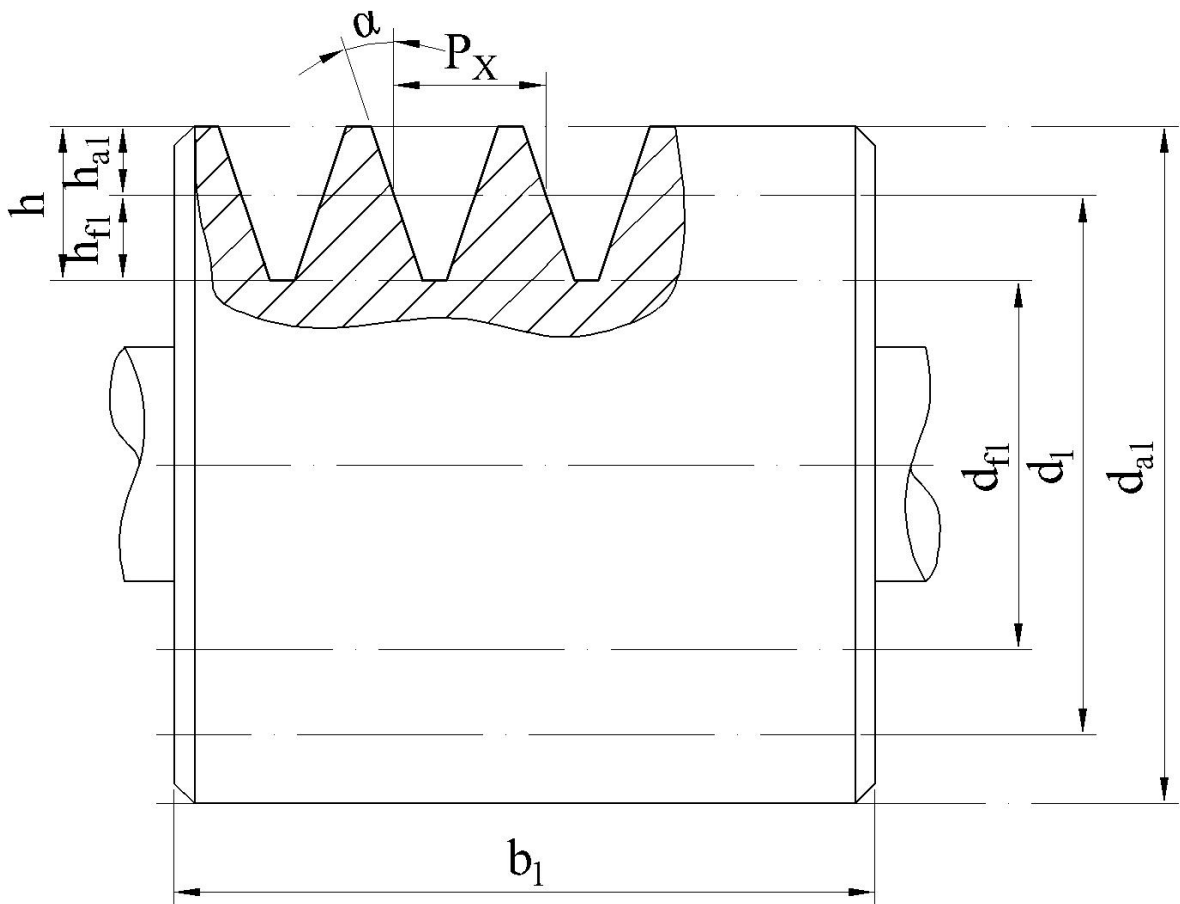


Рис. 11. Основные размеры цилиндрического червяка

**Число заходов (витков) червяка ( $Z_1$ )** соответствует началу винтовых линий на теле червяка, и *каждый заход* хорошо виден с *торца червяка*. Число заходов резца в тело заготовки при нарезании на токарном станке винтовых линий равно 1, 2 или 4, когда винтовые линии начинаются через  $360^\circ$ ,  $180^\circ$  или  $90^\circ$  соответственно. Такие червяки называются одно-, двух- или четырехзаходными.

**Количество оборотов  $K$  каждой** винтовой линии на длине *нарезанной* части червяка равно отношению

$$K = \frac{b_1}{S},$$

где  $b_1$  – длина нарезанной части червяка, мм (см. рис. 11);

$S$  – ход витков червяка, мм (см. рис. 10).

**Высота витка  $h$**  (см. рис. 11) определяется в мм как сумма высот головки  $h_{a1}$  и ножки  $h_{f1}$ , которые соответственно равны:  $h_{a1} = m$ ,  $h_{f1} = 1,2m$ , т.е.

$$h = h_{a1} + h_{f1} = m + 1,2m = 2,2m,$$

где  $m$  – модуль, мм.

Приблизительно высоту *витка*  $h$  можно определить как полуразность наружного  $d_{a1}$  и внутреннего  $d_{f1}$  диаметров червяка, измерив их штангенциркулем с точностью до 0,1 мм, т.е.

$$h \sim \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2}.$$

**Осовой модуль**  $m_x$  является основной геометрической характеристикой, через которую определяются все основные размеры червяка и червячного колеса.

Значения модуля в мм вычисляются по одной из следующих зависимостей:

$$m_x = \frac{P_x}{\pi} = \frac{d_1}{q} = \frac{h}{2,2}, \quad (4)$$

где  $P_x$  – осевой шаг червяка, мм (см. рис. 11);

$d_1$  – делительный диаметр, мм (см. рис. 11);

$q$  – коэффициент диаметра червяка;

$h$  – высота витка червяка,  $h = h_{a1} + h_{f1}$ , мм (см. рис. 11);

$\pi = 3,14$  – отношение длины делительной окружности к ее диаметру.

Значения *модуля*  $m_x$  стандартизованы по ГОСТ 2144–76, мм, в среднем размерном диапазоне:

1-й ряд – 2; 2,5; 3,15; 4; 6,3; 8; 10;

2-й ряд (дополнительно) – 3; 3,5; 6; 7; 12.

Значения *коэффициента диаметра червяка*  $q$  стандартизованы по ГОСТ 2144–76 в среднем размерном диапазоне:

1-й ряд – 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

2-й ряд (дополнительно) – 9; 14; 18; 22.

### Диаметры червяка

**Делительный диаметр**  $d_1$  окружности, которая (см. рис. 11) делит виток по высоте на головку  $h_{a1}$  и ножку  $h_{f1}$  в пропорции 1:1,2, определяется в мм по зависимости

$$d_1 = m_x \times q.$$

**Внутренний диаметр**  $d_{f1}$  (см. рис. 11) определяется по зависимости

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m_x$$

**Наружный диаметр**  $d_1$  (см. рис. 110) вычисляется по зависимости

$$d_1 = d_1 + 2m_x.$$

Длина нарезанной части  $b_1$  в мм (см. рис. 11) рассчитывается для одно- и двухзаходных червяков по зависимости

$$b_1 = \left(11 + \frac{Z_2}{16}\right) m_x,$$

где  $Z_2$  – число зубьев колеса;

$m_x$  – осевой модуль червяка, мм

Основные геометрические параметры червячного колеса показаны на рис. 12.

- **Окружной модуль** зубьев червячного колеса  $m_t$  такой же, как и осевой модуль витков червяка  $m_x$  (т.е.  $m_t = m_x = m$ ); поэтому в дальнейших расчетах принимаем модуль червячной передачи  $m$  из стандартного ряда модулей.

- **Диаметры червячного колеса:**

- делительный –  $d_2 = m \times Z_2$ , где  $Z_2$  – число зубьев колеса;

- диаметр выступов зубьев в средней части колеса –  $d_{a2} = d_2 + 2m$ ;

- диаметр впадин зубьев в средней части колеса –  $d_{f2} = d_2 - 2,4m$ ;

- **Ширина венца червячного колеса** ( $b_1 \leq 0,75 d_{a1}$ ).

Основные параметры червячной передачи в сборе (см. рис. 12).

- **Геометрические:**

$C$  – коэффициент радиального зазора, в передачах без смещений  $C = 0,2m$ ;

$a_\omega$  – межосевое расстояние,

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5m(q + Z_2). \quad (5)$$

Значения межосевых расстояний  $a_\omega$  в мм регламентированы ГОСТ 2144–76, и при расчетах их следует округлять до стандартных значений из 1-го (предпочтительно) или 2-го ряда:

1-й ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200;

2-й ряд: 45; 56; 71; 90; 112; 140; 180; 224.

- **Кинематические:**

$U$  – передаточное число, определяется из условия, что за каждый оборот червяка колесо повернется на количество зубьев, равное числу заходов (витков) червяка, по следующим зависимостям:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (6)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения червяка и колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$Z_1$  и  $Z_2$  – число заходов червяка и число зубьев колеса.

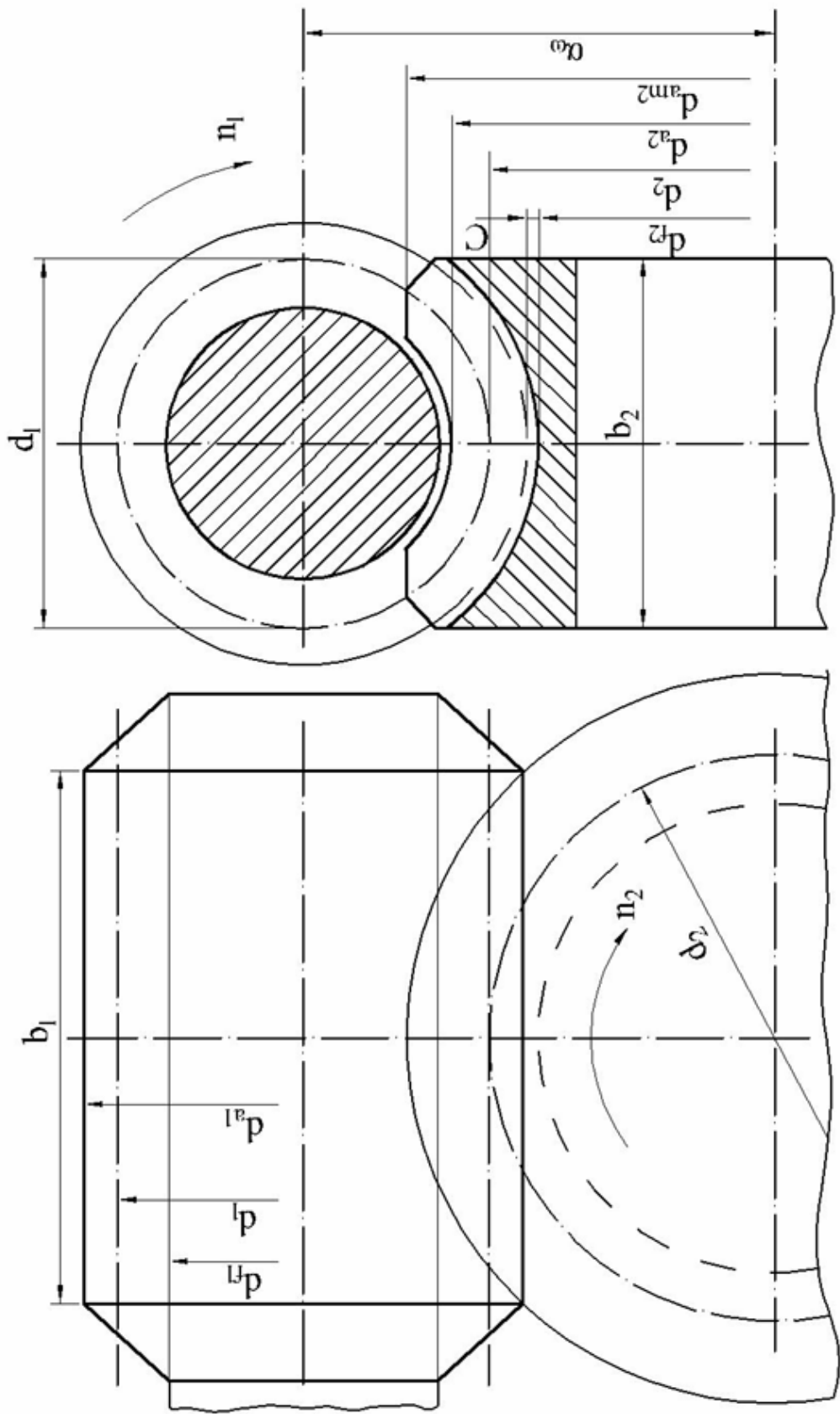


Рис. 12. Основные геометрические параметры червячной передачи

Номинальные значения передаточных чисел по ГОСТ 2144–76 должны соответствовать указанным ниже значениям:

1-й ряд (предпочтительный): 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;  
2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

### Методика определения основных параметров червячной передачи редуктора

При выполнении лабораторной работы студенты на червячном редукторе определенного типоразмера (см. рис. 8) вначале находят основные геометрические и кинематические параметры отдельно (в разобранном виде) у червяка и червячного колеса, а затем и червячной передачи в сборе (на собранном редукторе). Параметры либо измеряются с помощью измерительных инструментов (штангенциркуль, кронциркуль, линейка), либо вычисляются по формулам и зависимостям, приведенным в предыдущих разделах. Соответствующие результаты заносятся в итоговую таблицу в графы «Измеренные», «Расчетные», «Стандартные».

#### Параметры червяка

Основные параметры показаны на рис. 11 и рис. 12.

**Осевой шаг  $P_x$**  измеряется в осевом направлении штангенциркулем с точностью до 0,1 мм. Для большей точности сначала находится суммарное расстояние 5-ти шагов, а затем результат делится на 5, получается сравнительно точное значение  $P_x$ , которое заносится в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

**Ход витков  $S$**  измеряется штангенциркулем, как показано на рис. 10, с точностью до 0,1 мм. Результат заносится в итоговую таблицу по образцу табл. 10 в графу «Измеренные».

**Число заходов (витков)  $Z_1$**  соответствует началу винтовых линий на теле червяка. В лаборатории у червячных редукторов только одно- и двухзаходные червяки. Результат занести в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

**Количество оборотов одного витка  $K$**  определяют подсчетом, сколько раз *одна* винтовая линия сделает полный оборот вокруг оси

червяка. Затем (после измерения длины нарезанной части  $b_1$ ) находят количество оборотов по зависимости  $K = \frac{b_1}{S}$ .

Результаты заносят в итоговую таблицу в соответствующие графы «Измеренные» и «Расчитанные».

**Высота витка  $h$**  измеряется штангенциркулем с глубиномером с точностью до 0,1 мм, проверяется как полуразность между наружным  $d_{a1}$  и внутренним  $d_{f1}$  диаметрами, измеренными штангенциркулем с точностью до 0,1 мм, т.е.

$$h = \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2}, \text{ мм.}$$

После определения модуля  $m$  уточняется высота витков  $h$  как сумма высот головки  $h_{a1}$  и ножки  $h_{f1}$ . Полученные результаты заносятся в итоговую таблицу соответственно в графы «Измеренные» и «Расчитанные».

**Осевой модуль  $m_x$**  определяют по зависимости (4), затем его расчетное значение округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144–76 из 1-го или 2-го ряда и принимают как основную расчетную геометрическую характеристику  $m$ , через которую впоследствии будут определять остальные геометрические и кинематические параметры передачи. Значения модуля заносятся в итоговую таблицу в графы «Расчитанные» и «Стандартные».

Диаметры червяка показаны на рис. 11 и 12.

• **Делительный диаметр  $d_1$**  рассчитывается по формуле, полученной из соотношений (4):

$$d_1 = m \times q,$$

где  $m$  – стандартный модуль червячной передачи, мм;

$q$  – коэффициент диаметра червяка, который ориентировочно выбирают из стандартного ряда по ГОСТ 2144–76 так, чтобы значения модуля  $m$  получились близкими к двум другим в зависимостях.

Полученный результат  $d_1$  следует занести в итоговую таблицу в графу «Расчитанные».

• **Внутренний диаметр витков  $d_{f1}$**  определяется из соотношения  $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ . Затем внутренний диаметр витков червяка  $d_{f1}$  измеряется штангенциркулем (или кронциркулем), и результаты вычислений и измерений сравниваются. Если разница более 4 %, принимают

другое значение  $q$ , пересчитывают  $d_1$  и добиваются близких расчетных и измеренных значений диаметров, после чего полученные значения заносят в итоговую таблицу в соответствующие графы «Измеренные» и «Рассчитанные».

- **Наружный диаметр  $d_{a1}$**  вычисляют из соотношения  $d_{a1} = d_1 + 2m$ , затем измеряют штангенциркулем на червяке его фактический наружный диаметр, при необходимости корректируют  $q$ , как в предыдущем случае, добиваясь близких расчетных и измеренных значений, после чего результаты заносят в соответствующие графы итоговой таблицы.

- **Длину нарезанной части  $b_1$**  определяют согласно зависимости  $b_1 = (11 + \frac{Z_2}{16}) m_x$  после подсчета количества зубьев колеса  $Z_2$ . Затем штангенциркулем измеряют длину нарезанной части червяка  $b_1$  (см. рис. 11 или рис. 12), результаты заносят в итоговую таблицу в соответствующие графы.

### Параметры колеса

Основные параметры показаны на рис. 12.

- **Наружный диаметр** в средней части колеса  $d_{a2}$  (средний диаметр вершин зубьев колеса) измеряется штангенциркулем или кронциркулем в мм с точностью до 0,1 мм на разобранном редукторе и заносится в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

- **Делительный диаметр  $d_2$**  рассчитывается в мм по зависимости  $d_2 = d_{a2} - 2m$  и заносится в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные».

- **Высота зубьев** в средней части колеса  $h_2$  измеряется глубиномером с точностью до 0,1 мм и заносится в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

- **Внутренний диаметр** в средней части колеса  $d_{f2}$  (средний диаметр впадин зубьев колеса) вычисляется как разность  $d_{f2} = d_{a2} - 2h_2$  и заносится в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

- **Ширина венца червячного колеса  $b_2$**  измеряется штангенциркулем с точностью до 0,1 мм и заносится в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

- **Число зубьев  $Z_2$**  определяется подсчетом и заносится в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

Затем выполняется проверка измеренных параметров по формулам:

- расчетный делительный диаметр

$$d_2 = m \times Z_2;$$

- расчетная высота головки и ножки зубьев

$$h_{f2} = 1,2m; h_{a2} = m;$$

- расчетная полная высота зубьев

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = m + 1,2m = 2,2m;$$

- расчетный наружный диаметр зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = d_2 + 2m;$$

- расчетный внутренний диаметр зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2,4m;$$

- расчетная ширина венца  $b_2$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}.$$

Полученные значения параметров заносятся в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные».

#### Параметры червячной передачи в сборе (см. рис. 12)

- **Межосевое расстояние  $a_{\omega}$**  (см. рис. 12) измеряется *на собранном редукторе* линейкой с точностью до 0,5 мм и определяется как разность расстояний от общего основания редуктора (опорной поверхности стола) до осей быстроходного (Б) и тихоходного (Т) валов. Для редуктора с нижним расположением червяка (см. рис. 8,а)  $a_{\omega} = A - B$ , для редуктора с верхним расположением червяка (см. рис. 8,б)  $a_{\omega} = B - A$ . Полученные значения  $a_{\omega}$  заносятся в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

Проверяем расчетом значение межосевого расстояния  $a_{\omega}$  по формуле

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5m(q + Z_2).$$

Полученное значение заносим в итоговую таблицу в графу «Рассчитанные».



Определить по ГОСТ 2144–76 ближайшее номинальное значение  $a_\omega$  (см. формулу (5)) и занести его в итоговую таблицу в графу «Стандартные».

• **Передаточное число** – основной кинематический параметр – показывает, *во сколько раз* в передаче изменяются *выходные* кинематические и энергетические параметры по сравнению с этими параметрами *на входе*. В традиционной червячной передаче – червячном редукторе – основные кинематические параметры: частота вращения ( $n$ ), угловая ( $\omega$ ) и окружная ( $v$ ) скорости в направлении передачи механической энергии (от червяка к колесу) – *уменьшаются*, а основные энергетические параметры (усилия  $F$  и вращающие моменты  $T$ ) *увеличиваются*.

Значение передаточного числа  $U$  можно определить по одной из следующих зависимостей :

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta},$$

где  $n_1$  – частота вращения вала червяка, мин<sup>-1</sup>;  
 $n_2$  – частота вращения вала колеса, мин<sup>-1</sup>;  
 $Z_1$  – число заходов (витков) червяка, шт.;  
 $Z_2$  – число зубьев червячного колеса, шт.;  
 $T_1$  – вращающий момент на валу червяка, Н·м;  
 $T_2$  – вращающий момент на валу колеса, Н·м;  
 $\eta$  – КПД передачи.

Определить расчетом значение передаточного числа  $U$  и занести его в итоговую таблицу в графу «Расчитанные».

Затем *на собранном редукторе* (передаче в сборе) определить передаточное число  $U$  **кинематическим** способом следующим образом: вращая вручную вал червяка, подсчитать с точностью до 0,5 оборота количество оборотов червяка  $n_1$ , которое он сделает за *один* оборот колеса ( $n_2 = 1$ ), т.е.

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_1}{1}.$$

Сравнить полученное значение  $U$  с ранее определенным по зависимости  $U = \frac{Z_2}{Z_1}$  и занести его в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

Определить по ГОСТ 2144–76 ближайшее номинальное значение передаточного числа  $U_{ном}$  (см. зависимость (6)) и занести его в итоговую таблицу в графу «Стандартные».

### Содержание отчета

Отчет должен быть оформлен в соответствии с общими требованиями к отчетам по всем лабораторным работам. Кроме того, в отчете по лабораторной работе №4 должны быть представлены:

- Схема червячной передачи, выполненная от руки, с указанием на ней рассчитанных значений основных параметров (по образцу рис. 12).
- Расчетная часть, оформленная в соответствии с требованиями.
- Итоговая таблица результатов (по образцу табл. 10).

Т а б л и ц а 1 0

Итоговая таблица результатов

№ п/п	Параметры и их размерность	Обозначение по ГОСТу	Результаты		
			Измеренные	Рассчитанные	Стандартные
1	2	3	4	5	6
<b>Червяк</b>					
1	Осевой шаг, мм	$P_x$			
2	Ход витков, мм	$S$			
3	Кол-во оборотов одного витка	$K$			
4	Высота витка, мм	$h$			
5	Осевой модуль, мм	$m$			
6	Делительный диаметр, мм	$d_1$			
7	Внутренний диаметр, мм	$d_{f1}$			
8	Наружный диаметр, мм	$d_1$			
9	Длина нарезанной части, мм	$b_1$			
<b>Червячное колесо</b>					
10	Наружный диаметр, мм	$d_2$			
11	Делительный диаметр, мм	$d_2$			
12	Высота зубьев, мм	$h$			

Окончание табл. 10

1	2	3	4	5	6
13	Внутренний диаметр зубьев, мм	$d_{f2}$			
14	Ширина венца, мм	$b_2$			
15	Число зубьев, шт.	$Z_2$			
16	Модуль, мм	$m$			
<b>Червячная передача в сборе</b>					
17	Межосевое расстояние, мм	$a_w$			
18	Передаточное число	$U$			
19	Модуль передачи	$m$			

### Контрольные вопросы

1. Какие бывают и из каких элементов конструкции состоят червячные редукторы?
2. Укажите достоинства и недостатки червячной передачи.
3. Что показывает и как определяется передаточное число червячной передачи?

## Лабораторная работа № 5

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ (МКП)

**Цель работы** – приобретение практических навыков в определении кинематических параметров сложных зубчатых механизмов.

### Содержание работы

1. Изучить устройство и принцип действия многоступенчатой коробки передач.

2. Составить кинематическую схему коробки передач по образцу, приведенному на рис. 13, и указать на схеме значения полученных в ходе выполнения работы параметров коробки.

3. Определить основные кинематические параметры коробки передач различными способами.

4. Результаты измерений и расчетов занести в табл.11 и в итоговую табл.12.

5. Оформить отчет по установленной форме и ответить (устно) на 3 контрольных вопроса.

Оборудование и инструмент:

1. Многоступенчатая коробка передач без корпуса и механизма переключения от самоходной гусеничной военной техники.

2. Секундомер

### Основные правила техники безопасности

1. Перед проворачиванием зубчатых колес и валов необходимо убедиться в отсутствии посторонних предметов между зубьями колес и муфт.

2. Перед проворачиваем ведущего вала нельзя включать одновременно две передачи.

### Устройство и принцип действия коробки передач

Многоступенчатые коробки передач (МКП) применяются в легковых и грузовых автомобилях, а также в колесных и гусеничных тракторах для *согласования* скоростных и силовых режимов работы двигателя с режимами работы ходового или рабочего оборудования в

различных дорожных и (или) эксплуатационных условиях. В МКП количество ступеней (передаточных) переднего хода колеблется от трех (в легковых) с одной передачей заднего хода до двенадцати (у тракторов Т-150К) с четырьмя передачами заднего хода. Передаточные числа переднего и заднего ходов бывают замедляющими (понижающими) с передаточными числами  $U > 1$ , прямыми с  $U = 1$  и ускоряющими (повышающими) с  $U < 1$ . Лабораторная установка представляет собой МКП, применяемую в саперном гусеничном самоходном понтоне. Прототипом этой коробки были МКП в танках Т-34 и другой военной технике на их основе. В лабораторной установке используется «обнаженный» вариант конструкции, когда отсутствуют корпус и механизм переключения передач, что обеспечивает хорошую наглядность всей конструкции зубчатого механизма и принципа его работы. Переключение передач осуществляется перемещением вручную зубчатых муфт включения М1, М2, М3 из нейтральных в рабочие положения и наоборот.

Лабораторная МКП состоит из трех валов – ведущего (входного) I, промежуточного II и ведомого (выходного) III (см. рис. 13). В самоходном понтоне и в другой самоходной гусеничной технике вал I получает энергию вращения от двигателя внутреннего сгорания через муфту сцепления и промежуточные механические передачи. В лабораторной установке энергия вращения создается вращением вручную маховика с безмозольной рукояткой, установленной на ведущем валу I. Вследствие того, что в МКП ни одна передача не синхронизирована, переключение передач производится при неподвижном состоянии деталей зубчатого механизма. Вал I постоянно связан с промежуточным валом II понижающей конической передачей  $Z_1 - Z_2$  со спиральными зубьями. Так как окружные скорости деталей в рассматриваемой коробке относительно медленные, то для связи промежуточного вала II с выходным валом III используются относительно простые и недорогие прямозубые цилиндрические передачи. При выключенных цилиндрических зубчатых передачах и работающем двигателе (нейтральное положение) промежуточный вал II вращается вхолостую, а выходной вал III остается неподвижным (его можно удерживать от вращения рукой при вращении маховика). Для вращения вала III (движение машины) необходимо с помощью одной из муфт включения М1, М2, М3 включить нужную зубчатую передачу. Для движения машины в различных условиях эксплуатации предусмотрены пять передач переднего хода и одна передача заднего хода. Для

движения машины может быть включена только одна передача из 6-ти, т.е. при включении одной из муфт две другие должны быть в нейтральном положении.

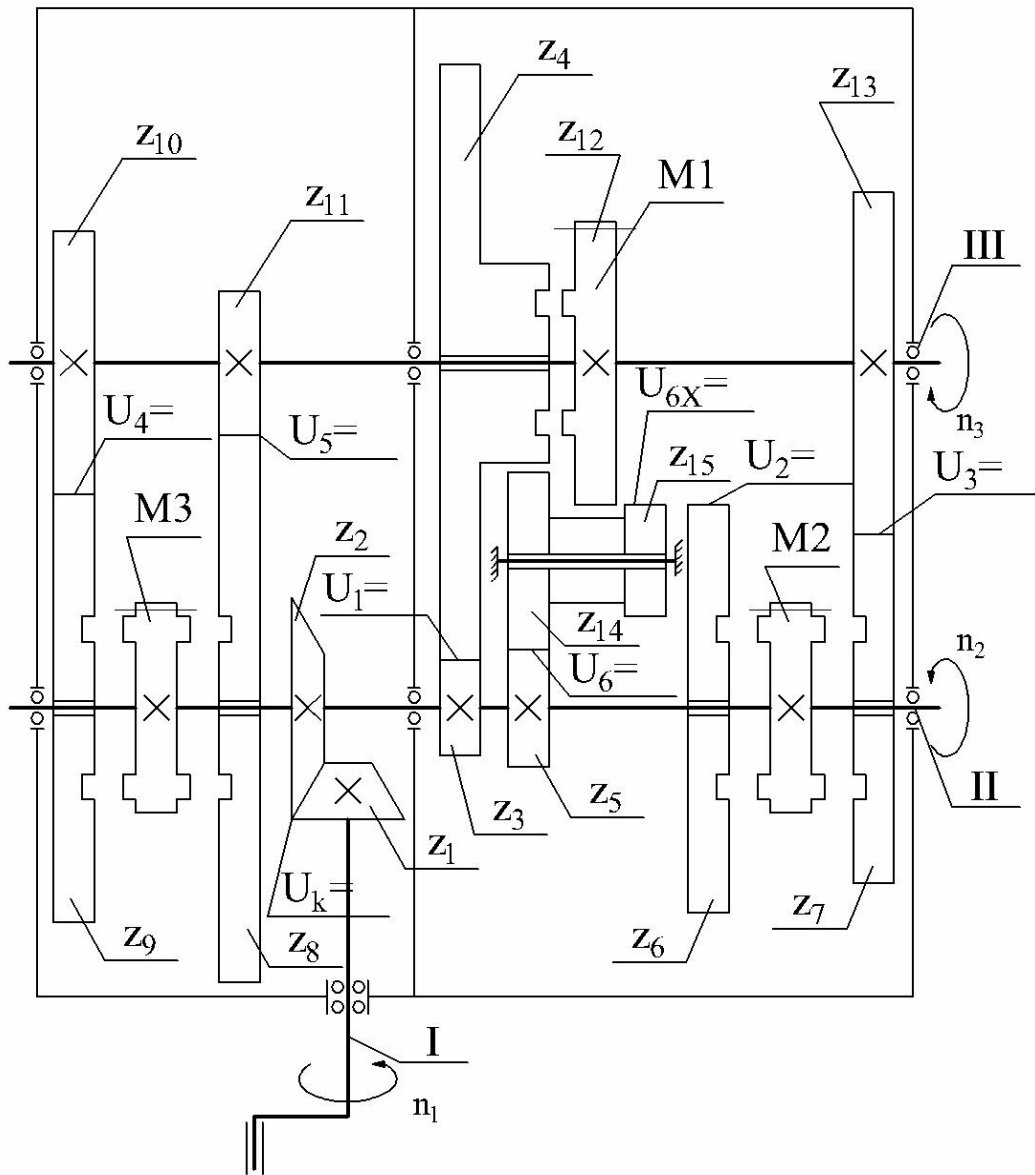


Рис. 13. Кинематическая схема многоступенчатой коробки передач

### Включение отдельных передач в МКП

Перед включением любой передачи все муфты должны находиться в нейтральном положении.

**1-я передача** включается зубчатой муфтой М1 перемещением зубчатого колеса  $Z_{12}$  влево (по рис.13) в осевом направлении до заце-

пленения наружных зубьев полумуфты на колесе  $Z_{12}$  с внутренними зубьями полумуфты на зубчатом колесе  $Z_4$ , которое вращается на выходном валу III свободно. Колесо  $Z_{12}$  с зубчатой полумуфтой перемещается вручную (с помощью короткого рычага) вдоль оси вала III на шлицах, что позволяет передавать вращающий момент на вал III при различных положениях колеса  $Z_{12}$ . Таким образом, передача энергии вращения от входного вала I к выходному валу III передается через коническую зубчатую передачу  $Z_1-Z_2$ , связывающую вал I с валом II, и *понижающую* цилиндрическую передачу  $Z_3-Z_4$ , связывающую вал II с валом III.

**2-я передача** включается зубчатой муфтой M2 перемещением ее влево (по рис.13) до зацепления наружных зубьев левого ряда муфты с внутренними зубьями полумуфты зубчатого колеса  $Z_6$ , вращающегося на промежуточном валу II свободно, и перемещением по шлицам зубчатого колеса  $Z_{12}$  вправо (по рис. 13) до зацепления его зубьев с зубьями колеса  $Z_6$ . Таким образом, энергия вращения от входного вала I к выходному валу III передается через коническую зубчатую передачу  $Z_1-Z_2$  и *понижающую* цилиндрическую передачу  $Z_6-Z_{12}$ .

**3-я передача** включается муфтой M2 при ее перемещении вправо (по рис. 13) до зацепления наружных зубьев правого ряда муфты M2 с внутренними зубьями полумуфты зубчатого цилиндрического колеса  $Z_7$ , свободно вращающегося на промежуточном валу II и находящегося в постоянном зацеплении с колесом  $Z_{13}$ , жестко установленным на валу III. При этом зубчатая передача  $Z_6-Z_{12}$  должна быть выключена. Таким образом, энергия вращения от вала I к валу III передается через коническую зубчатую передачу  $Z_1-Z_2$  и *прямую* цилиндрическую передачу  $Z_7-Z_{13}$ .

**4-я передача** включается муфтой M3 при ее перемещении *влево* (по рис. 13) до зацепления наружных зубьев левого ряда муфты M3 с внутренними зубьями полумуфты колеса  $Z_9$ , свободно вращающегося на промежуточном валу II и находящегося в постоянном зацеплении с колесом  $Z_{10}$ , которое жестко установлено на валу III. Таким образом, энергия вращения передается от вала I к валу III через коническую зубчатую передачу  $Z_1-Z_2$  и *повышающую* цилиндрическую передачу  $Z_9-Z_{10}$ . Так осуществляется общая *прямая* передача всей МКП.

**5-я передача** включается муфтой M3 при ее перемещении *вправо* (по рис. 13) до зацепления наружных зубьев правого ряда муфты M3 с внутренними зубьями полумуфты зубчатого колеса  $Z_8$ , свободно вращающегося на промежуточном валу II и находящегося в постоянном зацеплении с колесом  $Z_{11}$ , которое жестко установлено на выходном

валу III. Таким образом, энергия вращения от вала I к валу III передается через коническую зубчатую передачу  $Z_1-Z_2$  и *повышающую* цилиндрическую передачу  $Z_8-Z_{11}$ . Так осуществляется общая *повышающая (ускоряющая)* передача всей МКП.

**Передача заднего хода (6-я передача)** включается перемещением по шлицам вправо (по рис. 13) зубчатого колеса  $Z_{12}$  до зацепления его зубьев с зубьями колеса  $Z_{15}$  блока шестерен заднего хода. Таким образом, энергия вращения от вала I к валу III передается через коническую зубчатую передачу  $Z_1-Z_2$ , реверсную понижающую цилиндрическую передачу  $Z_5-Z_{14}$  и понижающую цилиндрическую передачу  $Z_{15}-Z_{12}$ . Так осуществляется общая реверсная (обратная) *понижающая* передача всей МКП.

## Методика выполнения работы

### Определение основных кинематических параметров МКП

К основным кинематическим параметрам относятся:

1. Передаточные числа отдельных передач.
2. Общее передаточное число МКП на включенных передачах.
3. Частота вращения выходного вала III на включенных передачах.

### 1. Определение передаточных чисел отдельных передач МКП

Механические передачи состоят из входного (ведущего) и выходного(ведомого) органов. В зубчатых передачах ведущий орган – шестерня, ведомый – зубчатое колесо. Передаточное число отдельной передачи МКП (частное передаточное число) определяется отношениями либо геометрических, либо кинематических параметров передачи, в зависимости от конкретных условий измерения этих параметров, по следующим зависимостям:

$$U = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры делительных окружностей шестерни и колеса соответственно, мм;

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения шестерни и колеса соответственно, мин<sup>-1</sup>;

$Z_1$  и  $Z_2$  – количество зубьев шестерни и колеса соответственно, шт.

При правильном измерении все соотношения должны давать одинаковое значение передаточного числа. В том случае, когда есть



возможность на открытом зубчатом механизме (типа лабораторной МКП) подсчитать количество зубьев, частное передаточное число каждой зубчатой передачи лучше всего определять по отношению количества зубьев *ведомого* органа передачи (колеса) к количеству зубьев *ведущего* органа (шестерни). *Ведущим* органом передачи называется тот, который получает механическую энергию вращения со стороны двигателя, *ведомый* орган тот, с которого механическая энергия с измененными значениями кинематических параметров, передается в сторону исполнительных органов механизма, привода, машины. В МКП используются как понижающие (замедляющие) передачи, у которых  $U > 1$ , так и повышающие (ускоряющие), у которых  $U < 1$ . Для изменения направления вращения могут применяться зубчатые передачи с  $U = 1$ , нумерация отдельных шестерен и колес в передачах сложных зубчатых механизмов может быть произвольной.

В лабораторной МКП есть одна зубчатая коническая передача  $Z_1-Z_2$  постоянного зацепления, связывающая входной I и промежуточный II валы, и семь (6+1) зубчатых цилиндрических передач, связывающих промежуточный II и выходной III валы при включении нужной передачи.

**а)** Включив соответствующую передачу и медленно проворачивая за рукоять маховика входной вал I, подсчитать количество зубьев шестерен и колес всех зубчатых передач и занести полученные значения в табл. 11. Во избежание ошибок при подсчете зубьев, действует правило: отмеченный мелом зуб считать последним.

Т а б л и ц а 1 1

Количество зубьев шестерен и колес  
и передаточные числа различных передач

Передача	Кони- ческая	Цилиндрические						
		1-я	2-я	3-я	4-я	5-я	6-я	6х-я
Обозначения шестерен и колес	$Z_1-Z_2$	$Z_3-Z_4$	$Z_6-Z_{12}$	$Z_7-Z_{13}$	$Z_9-Z_{10}$	$Z_8-Z_{11}$	$Z_5-Z_{14}$	$Z_{15}-Z_{12}$
Количество зубьев $Z$	$Z_1=$ $Z_2=$	$Z_3=$ $Z_4=$	$Z_6=$ $Z_{12}=$	$Z_7=$ $Z_{13}=$	$Z_9=$ $Z_{10}=$	$Z_8=$ $Z_{11}=$	$Z_5=$ $Z_{14}=$	$Z_{15}=$ $Z_{12}=$
Передаточное число $U$	$U_{\kappa}=$	$U_1=$	$U_2=$	$U_3=$	$U_4=$	$U_5=$	$U_6=$	$U_{6x}=$

б) По приведенным ниже зависимостям определить *частные передаточные числа* каждой передачи:

- передаточное число конической передачи

$$U_k = \frac{Z_2}{Z_1};$$

- передаточные числа цилиндрических передач:

$$1\text{-й передачи} \quad U_1 = \frac{Z_4}{Z_3};$$

$$2\text{-й передачи} \quad U_2 = \frac{Z_{12}}{Z_6};$$

$$3\text{-й передачи} \quad U_3 = \frac{Z_{13}}{Z_7};$$

$$4\text{-й передачи} \quad U_4 = \frac{Z_{10}}{Z_9};$$

$$5\text{-й передачи} \quad U_5 = \frac{Z_{11}}{Z_8};$$

$$6\text{-й передачи} \quad U_6 = \frac{Z_{14}}{Z_5};$$

$$6\text{x-й передачи (задний ход)} \quad U_{6x} = \frac{Z_{12}}{Z_{15}};$$

Полученные значения занести в табл. 11 и указать на кинематической схеме МКП (см. рис. 13).

## 2. Определение общего передаточного числа МКП

Общее передаточное число коробки передач  $U_{\text{общ}}$  показывает, *во сколько раз* изменяется частота вращения (угловая скорость) выходного вала коробки по сравнению с частотой вращения (угловой скоростью) входного вала МКП. По общему передаточному числу МКП можно также определить возможные изменения скоростей движения и вращающих моментов (усилий) на исполнительных органах приводов и рабочих органов трансмиссий транспортных и технологических машин в различных эксплуатационных условиях (см. лабораторную работу № 1). Таким образом, общее передаточное число  $U_{\text{общ}}$  является *основным кинематическим параметром* МКП и других сложных зубчатых механизмов (редукторов конвейеров, раздаточной коробки,

коробки отбора мощности, редукторов ведущих мостов) и в целом трансмиссий транспортных (автомобилей, тракторов) и технологических (станков, кранов, транспортеров и др.) машин.

Общее передаточное число лабораторной МКП можно определить с точностью до 0,01 следующими 2-мя методами:

**а) аналитическим** (расчетным) как *произведение* частных передаточных чисел отдельных зубчатых передач, участвующих в данный момент в передаче вращательного движения между входным I и выходным III валами;

**б) кинематическим** как *отношение* частот вращения входного I и выходного III валов, определяемых 2-мя различными способами, в зависимости от возможностей практического измерения этих характеристик и необходимой точности полученного результата.

**а) Определение общего передаточного числа МКП аналитическим методом.** Этот метод наиболее точный, но и наиболее трудоемкий. Им пользуются, когда можно подсчитать количество зубьев на шестернях и колесах каждой передачи. Это возможно на частично или полностью разобранных МКП.

Предварительно определяем количество зубьев и передаточное число каждой передачи. Находим общее передаточное число МКП ( $U_{\text{общ}}$ ) на различных передачах как *произведение* частных передаточных чисел включенных передач, используя следующие зависимости:

$$\text{для 1-й передачи} \quad U_{\text{общ1}} = U_{\text{к}} \times U_1,$$

$$\text{для 2-й передачи} \quad U_{\text{общ2}} = U_{\text{к}} \times U_2,$$

$$\text{для 3-й передачи} \quad U_{\text{общ3}} = U_{\text{к}} \times U_3,$$

$$\text{для 4-й передачи} \quad U_{\text{общ4}} = U_{\text{к}} \times U_4,$$

$$\text{для 5-й передачи} \quad U_{\text{общ5}} = U_{\text{к}} \times U_5,$$

$$\text{для 6-й передачи} \quad U_{\text{общ6}} = U_{\text{к}} \times U_6,$$

$$\text{для 6х-й (задний ход) передачи} \quad U_{\text{общ6х}} = U_{\text{к}} \times U_6 \times U_{6\text{х}},$$

где  $U_{\text{к}}$  – передаточное число конической передачи;

$U_1, U_2, \dots, U_{6\text{х}}$  – передаточные числа цилиндрических передач.

Полученные значения  $U_{\text{общ}}$  заносим в итоговую таблицу по образцу табл. 12.

Т а б л и ц а 1 2

Итоговая таблица по результатам определения общих передаточных чисел  $U_{\text{общ}}$  МКП, полученных различными методами

Передача (ступень) МКП	Значения общих передаточных чисел, $U_{\text{общ}}$					
	Аналитический метод		Кинематический метод			
	Обозначение	Результат	Обозначение	Результат	Обозначение	Результат
1-я	$U_{\text{общ1}}$		$U_{\text{общ1}}^1$		$U_{\text{общ1}}^{60}$	
2-я	$U_{\text{общ2}}$		$U_{\text{общ2}}^1$		$U_{\text{общ2}}^{60}$	
3-я	$U_{\text{общ3}}$		$U_{\text{общ3}}^1$		$U_{\text{общ3}}^{60}$	
4-я	$U_{\text{общ4}}$		$U_{\text{общ4}}^1$		$U_{\text{общ4}}^{60}$	
5-я	$U_{\text{общ5}}$		$U_{\text{общ5}}^1$		$U_{\text{общ5}}^{60}$	
6х (задний ход)	$U_{\text{общ6х}}$		$U_{\text{общ6х}}^1$		$U_{\text{общ6х}}^{60}$	

**б) Определение общего передаточного числа МКП кинематическим методом.** Этим методом можно определить общее передаточное число МКП двумя разными способами.

- Способ «одного оборота» по отношению частот вращения выступающих концов входного и выходного валов – самый простой способ и самый неточный, если нет угломерного прибора для замера угла поворота валов.

Для нахождения  $U_{\text{общ}}$  этим способом следует, вращая за рукоять маховика ведущий вал I, определить число его оборотов  $n_{1(0)}$  на каждой передаче () с точностью до 0,25 оборота, при котором ведомый вал III сделает *ровно один оборот* (по шлицам выступающих концов вала III), т.е.  $n_3=1$ . При этом один студент из бригады вращает вал I и считает количество его оборотов  $n_{1(0)}$ , другой следит за тем, чтобы вал III сделал строго один оборот, 3-й студент переключает передачи и фиксирует результаты измерений. Тогда общее передаточное число МКП для каждой из шести передач будет устанавливаться следующими зависимостями:

$$1\text{-я передача} \quad U_{\text{общ1}}^1 = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_{1(1)}}{1}$$

2-я передача	$U_{\text{общ}2}^1 = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_{1(2)}}{1}$
3-я передача	$U_{\text{общ}3}^1 = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_{1(3)}}{1}$
4-я передача	$U_{\text{общ}4}^1 = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_{1(4)}}{1}$
5-я передача	$U_{\text{общ}5}^1 = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_{1(5)}}{1}$
6х-я передача (задний ход)	$U_{\text{общ}6X}^1 = \frac{n_1}{n_3} = \frac{n_{1(6X)}}{1}.$

Полученные значения занести в итоговую таблицу.

- Способ «*фактических оборотов*» – по отношению фактических частот вращения выступающих и доступных для измерения концов входного и выходного валов при наличии приборов для определения частоты вращения – тахометров.

Этот способ, при возможности его применения, дает более точный, чем в предыдущем случае, результат. В лабораторных условиях возможно определение общего передаточного числа МКП этим способом через отношение частот вращения входного  $n_{1( )}^{60}$  и выходного  $n_{3( )}^{60}$  валов с точностью до 0,5 оборота за одинаковое время (например, 60 секунд), измеренное секундомером.

Эта часть работы выполняется 4-мя студентами, которые делают следующие операции:

1-й студент вращает входной вал I с частотой  $n_{1( )}^{60}$  на различных передачах, номер которых указывается в скобках ( ). 2-й студент считает, какое число оборотов  $n_{1( )}^{60}$  сделает входной вал I за 60 секунд (1 минуту). 3-й студент одновременно считает, какое число оборотов  $n_{3( )}^{60}$  сделает выходной вал III на той же передаче за то же время. 4-й студент фиксирует время (60 с), переключает передачи и записывает показания измерений. После этого определяется общее передаточное число МКП на каждой передаче по следующим зависимостям для:

1-й передачи	$U_{\text{общ}1}^{60} = \frac{n_{1(1)}^{60}}{n_{3(1)}^{60}}$
--------------	--

2-й передачи	$U_{\text{общ}2}^{60} = \frac{n_{1(2)}^{60}}{n_{3(2)}^{60}}$
3-й передачи	$U_{\text{общ}3}^{60} = \frac{n_{1(3)}^{60}}{n_{3(3)}^{60}}$
4-й передачи	$U_{\text{общ}4}^{60} = \frac{n_{1(4)}^{60}}{n_{3(4)}^{60}}$
5-й передачи	$U_{\text{общ}5}^{60} = \frac{n_{1(5)}^{60}}{n_{3(5)}^{60}}$
6х-й передачи (задний ход)	$U_{\text{общ}6x}^{60} = \frac{n_{1(6x)}^{60}}{n_{3(6x)}^{60}}$

Полученные значения следует занести в итоговую таблицу.

### Содержание отчета

Отчет оформляется согласно общим требованиям ко всем отчетам по лабораторным работам. Кроме того, в отчете по лабораторной работе №5 должны быть представлены:

1. Кинематическая схема МКП, выполненная «от руки», с указанием определенных в ходе выполнения работы значений основных кинематических параметров.
2. Расчетная часть по определению основных кинематических параметров МКП, выполненная в соответствии с требованиями к отчетам.
3. Таблица с результатами подсчета зубьев отдельных передач МКП и определения их частных передаточных чисел (по образцу табл. 11).
4. Итоговая таблица по результатам определения общих передаточных чисел МКП на различных передачах (по образцу табл. 12).

### Контрольные вопросы

1. Что показывает общее передаточное число механизма?
2. Как определяются общие передаточные числа многоступенчатых механизмов на различных передачах?
3. Какие передачи называются «понижающими», какие – «повышающими»?

## Лабораторная работа №6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Цель работы** – научиться определять экспериментальными и расчетными методами необходимые технические и эксплуатационные параметры передачи в действующем технологическом оборудовании.

### Содержание работы

1. Ознакомиться с устройством и особенностями работы клиноременных передач.

2. Изобразить расчетно-кинематическую схему клиноременной передачи (по образцу рис. 14) с указанием на ней основных геометрических, кинематических и силовых параметров и их значений, схему поперечного сечения ремня и канавок шкива (по образцу рис. 15) с указанием на ней конструктивных размеров параметров, определенных в работе.

3. Определить за мерами и расчетами основные геометрические, кинематические (скоростные) и энергетические (силовые) параметры клиноременной передачи.

4. Результаты измерений и расчетов указать на схеме (по образцу рис. 14) и занести в итоговую таблицу (по образцу табл. 16).

5. Оформить отчет в соответствии с общими требованиями к отчетам по лабораторным работам, а также требованиями к содержанию отчета по лаб. работе №6.

6. Ответить (устно) на контрольные вопросы.

Лабораторное оборудование и инструменты:

1. Клиноременная передача зубчато-фрикционной лебедки. Защитный кожух и 2 ремня сняты для замеров параметров.

2. Штангенциркуль с нутро- и глубиномером (типа «колумбус»).

3. Рулетка длиной 3 м.

### Основные правила техники безопасности

Перед выполнением замеров необходимо убедиться в том, что электродвигатель лебедки отключен от электрического питания (пус-

ковой рубильник лебедки должен находиться в положении «ВЫКЛЮЧЕНО»). Только после этого можно заходить за ограждение лебедки.

### Краткие сведения о клиноременных передачах

Ременные передачи в общем объеме механических передач, применяемых в машиностроении, занимают второе место, уступая только зубчатым. Основное их предназначение:

а) для привода от электродвигателя небольшой и средней мощности (0,3...50 кВт) в стационарном и передвижном технологическом оборудовании и машинах;

б) для привода от небольших двигателей внутреннего сгорания (до 100 кВт) электрических генераторов, насосов и др. Особое место ременные передачи занимают в областях станкостроения и сельскохозяйственной техники. Здесь рассматриваются *фрикционные ременные передачи*, в которых полезная нагрузка между ремнями и шкивами передается силами трения. К ним относят плоскоременные, клиноременные, круглоременные, поликлинные передачи. Их названия соответствуют форме поперечного сечения ремня соответственно – прямоугольник, трапеция (усеченный клин), круг, несколько клиньев с общим основанием.

Такие передачи обладают следующими основными общими достоинствами и недостатками, определяющими области их возможного применения:

➤ **достоинства:**

- 1) возможность передачи движения на средние (до 6 м) расстояния;
- 2) плавность и бесшумность работы;
- 3) возможность работать на высоких частотах вращения шкивов (до 5000 мин<sup>-1</sup> с высокими окружными (линейными) скоростями ремня (до 50 м/с));
- 4) малая стоимость и низкие эксплуатационные расходы.

➤ **недостатки:**

- 1) значительные габариты, в несколько раз бóльшие по сравнению с зубчатыми передачами при одинаковой несущей способности;
- 2) неизбежное упругое проскальзывание ремня на шкивах, что приводит к непостоянству передаточного числа и значительному износу от трения ремня о шкивы;



3) повышенные нагрузки на валы и опоры, т.к. суммарное предварительное натяжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой окружной силы;

4) необходимость устройств периодического или постоянного натяжения ремней;

5) необходимость предохранения ремней от попадания на них масла и влаги

6) малая долговечность ремней (1500...5000 часов работы), особенно в быстроходных (25...30 м/с) передачах.

Из перечисленных выше типов ременных передач в технике наибольшее применение нашли *клиноременные передачи*, у которых тяговая способность выше в 3...5 раз, чем у других. Это достигается использованием ремней с клиновой (трапецеидальной) формой поперечного сечения. Такие ремни располагаются в клиновых канавках одинаковых размеров у ведущего и ведомого шкивов. Канавки выполняются так, чтобы между их дном (основанием) и меньшим основанием сечения ремня (его внутренней поверхностью) всегда оставался зазор  $\Delta$  (см. рис. 15,а), равный нескольким миллиметрам. При этом рабочими (передающими полезную нагрузку) являются боковые поверхности ремней. В правильно изготовленных передачах угол поперечного сечения канавок  $\varphi_K$  (см. рис. 15,в) всегда меньше на 2...4° угла поперечного сечения ремней  $\varphi$  в ненагруженном состоянии (стандартный угол  $\varphi_0 = (40 \pm 1)^\circ$ , см. рис. 15). Это объясняется тем, что при огибании шкивов в движении нагруженная наружная часть ремня *растягивается*, и размер *большого* основания  $W$  (см. рис. 15, а) *уменьшается*, а внутренняя (ненагруженная) часть ремня *сжимается*, и размер *меньшего* основания *увеличивается*.

При  $\varphi_0 > \varphi$  давление боковых поверхностей ремня  $F_n$  на боковые поверхности канавки будет равномерным, что увеличит площадь контакта между ремнем и шкивом, а также силу трения  $F_{Тр}$  между ними, а следовательно, увеличит тяговую способность и предотвратит заклинивание ремня в канавке из-за «разбухшей» меньшей части сечения. Для создания необходимых (но не чрезмерных) сил трения между шкивом и ремнями последние заранее натягиваются натяжными устройствами с силой  $F_0$ , создающей предварительное напряжение в ремне  $\tau_0 = 1,6...2,0 \text{ Н/мм}^2$ . При этом возникает дополнительная нагруз-

ка на валы шкивов и их опоры (подшипники), создавая в них повышенные изгибающие и контактные напряжения.

При передаче полезной нагрузки ремень на различных участках за один пробег испытывает напряжение растяжения, сжатия и изгиба. Однако вследствие упругого скольжения ремня в канавках шкива эти напряжения на различных участках ременной передачи неодинаковы. Наиболее нагруженной оказывается *ведущая* ветвь на участке 4 – 1 (см. рис. 14). Указанные напряжения достигают наибольших значений  $\tau_{\max}$  в точке 1. В этой точке скорости шкива и ремня  $V_1$  одинаковые. В дальнейшем на дуге обхвата  $\alpha_1$  (участок 1–2) напряжения растяжения уменьшаются, что приводит к сокращению ремня и его проскальзыванию на дуге покоя. Здесь частично, благодаря тангенциальной податливости, сила трения передается от ведущего шкива к ремню на всей дуге покоя. В точке 2 полезная нагрузка почти не передается, ведомая холостая (верхняя на рис. 14) ветвь оказывается приблизительно в 2 раза меньше нагруженной (нижняя на рис. 14), длина ремня на участке 2–3 максимально сокращается. В точке 3 ремень начинает огибать ведомый шкив. В этой точке скорости ремня и шкива  $V_2$  одинаковые. Затем на дуге обхвата  $\alpha_2$  (участок 3–4) появляется дуга скольжения  $\gamma_2$ , где силы трения увеличиваются и передаются от ремня к ведомому шкиву, происходит передача энергии вращения. При этом напряжение растяжения от полезной нагрузки увеличивается до максимального в точке 4, ремень вследствие своей деформации проскальзывает относительно ведомого шкива на дуге скольжения  $\gamma_2$ .

На участке 4–1 заканчивается передача полезной нагрузки ведущей ветвью. Таким образом, ремень при огибании шкивов под нагрузкой подвергается многократному растяжению – сжатию, изгибу, а также истиранию боковых поверхностей из-за относительного скольжения, поскольку на дуге обхвата  $\alpha_1$  он отстает от ведущего шкива, а на дуге обхвата  $\alpha_2$  ремень обгоняет ведомый шкив. При холостом ходе упругое скольжение и дуга скольжения равны нулю. По мере роста нагрузки дуга скольжения растет; когда она достигает всей дуги обхвата, начинается буксование передачи.

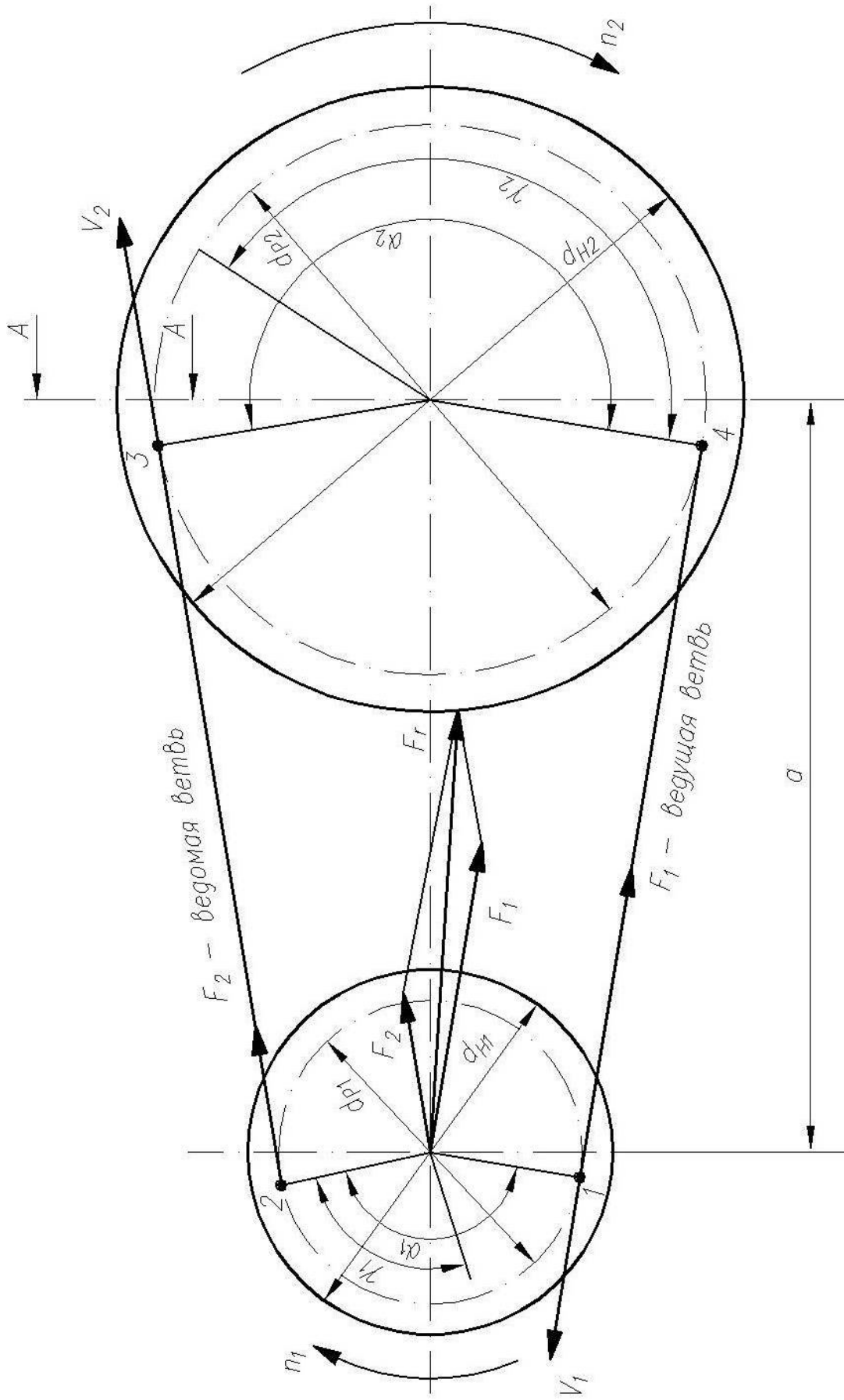


Рис. .14. Расчетно-климатическая схема клиноременной передачи

Сечение А-А (см. рис.1)

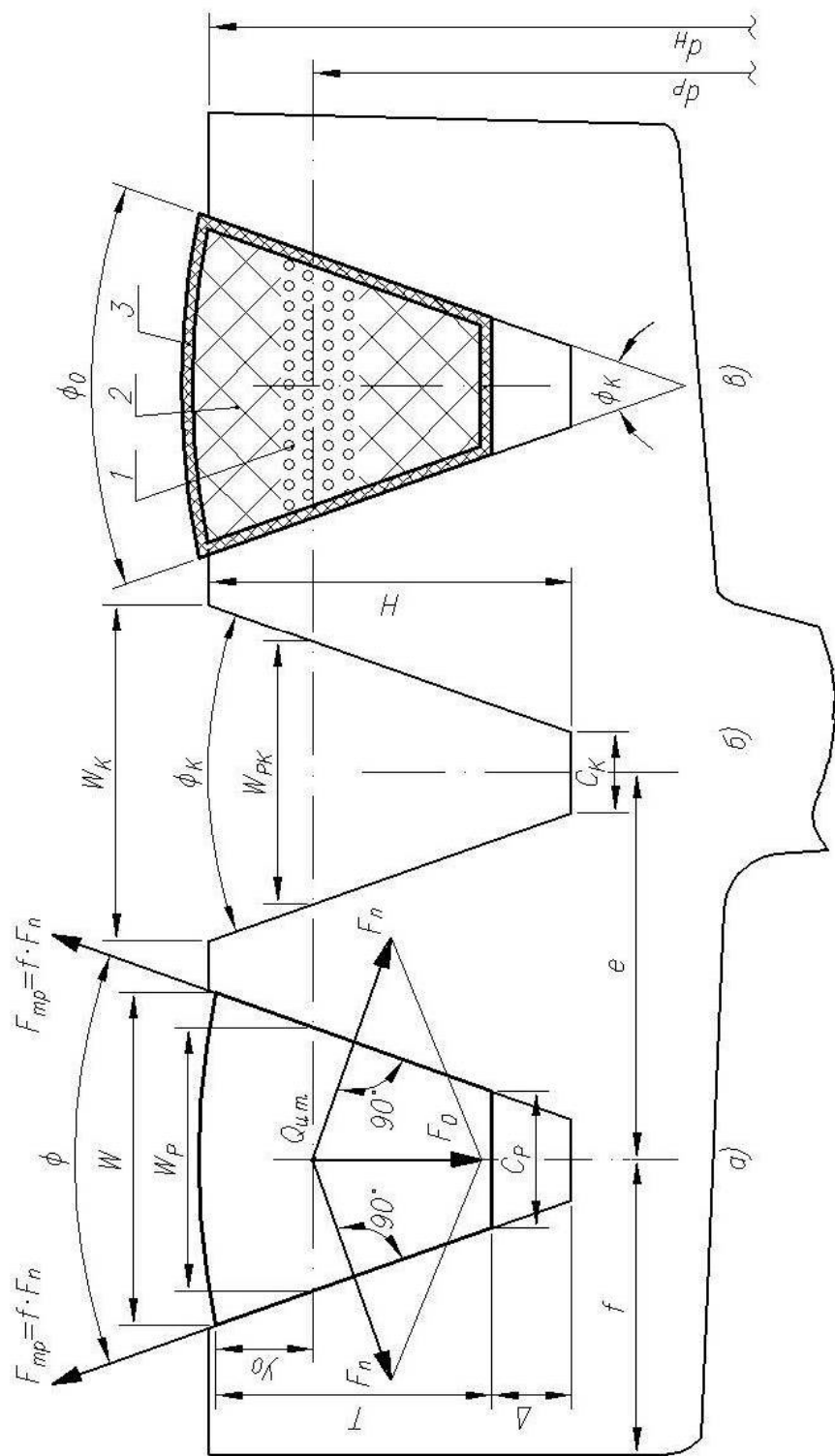


Рис. .15. Схема к определению геометрических и силовых параметров клиноременной передачи в ненагруженном состоянии;  
 а – к определению силовых параметров (поперечное сечение канавки и ремня в нагруженном состоянии);  
 б – к определению размеров канавок; в – основные элементы конструкции ремня (O

Так как ремень подвергается различным деформациям, внутри него действуют различные напряжения, его конструкция состоит из нескольких элементов (см. рис. 15, в), каждый из которых обеспечивает необходимые эксплуатационные свойства. Основой конструкции является корд-1 (см. рис. 15, в), который состоит из нескольких слоев прочных и гибких металлических или полимерных нитей, расположенных вблизи нейтрального сечения ремня. Этот элемент конструкции обеспечивает высокую продольную прочность, необходимую для передачи полезных нагрузок, и достаточную гибкость при многократном огибании ремнем обоих шкивов.

**Резиновые слои 2 (см. рис. 15, в)** применяются для защиты корда от механических повреждений, обеспечивают работу ремня как единого целого и придают ему эластичность. Они располагаются над и под кордом и условно называются слоями растяжения (наружный слой) и сжатия (внутренний слой). Слой растяжения выполняют из резины средней твердости, слой сжатия – из более твердой резины.

**Оберточные слои 3 (см. рис. 15, в)** выполняются из прорезиненной ткани, намотанной диагонально, применяются для сохранения трапецеидальной формы поперечного сечения и обеспечения хорошего сцепления с боковыми поверхностями канавок шкива.

## Методика выполнения работы

В ходе выполнения работы определяются геометрические, кинематические и энергетические параметры в соответствии с ГОСТ 1284.1–89 и ГОСТ 1284.3–96 [7, 8].

### Определение геометрических параметров

Определяются размеры ремня и канавок шкива, а также геометрические параметры передачи в сборе.

1. Геометрические размеры ремня и канавок определяют измерениями и расчетами, ориентируясь на рис. 15, табл. 13, а результаты заносят в итоговую таблицу, в соответствующие графы «Измеренные», «Рассчитанные», «Стандартные».

Таблица 13

Типы ремней и их сечений, стандартные размеры (см. рис. 15)

№ п/п	Основные размеры сечения, мм	Обозначения	Типы ремней по ГОСТ 1284.1–89			
			0	А	Б	В
1	Ширина большего основания	$W$	10	13	17	22
2	Расчетная ширина ремня	$W_p$	8,5	11	14	19
3	Размер от большего основания до нейтрального сечения	$\gamma_0$	2,1	2,8	4,0	4,8
4	Высота (толщина) ремня	$T$	6	8	10,5	13,5
5	Площадь поперечного сечения, мм <sup>2</sup>	$A_A$	47	81	138	230
6	Угол клина ремня, град	$\varphi$	(40 ±1°)			

**Размеры ремня** (по рис. 15). Длина ремня  $L_H$  определяется по наружной поверхности ремня рулеткой с точностью до 1 мм (как ориентир для выбора стандартной длины ремня), а *размеры большего основания*  $W$ , высота (толщина) сечения  $T$  и меньшего основания  $C_p$  измеряются штангенциркулем с точностью до 0,1 мм и заносятся в итоговую таблицу в графу «Измеренные».

Затем по полученным размерам (см табл. 13) определяется тип ремня по ГОСТ 1284.1–89, и размеры его сечения заносятся в итоговую табл. 15, в графу «Стандартные».

**Площадь поперечного сечения ремня**  $A$ , мм<sup>2</sup>, определяется как площадь трапеции по формуле

$$A = \frac{W + C_p}{2} \cdot T,$$

и ее значение заносится в итоговую таблицу, в графу «Рассчитанные».

**Угол клина ненагруженного ремня**  $\varphi_0$  (см. рис. 15, в) принимают на 2...3° большим, чем  $\varphi_1$ , т.е. 42...43° и указывают в табл. 15, в графе «Измеренные».

**Размеры канавок шкива** определяются по рис. 15, в. Канавки ведущего и ведомого шкивов имеют одинаковые размеры поперечного сечения. Размеры трапецеидального проема измеряются с помощью штангенциркуля с нутро- и глубиномером (типа «колумбус») с точностью до 0,1 мм и заносятся в табл. 15 в соответствующие графы.

➤ **Ширина верхнего (большого) основания**  $W_K$  и нижнего (меньшего) основания  $C_K$  измеряется нутромером штангенциркуля, и их значения заносятся в табл. 15, в графу «Измеренные».

➤ **Высота (глубина) Н** определяется глубиномером штангенциркуля, и ее значения заносятся в табл. 15, в графу «Измеренные».

➤ **Расчетная ширина нейтрального сечения**  $W_{PK}$  принимается равной расчетной ширине ремня  $W_P$  из табл. 13.

➤ **Шаг канавок  $e$**  определяется замером расстояния, равного  $5e$  (для 5-ти канавок), по вертикальным осям симметрии крайних канавок или по их крайним левым углам. Затем этот размер делится на 5 (для точности), и получается значение одного шага  $e$ , которое заносится в табл. 15, в графу «Измеренные».

➤ **Угол клина канавки  $\varphi_K$**  принимают равным углу клина ремня, находящегося под напряжением  $\varphi \approx (40 \pm 1)^\circ$  (см. рис. 15, в), и заносят в табл. 15, в графу «Стандартные».

➤ **Зазор между нижними основаниями** ремня и канавки  $\Delta$  рассчитывается как разность толщины ремня  $H$  и глубины канавки  $T$ :

$$\Delta = H - T,$$

полученный результат заносится в табл. 15, в графу «Расчитанные».

➤ **Число канавок  $K$**  определяется подсчетом и заносится в табл. 15, в графу «Измеренные».

Геометрические параметры передачи в сборе определяют измерениями и расчетами, ориентируясь на рис. 14.

1. **Межосевое расстояние  $a$**  измеряется рулеткой с точностью до 1 мм, и результат заносится в табл. 16, в графу «Измеренные», и указывается на расчетно-кинематической схеме.

2. **Наружные диаметры шкивов  $d_{H_1}$  и  $d_{H_2}$**  измеряются рулеткой с точностью до 1 мм, и результаты заносятся в табл. 16, в графу «Измеренные».

3. **Расчетные диаметры шкивов**  $d_{P_1}$  и  $d_{P_2}$  определяются как разность между наружными диаметрами и двойными расстояниями между наружными и нейтральными слоями по формулам:

$$d_{P_1} = d_{H_1} - 2y_0; \quad d_{P_2} = d_{H_2} - 2y_0.$$

Результаты расчетов указывают на расчетно-кинематической схеме (см. рис. 14) и заносят в итоговую табл. 16, в графу «Расчитанные».

4. **Угол обхвата ведущего шкива**  $\alpha_1$ , град,

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \left( \frac{d_{P_1} - d_{P_2}}{a} \right).$$

Результат заносится в табл. 16, в графу «Расчитанные».

5. **Ширина шкивов**  $B$  измеряется штангенциркулем с точностью до 0,1 мм и заносится в итоговую табл. 16, в графу «Измеренные».

6. **Число ремней (фактическое)**  $Z$  подсчитывается и заносится в итоговую табл. 16.

7. **Длина ремня**  $L_p$  (мм) рассчитывается по формуле

$$L_p = 2a + 0,5\pi \cdot (d_{P_1} + d_{P_2}) + \frac{(d_{P_2} - d_{P_1})^2}{4a},$$

заносится в итоговую таблицу, в графу «Расчитанные». Затем по табл. 14 принимают ближайшее к расчетному стандартное значение длины ремня  $L_{СТ}$  на уровне нейтрального сечения и заносят в табл. 16, в графу «Стандартные».

Т а б л и ц а 14

Стандартные длины ремней.

Тип ремня по сечению	Стандартные длины ремня, $L_{СТ}$ (мм)								
	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500
А	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Б	+	+	+	+	+	+	+	+	+
С	-	-	-	-	-	+	+	+	+
Д	-	-	-	-	-	-	-	+	+



8. Номинальное межосевое расстояние  $a_{НОМ}$  (мм) определяется зависимостью

$$a_{НОМ} = 0.25 \cdot \left[ (L_{СТ} - \omega) + \sqrt{(L_{СТ} - \omega)^2 - 8q} \right],$$

$$\omega = \pi \cdot \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}, \quad q = \left( \frac{d_{p2} + d_{p1}}{2} \right)^2,$$

где  $d_{p1}, d_{p2}$  – расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм, заносится в итоговую табл. 16, в графу «Расчитанные».

Таблица 15

Основные размеры ремня и канавок

№ п/п	Наименование размеров ремня и канавки, мм	Обозна- чение	Результаты		
			Изме- ренные	Рассчи- танные	Стан- дартные
1	2	3	4	5	6
<b>РЕМЕНЬ</b>					
1	Ширина большего основания	$W$			
2	Расчетная ширина	$W_P$			
3	Ширина меньшего основания	$C_P$			
4	Расстояние между наружным и нейтральным слоем	$y_0$			
5	Высота (толщина)	$T$			
6	Площадь сечения,	$A$			
7	Длина	$L$			
8	Угол клина, град	$\varphi$			
9	Тип				
<b>КАНАВКА</b>					
1	Ширина большего основания	$W_K$			
2	Ширина нейтрального сечения	$W_{PK}$			

1	2	3	4	5	6
3	Ширина меньшего основания	$C_{СК}$			
4	Высота (глубина)	$H$			
5	Шаг	$e$			
6	Угол клина, град	$\varphi_K$			
7	Зазор между нижними основаниями ремня и канавки	$\Delta$			
8	Число канавок, шт.	$K$			

### Определение кинематических параметров передачи

Ориентируясь на рис. 14 и используя техническую характеристику лебедки, определяем основные кинематические (скоростные) параметры передачи, результаты указываем на расчетно-кинематической схеме (см. рис. 14) и заносим в итоговую табл. 16.

1. **Передаточное число  $i$**  без учета упругого скольжения определяется зависимостями:

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{n_1}{n_2},$$

где  $d_{p1}, d_{p2}$  – расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;

$n_1, n_2$  – частоты вращения шкивов, мин.

### 2. Частота вращения шкивов, мин:

➤ ведущего  $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1}$  – из технической характеристики электродвигателя лебедки;

➤ ведомого  $n_2 = \frac{n_1}{i}$ .

Полученные значения частот вращения следует указать на расчетно-кинематической схеме передачи и занести в итоговую табл. 16, в графу «Рассчитанные».

3. **Скорость ремня, м/с.** Без учета упругого скольжения ремня на шкивах ( $\epsilon = 0$ ) практически можно принять, что скорость ремня  $V_p$  равна окружной скорости на шкивах ( $V_1 \approx V_2$ ).

Тогда расчетная скорость ремня, м/с, определится по формуле

$$V_p = V_1 \approx V_2 = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot d_{p2} \cdot n_2}{60},$$

где  $d_{p1}, d_{p2}$  – расчетные диаметры шкивов в метрах.

Результаты расчетов указать на расчетно-кинематической схеме и занести в итоговую таблицу, в графу «Рассчитанные».

### Определение энергетических параметров передачи

Используя техническую характеристику лебедки и ранее определенные геометрические и кинематические параметры, рассчитать основные энергетические (силовые) параметры передачи, а результаты занести в итоговую таблицу, в графу «Рассчитанные».

1. Вращающие моменты  $T$ , Н·м, определяются следующими зависимостями:

➤ на ведущем шкиве

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1},$$

где  $P_1$  – мощность электродвигателя лебедки, на валу которого установлен ведущий шкив, кВт (по технической характеристике  $P_1 = 7$  кВт);

➤ на ведомом шкиве

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta,$$

где  $\eta$  – КПД передачи, принять  $\eta = 0,94$ .

2. Тяговое усилие  $F_t$ , Н, в одном ремне

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{p1} \cdot z_p},$$

где  $z_p$  – расчетное число ремней в передаче,  $z_p = 5$ .

3. Усилие предварительного натяжения  $F_0$ , Н, одного ремня при нормальной работе передачи (без рывков и ударов)

$$F_0 \approx \frac{P_1}{Z_p \cdot V_p},$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, Вт;

$Z_p$  – расчетное число ремней,  $Z_p = 5$ ;

$V_p$  – скорость ремня, м/с.

4. Усилия в ветвях ремня, Н:

➤ в ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2};$$

➤ в ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + \frac{F_t}{2}.$$

5 Усилия, действующие на валы и опоры  $F_r$ , Н, определяются из схемы на рис. 14.

$$F_r = \left( \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cdot \cos\beta} \right) \cdot Z \approx 2F_0 \cdot Z \cdot \cos\beta / 2,$$

где  $\beta$  – угол между ветвями ремня, град,

$$\beta / 2 = \frac{180 - \alpha_1}{2}.$$

Т а б л и ц а 1 6

Итоговая таблица значений основных параметров  
клиноременной передачи в сборе

№ п/п	Наименование параметров и их размерность	Обозна- чения	Результаты	
			Изме- ренные	Рассчи- танные
1	2	3	4	5
<b>1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ</b>				
1	Межосевое расстояние, мм	$a$		
2	Наружные диаметры шкивов, мм: – ведущего – ведомого	$d_{H_1}$ $d_{H_2}$		
3	Расчетные диаметры шкивов, мм: – ведущего – ведомого	$d_{p_1}$ $d_{p_2}$		
4	Угол обхвата ведущего шкива, град	$\alpha_1$		
5	Ширина шкивов, мм	$B$		

1	2	3	4	5
6	Число ремней, шт.	$Z$		
7	Длина ремня, мм	$L$		
<b>2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ</b>				
1	Передаточное число	$i$		
2	Частота вращения шкивов, $\text{мин}^{-1}$			
	– ведущего	$n_1$		
	– ведомого	$n_2$		
3	Скорость ремня, м/с	$V_p$		
<b>3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ</b>				
1	Вращающие моменты, Н·м			
	– на ведущем шкиве	$T_1$		
	– на ведомом шкиве	$T_2$		
2	Тяговое усилие в одном ремне, Н	$F_t$		
3	Усилие предварительного натяжения, Н	$F_0$		
4	Усилие в ветвях ремня, Н			
	– ведущей	$F_1$		
	– ведомой	$F_2$		
5	Усилие, действующее на валы и опоры, Н	$F_r$		

### Содержание отчета

Отчет должен быть подготовлен в соответствии с общими требованиями ко всем отчетам по лабораторным работам. Кроме того, в отчете по лабораторной работе №6 должны быть представлены:

1. Расчетно-кинематическая схема клиноременной передачи по образцу (см. рис. 14).

2. Схема к определению геометрических и силовых параметров по образцу (см. рис. 15).

3. Расчетная часть по определению геометрических, кинематических и энергетических параметров.

4. Таблица результатов по определению размеров ремня и канавок по образцу (см. табл. 15).

5. Итоговая таблица значений основных параметров клиноременной передачи в сборе по образцу (см. табл. 16).

6. Ответы (устно) на контрольные вопросы.

### Контрольные вопросы

1. Как влияют углы профиля поперечного сечения ремня и канавки на тяговую способность и долговечность передачи?

2. Какие изменения происходят в ремне под нагрузкой в течение одного пробега?

3. Что будет происходить в работе передачи, если в результате износа или неправильного выбора типа клинового ремня последний будет касаться дна канавки?

## Лабораторная работа №7

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВАЛОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

**Цель работы** – научиться определять основные геометрические параметры валов и составлять их расчетные схемы для различных случаев нагружения.

### Содержание работы

1. Ознакомиться с конструктивными особенностями валов на примере входного, промежуточного и выходного валов двухступенчатого зубчатого редуктора (см. лабораторная работа №3).

2. Изобразить в масштабе 1:2 конструктивные схемы входного (вал I), промежуточного (вал II), выходного (вал III) валов в сборе по образцам, приведенным на рис. 18, 19, 20.

**Внимание.** Изображая конструктивную (компоновочную) схему каждого вала в сборе, необходимо оставить под ней свободное место для расчетной схемы. Конструктивную (компоновочную) схему и расчетную схему каждого вала изобразить на одной странице.

3. Используя штангенциркуль и линейку, выполнить необходимые замеры конструктивных частей каждого вала. Полученные результаты занести в итоговую таблицу по образцу табл. 17 и указать на расчетных и конструктивных схемах каждого вала.

4. Составить расчетные схемы нагружения каждого вала по образцам (см. рис. 18, 19, 20), условно приняв направление вращения входного вала редуктора со стороны консольного участка **против часовой стрелки** и используя данные по размерам шестерен и зубчатых колес из лабораторной работы №3.

5. Оформить отчет в соответствии с требованиями и ответить (устно) на контрольные вопросы.

Лабораторное оборудование и инструменты:

1. Зубчатый двухступенчатый редуктор со съемной крышкой (см. лабораторная работа № 3) с легкодемонтируемыми входным, промежуточным и выходным валами в сборе.

2. Штангенциркуль с нутро- и глубиномером (типа «Колумбус»).

3. Линейка длиной 500 мм.

## Основные правила техники безопасности

1. При снятии с вала отдельных деталей (колес, подшипников, крышек и др.) необходимо держать вал непосредственно над рабочей поверхностью стола.

2. Разобранные детали круглой формы (валы, зубчатые колеса, подшипники и их крышки) для их измерения следует устанавливать на столе так, чтобы исключить их самопроизвольное скатывание и падение.

### Общие сведения о валах

Вал (как и ось) – деталь большинства механизмов, несущая вращающиеся части механических передач (зубчатые и червячные колеса, звездочки, шкивы и др.). Валы и оси в большинстве случаев имеют форму тел вращения. Различие между валом и осью состоит в том, что вал передает вращающие моменты и испытывает внутренние напряжения кручения, а ось их не передает и испытывает только напряжения изгиба (так же, как и вал). Вал всегда вращается (или поворачивается – торсионный вал), оси бывают вращающиеся и невращающиеся. Поэтому вал рассчитывают на совместное действие изгибающих и крутящих нагрузок, ось – только на изгиб.

**По назначению валы** можно разделить на следующие группы:

➤ **валы передач** – несущие детали механических передач (в редукторах, коробках передач и т.д.);

➤ **коренные валы машины**, несущие кроме деталей передач рабочие органы машины (валы ходовых колес, приводные валы конвейеров, валы двигателей, турбин и др.).

**По форме геометрической оси** валы разделяются на:

➤ **прямые** – с прямолинейной осью (редукторы, коробки передач, мосты и др.);

➤ **коленчатые** – с ломаной осью (поршневые двигатели, насосы, компрессоры и др.);

➤ **кулачковые** – для преобразования вращательного движения в поступательное (газораспределительные механизмы в двигателях внутреннего сгорания, компрессорах и др.);

➤ **гибкие валы** – с изменяющейся формой геометрической оси (глубинные вибраторы, бормашины и др.).



В курсе «Детали машин» в основном рассматриваются прямые валы, валы других конструкций изучаются в специальных курсах.

**Прямые валы** в зависимости от назначения изготавливаются либо одинакового диаметра по всей длине – **трансмиссионные валы** для передачи энергии вращения на значительные расстояния (карданные валы), либо с различными диаметрами разных ступеней **ступенчатые** (редукторные) валы. Образование ступеней по длине вала связано с различной напряженностью отдельных участков вала, с разными условиями его изготовления и сборки, а также по соображениям экономии металла. Нередко ступенчатые валы изготавливаются заодно с шестернями (валы-шестерни) или червяками (червячные валы).

В конструкции прямого ступенчатого вала можно выделить следующие основные элементы (рис. 16):

**Фаска (скос)** – выполняется с целью облегчения монтажа насаживаемых деталей. Фаски также образуются при притуплении острых кромок для предотвращения порезов рук при изготовлении и монтаже валов. Фаски выполняются на длину 1...4 мм под углом 45 град. Скосы могут иметь меньшие углы – 10...30 град.

**Цапфа** – опорная часть вала – место посадки подшипников. Цапфа, расположенная на конце вала, называется **шипом**, а расположенная в середине вала – **шейкой**. Шипы и шейки воспринимают в основном радиальную или близкую к ней нагрузку. Цапфа, воспринимающая осевую или близкую к ней нагрузку, называется **пятой**. Длина радиальной цапфы обычно равна ширине подшипника. Поверхность цапфы, как правило, обрабатывается шлифованием до чистоты (шероховатости) 7...8 класса. Размер диаметра после обработки должен быть в пределах допуска, обеспечивающего требуемый вид посадки (прессовая, легкопрессовая и др.).

**Галтель** – закругленный переходный участок между ступенями вала. Закругления выполняются постоянного или переменного радиуса, значения которого зависят от разности диаметров ступеней и в основном колеблются в пределах 2...5 мм. Галтель также позволяет снизить концентрацию напряжения в переходных сечениях. При монтаже подшипники и другие насаживаемые детали плотно прилегают своими фасками к галтелям, что препятствует их осевому смещению в процессе работы механизма.

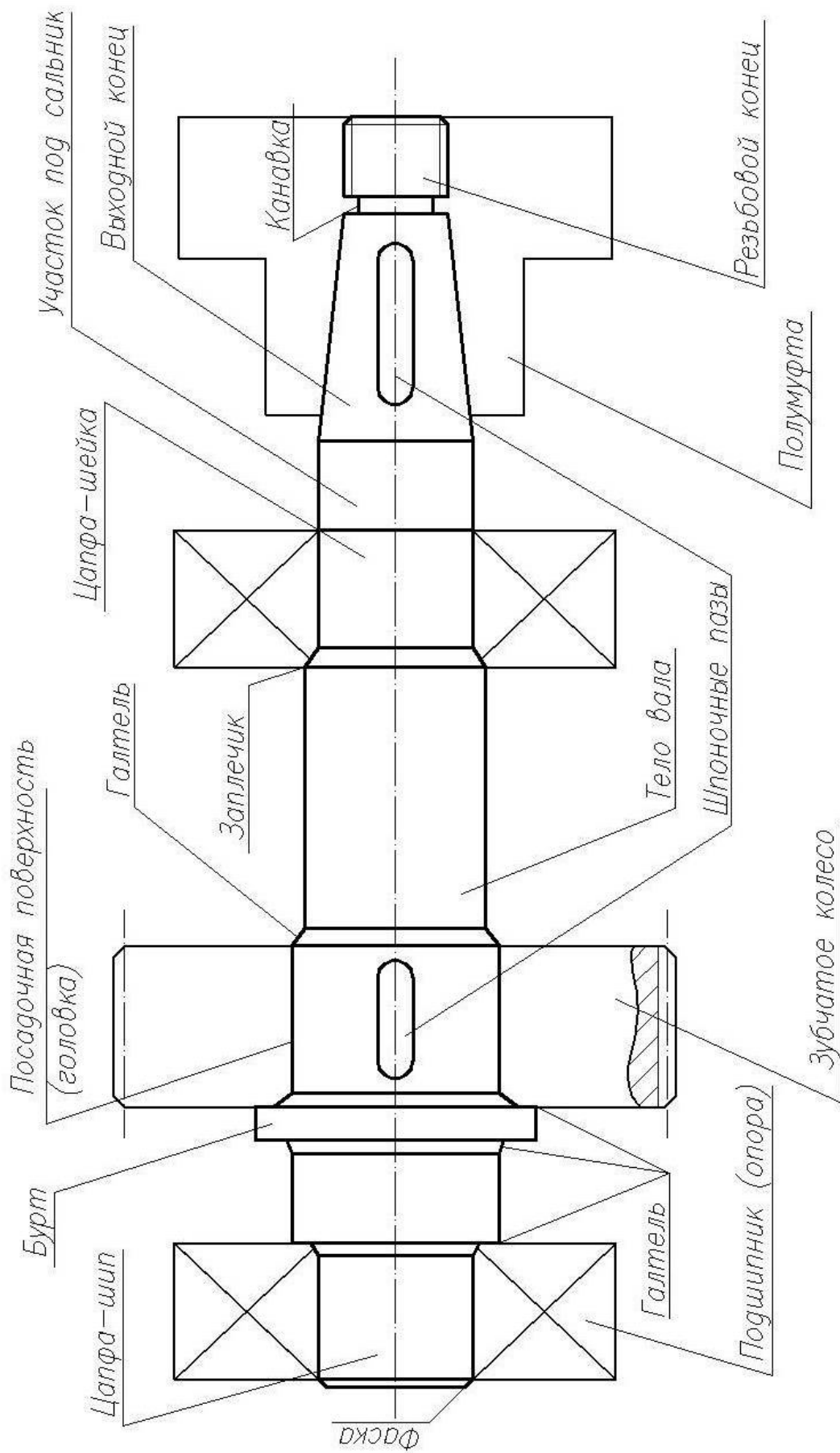


Рис. 16. Основные элементы конструкции ступенчатого вала в сборе

**Бурт** – выступающая часть вала для упора в него насаживаемой детали. Воспринимает осевые нагрузки, предотвращает осевое перемещение деталей в направлении действия осевой нагрузки.

**Посадочная поверхность (головка)** – часть вала для установки деталей передач (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.). Как и цапфа, эта часть вала обрабатывается точением или шлифованием до чистоты поверхности (шероховатости) 7...8 класса, а размер посадочного диаметра и допуск на точность его изготовления обеспечивают требуемую посадку детали на вал. Если на деталь в осевом направлении действуют знакопеременные нагрузки, то на этой части вала устанавливаются различные стопорные устройства, препятствующие осевому перемещению детали на валу.

**Шпоночный паз** – углубление в посадочной части вала, куда вставляется призматическая или сегментная шпонка. Паза изготавливаются пальцевыми или дисковыми фрезами. Размеры шпоночного паза определяются после расчета самой шпонки и обычно проставляются на рабочих чертежах на вынесенных (нередко увеличенных) сечениях посадочных мест. Если вал имеет два и более шпоночных паза, то они должны быть расположены в одной плоскости во избежание перестановки вала при их фрезеровании.

**Тело вала** – часть вала, размеры которой определяются конструктивно в процессе разработки компоновочной схемы всего механизма. Позволяет оптимально расположить друг относительно друга вращающиеся детали и опоры вала.

**Заплечик** – торцевая часть сопряженной с цапфой ступени, в которую подшипник упирается своим внутренним кольцом.

– **Участок под сальник** – часть вала, по которой работает сальниковое уплотнение. Выполняется шлифованием до 7...8 класса чистоты (шероховатости) с тем же номинальным диаметром, что и цапфа, но с минусовым отклонением для того, чтобы подшипник свободно прошел через этот участок, не повредив его гладкую рабочую поверхность. Длина этого участка зависит от конструкции крышки подшипникового узла, но обычно не превышает 25...30 мм.

**Выходной конец** – выступающая из корпуса механизма часть входного или выходного вала, предназначенная для посадки полумуфта или деталей открытых передач. Как правило, концы выходных (ведомых) валов могут иметь как коническую, так и цилиндрическую форму. Коническая форма обеспечивает более надежную посадку дета-

лей, на которые действуют повышенные динамические знакопеременные нагрузки. Конические поверхности концов обычно имеют конусность 1:10 или 1:20, которая определяется зависимостью  $K = \frac{d_1 - d_2}{l}$  и выбирается из ряда 1:5, 1:10, 1:15, 1:20. Коническая часть вала заканчивается **резьбовым концом** для осевой фиксации деталей с помощью резьбовых устройств. Резьба на конце условно обозначается буквой М с указанием диаметра и шага резьбы в мм (например: М14×1,5). В цилиндрических выходных концах для осевой фиксации деталей выполняются либо внутренние (осевые или смещенные) резьбовые отверстия с торца вала, либо радиальные сквозные отверстия – гладкие для штифтов или резьбовые для шпилек и винтов.

**Канавка** – углубление между коническими и резьбовыми участками вала, выполняется для выхода резьбонарезного инструмента.

### Составление расчетной схемы вала

При расчете валов на прочность существуют три основных вида расчетов:

- предварительный (ориентировочный);
- проектировочный (приближенный);
- проверочный (уточненный).

Основным видом является проектировочный расчет на прочность, в котором учитывается совместное действие изгиба и кручения и определяются размеры валов в опасных сечениях. Сначала составляется расчетная схема редуктора (рис. 17), на которой указываются направления вращения валов ( $n_1, n_2, n_3$ ), диаметры делительных окружностей ( $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5$ ) и усилия в зацеплениях зубчатых передач (окружное  $F_t$ ; радиальное  $F_r$ ; осевое  $F_a$ ). Векторы этих сил проведены из полюсов зацеплений ( $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$ ) в направлениях, зависящих от углов наклона зубьев и от направлений вращения зубчатых колес. На расчетной схеме редуктора (см. рис. 17), изображенной в двух проекциях со стороны консольного конца входного вала I, **условно** принято направление вращения вала I **против часовой стрелки** ( $n_1$ ) с одинаковым направлением углов наклона зубьев обеих передач редуктора (на рис. 17 показано тремя параллельными наклонными линиями на колесах передач). Определение значений этих углов было рассмотрено в лабораторной

работе №3. Затем редуктор разбирается, производится измерение основных конструктивных параметров каждого вала в сборе, и составляются их конструктивные (компоновочные) схемы по образцам, приведенным на рис. 18, 19, 20, в масштабе 1:2. На этих схемах в верхней размерной цепи каждого вала проставляются размеры его конструктивных элементов в осевом направлении  $(l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7)$ , определенные с помощью штангенциркуля и линейки, а в нижней размерной цепи указываются размеры между осями симметрии тех элементов конструкции – цапф, посадочных мест деталей передач, выходных концов и др., в которых действуют силы, создающие изгибающие и крутящие напряжения в теле вала. Размеры между этими осями симметрии  $a, b, c$  впоследствии на расчетной схеме будут плечами  $a, b, c$  с соответствующими для каждого вала индексами, создающими изгибающие моменты в различных участках валов от сил в зацеплениях  $(F_t, F_r, F_a)$  и от сил в деталях на консольных участках  $(F_M, F_K)$ . Каждый вал изображается в своих опорах: входной – в опорах  $A$  и  $B$ , промежуточный – в опорах  $C$  и  $D$  и выходной – в опорах  $E$  и  $F$ . Одна из опор каждого вала принимается шарнирно-подвижной, другая – шарнирно-неподвижной. Вследствие неизбежной несоосности валов, соединяемых муфтами, валы на расчетной схеме нагружают консольной силой  $F_M$ , которая направляется так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации от окружной силы  $F_t$  (худший случай).

На расчетной схеме каждого вала силы  $F_t, F_r, F_a$  изображены раздельно в вертикальной (плоскость  $Y$ ) и горизонтальной (плоскость  $X$ ) плоскостях. При этом возникают пары сил (моменты), равные:

$$F_t \cdot \left(\frac{d}{2}\right) = T \quad \text{и} \quad F_a \cdot \left(\frac{d}{2}\right) = M_a.$$

Здесь  $d$  – диаметр делительной окружности шестерни.

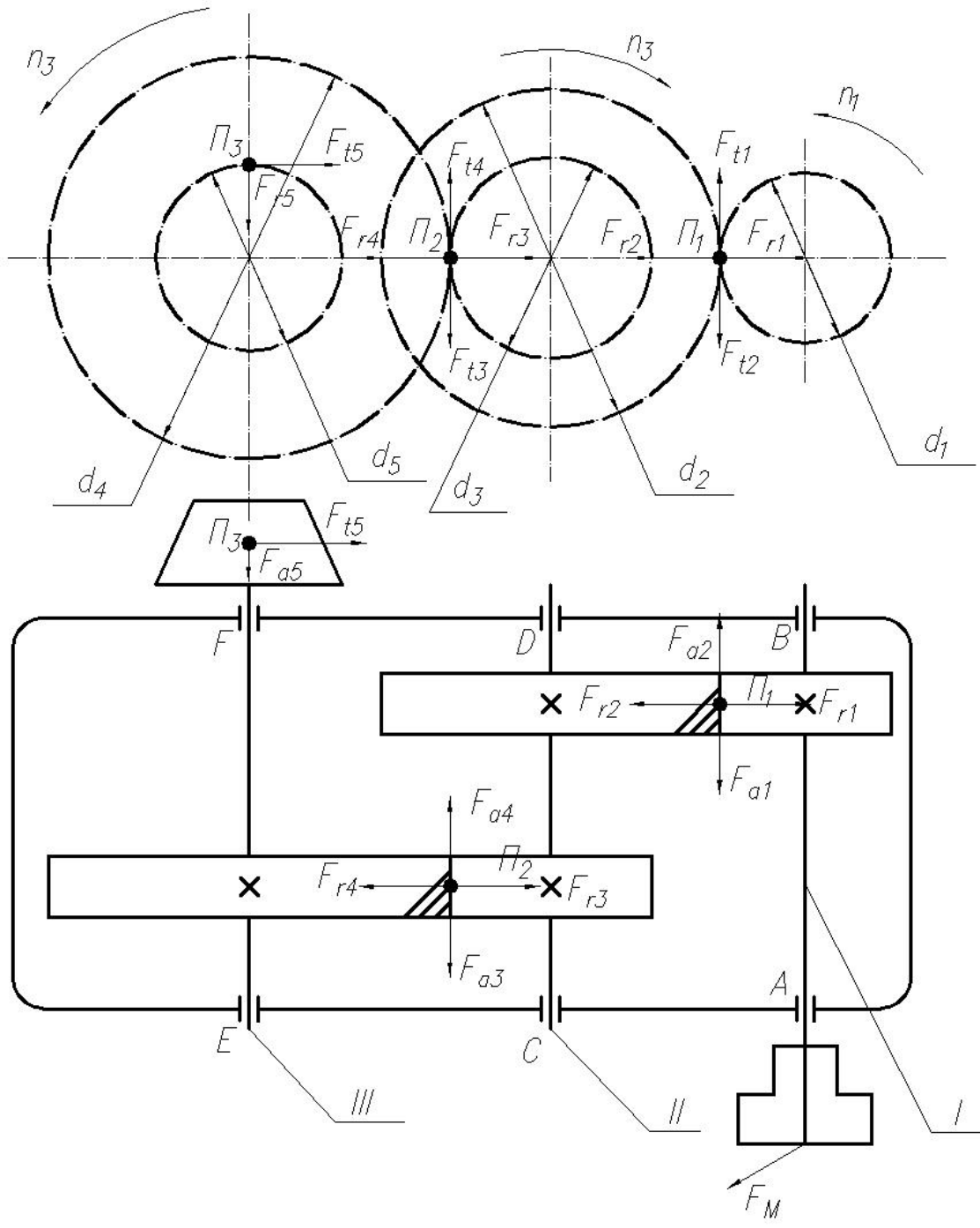


Рис. 17. Расчетная схема двухступенчатого редуктора с косозубыми передачами:

- I – входной (ведущий) вал с полумуфтой в опорах A и B;
- II – промежуточный вал в опорах C и D; III – выходной (ведомый) вал с конической шестерней в опорах E и F;
- Π<sub>1</sub>, Π<sub>2</sub>, Π<sub>3</sub> – полюса зубчатых зацеплений

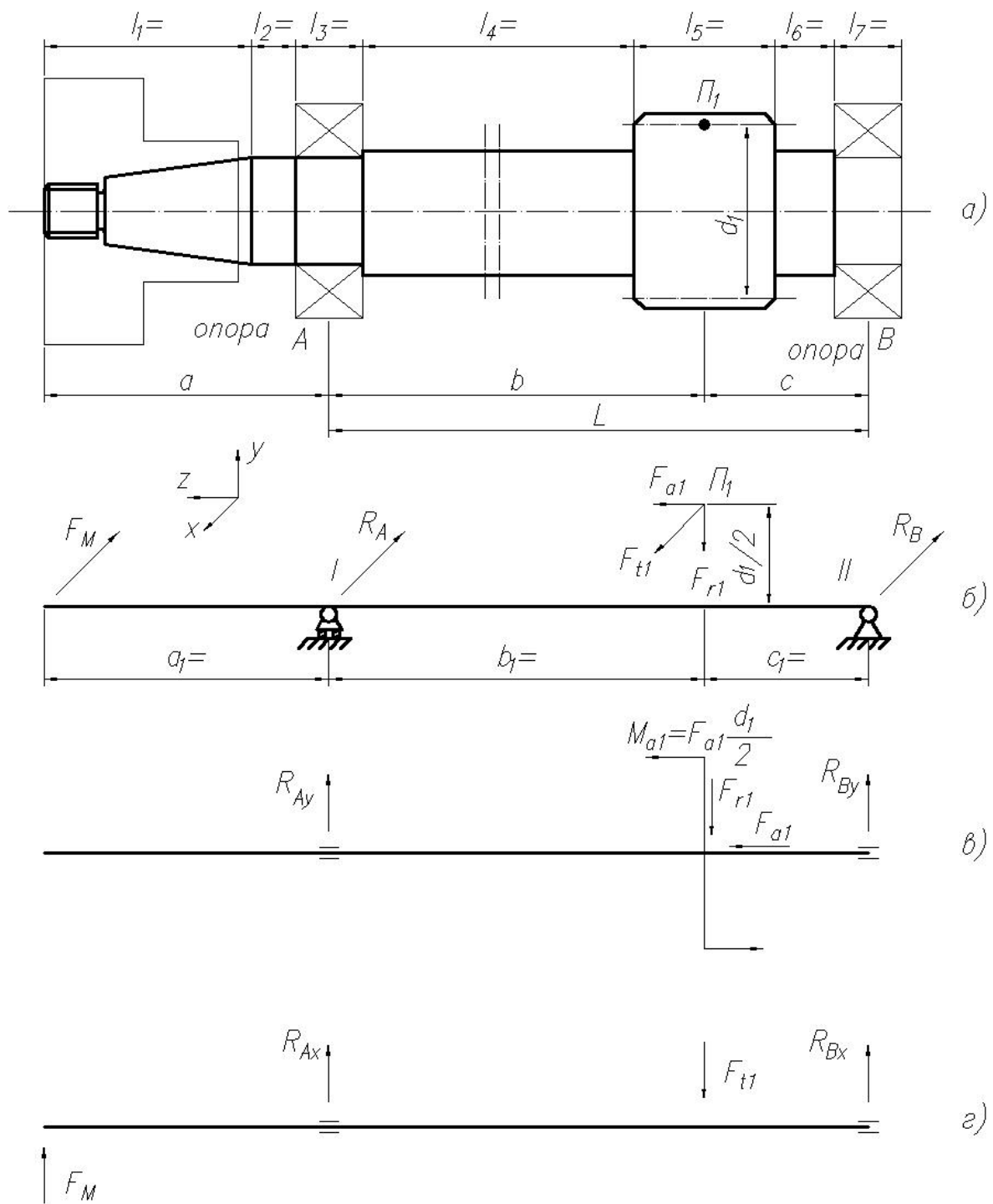


Рис. 18. Схема для расчета ведущего вала (вал I):  
 а – компоновочная схема вала I в сборе; б – общая расчетная схема вала I;  
 в – расчетная схема сил в вертикальной плоскости;  
 г – расчетная схема сил в горизонтальной плоскости

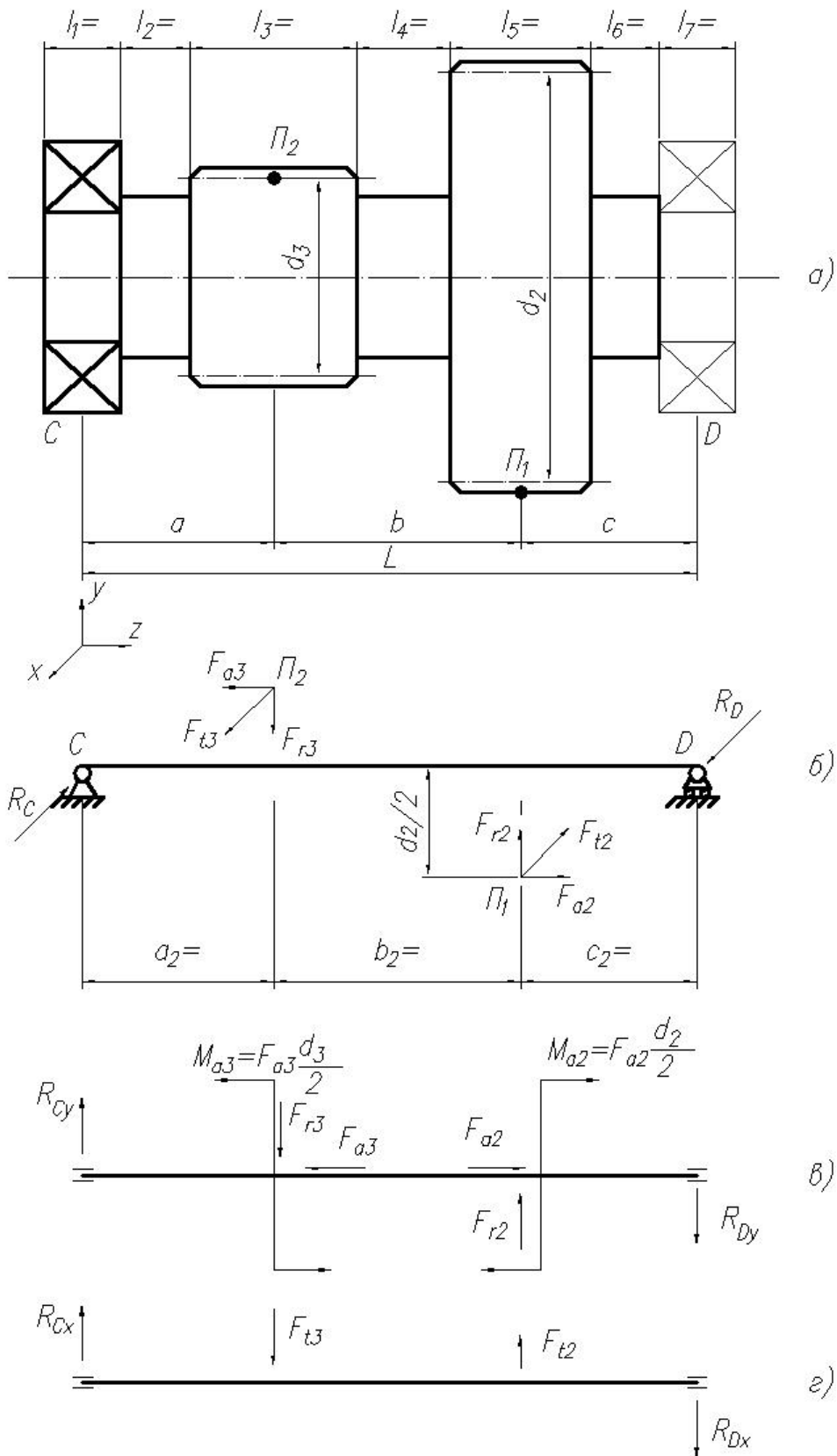


Рис. 19. Схема для расчета промежуточного вала (вал II):  
 а – компоновочная схема вала II в сборе; б – общая расчетная схема вала II;  
 в – расчетная схема сил в вертикальной плоскости;  
 г – расчетная схема сил в горизонтальной плоскости



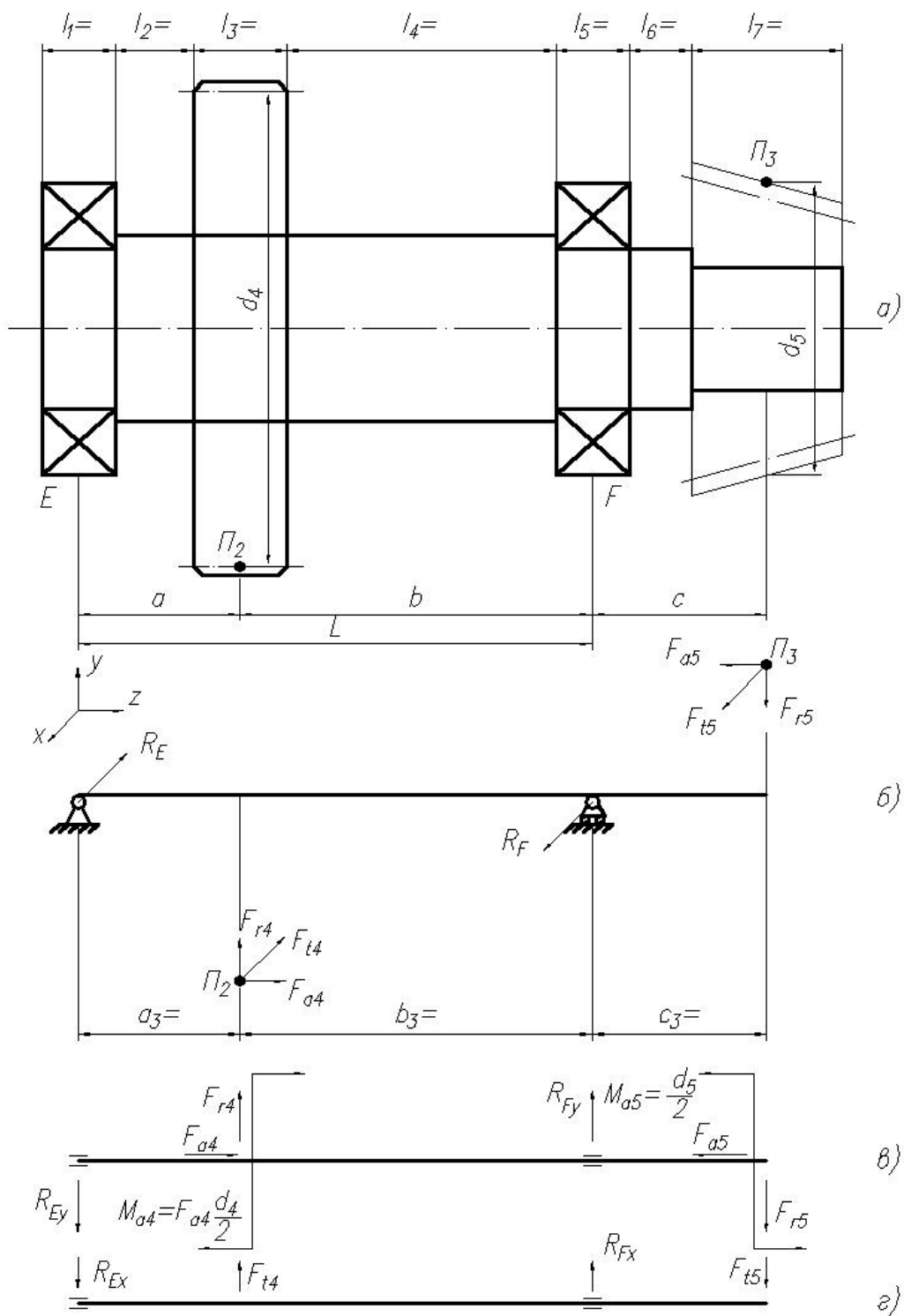


Рис. 20. Схема для расчета выходного вала (вал III):  
 а – компоновочная схема вала III в сборе;  
 б – общая расчетная схема вала III;  
 в – расчетная схема сил в вертикальной плоскости;  
 г – расчетная схема сил в горизонтальной плоскости

Таблица 17

## Итоговая таблица результатов по определению конструктивных и расчетных параметров

№ п/п	Параметры валов в сборе	Обозначения	Результаты, мм		
			Вал I	Вал II	Вал III
1	Диаметры делительных окружностей шестерен (из лабораторной работы №3)	$d_1$ $d_2$ $d_3$ $d_4$ $d_5$			
2	Длины конструктивных элементов валов в осевом направлении	$l_1$ $l_2$ $l_3$ $l_4$ $l_5$ $l_6$ $l_7$			
3	Расчетные длины плеч изгибающих моментов	$a$ $b$ $c$			
4	Расстояние между опорами	$L$			

## Содержание отчета

Отчет по лабораторной работе должен быть оформлен в соответствии с общими требованиями. Также в отчете должны быть представлены:

1. Расчетная схема двухступенчатого редуктора по образцу, приведенному на рис. 17.
2. Схемы для расчета входного, промежуточного и выходного валов редуктора по образцам (см. рис. 18, 19, 20).
3. Итоговая таблица результатов по определению конструктивных и расчетных параметров по образцу табл. 17.

## Контрольные вопросы

1. Как называются и для чего предназначены основные элементы конструкции ступенчатого вала?
2. Как и зачем составляются конструктивные (компоновочные) схемы валов?
3. Как и зачем составляются расчетные схемы нагружения валов?

## Лабораторная работа № 8

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Цель работы** – изучить классификацию подшипников качения и научиться определять их основные технические и эксплуатационные характеристики.

### Содержание работы

1. Используя данное учебное пособие и плакаты, ознакомиться с классификацией подшипников качения и их условным обозначением (см. табл. 18).

2. Изучить конструкции и области применения подшипников качения различных типов по стендовым образцам.

3. Для каждого из 2-х выданных на бригаду подшипников различных типоразмеров (подшипник №1 и подшипник №2) определить за мерами основные конструктивные характеристики и показать их на эскизах подшипников по образцу рисунков в «Примере 1» и в «Примере 2».

4. Расшифровать номера подшипников №1 и №2, пользуясь табл. 18, и дать краткую характеристику каждому подшипнику.

5. Составить отчет по лабораторной работе.

Лабораторное оборудование:

1. Комплект из двух подшипников разных типоразмеров на одну бригаду – 2 комплекта.

2. Штангенциркуль – 2 шт.

3. Плакаты подшипниковых узлов – 1 комплект.

4. Стенд с подшипниками.

5. Защитная подкладка на столы – 2 шт.

### Основные правила техники безопасности

1. Чтобы не произошло самопроизвольного скатывания и падения подшипников, необходимо до и после измерений класть подшипники на поверхность стола их торцевой (плоской) поверхностью.

## Краткие сведения о подшипниках качения

Подшипники качения являются основным элементом конструкции подшипникового узла, куда, кроме подшипника (ов), могут входить корпус, крышки, крепежные, регулировочные, защитные и смазывающие устройства. Сами подшипники состоят из наружного и внутреннего колец с телами качения между ними, часто разделенными между собой сепараторами.

В настоящее время, благодаря своим достоинствам, подшипники качения являются основными видами опор в машинах.

Основные *достоинства* подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения следующие:

1. Меньшие моменты сил трения и малая их зависимость от скорости в обычных скоростных диапазонах, значительно меньшие (в 5...10 раз) пусковые моменты.

2. Существенно сниженные требования к их уходу.

3. Большая несущая способность на единицу ширины подшипника.

Основные *недостатки*:

1. Повышенные диаметральные габариты.

2. Высокие контактные напряжения между телами качения и внутренними дорожками колец и поэтому ограниченный срок службы при большом рассеивании.

Мировой выпуск подшипников качения измеряется в миллиардах штук в год. Отечественной промышленностью изготавливаются шарикоподшипники с наружным диаметром 1 мм, диаметром шариков 0,35 мм и массой ~0,5 грамма (в приборах); в тяжелом машиностроении – с наружным диаметром 2600 мм, с диаметрами шариков 203 мм и массой до 3,5 тонны.

Подшипники качения разделяются *по форме тел качения* на *шариковые* и *роликовые*.

Роликоподшипники, в свою очередь, по тому же признаку разделяются на следующие разновидности: а) *с цилиндрическими* короткими и длинными роликами; б) *с витыми* роликами; в) *с коническими* роликами; г) *с бочкообразными* роликами; д) *с игольчатыми* роликами.

Все подшипники качения разделяются по *точности* изготовления, которая определяется: а) точностью основных размеров подшипника, б) точностью вращения. *Точность основных размеров* зависит от *отклонений* размеров по внутреннему и наружному диаметрам и ширине

колец и тел качения. *Точность вращения* характеризуется *радиальным* и *боковым биениями* дорожек качения, торцов внутреннего и наружного колец и монтажными зазорами.

Отечественной промышленностью выпускаются подшипники качения следующих классов точности в порядке их повышения: 0 – нормального класса точности, 6 – повышенного, 5 – высокого, 4 – особо высокого и 2 – сверхвысокого. Ниже, для сравнения, приводятся относительные технические и экономические характеристики подшипников одинакового типоразмера:

Класс точности	0	6	5	4	2
Биение, мкм	20	10	5	3	2,5
Относительная стоимость	1	1,3	2	4	10

Все подшипники качения изготавливаются из высокопрочных специальных подшипниковых сталей (высокоуглеродистых хромистых) с термической обработкой, обеспечивающей высокую твердость (контактную прочность).

### Классификация подшипников качения

Все разновидности подшипников классифицируются по следующим признакам:

➤ **по направлению** воспринимаемых нагрузок:

а) *радиальные* – предназначены для восприятия только радиальных или преимущественно радиальных нагрузок, которые действуют перпендикулярно оси вращения подшипника по его радиусу;

б) *радиально-упорные* – служат для восприятия комбинированных радиальных и осевых нагрузок, действующих под углом к оси вращения, бóльшим 45°;

в) *упорно-радиальные* – предназначены для восприятия комбинированных осевых (основных) и радиальных (небольших) нагрузок, действующих под углом к оси вращения, меньшим 45°;

г) *упорные* – воспринимают только осевые нагрузки.

➤ **по форме тел качения:**

а) шариковые;

б) роликовые (с короткими и длинными цилиндрическими роликами, с коническими и игольчатыми роликами, со сферическими и сфероконическими роликами, с витыми роликами);

➤ по числу рядов тел качения подразделяются на одно-, двух- и четырехрядные.

➤ по основному конструктивному признаку:

а) несамостоятельно устанавливающиеся;

б) самостоятельно устанавливающиеся (сферические).

### Условные обозначения (по ГОСТ 18885–94 [9])

Основное условное обозначение (ОУО), дополнительные знаки и знак завода-изготовителя (например ГПЗ-24) нанесены на торцы колец подшипника. ОУО составляется из цифр (максимальное количество цифр – 7) и означает внутренний диаметр подшипника, его серию, тип, конструктивную разновидность. Порядок отсчета цифр справа налево (см. табл. 18).

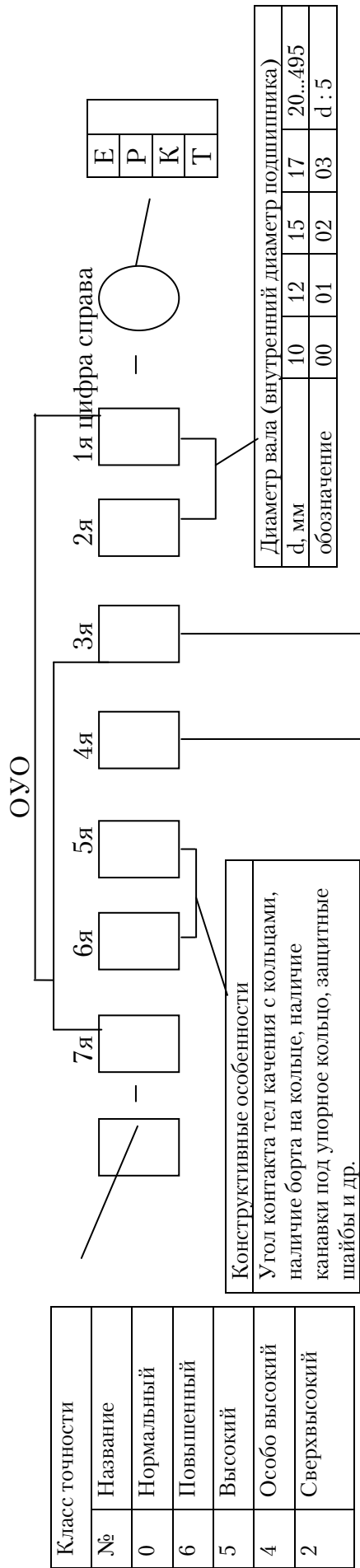
Две первые цифры ОУО являются частным от деления внутреннего диаметра подшипника (диаметра у опоры вала) в мм на 5. Это правило действует для диаметров от 20 до 495 мм. Для диаметров 10, 12, 15 и 17 мм обозначения соответственно 00, 01, 02 и 03.

Третья и седьмая цифры ОУО указывают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм включительно). Третья цифра, обозначающая серию диаметров, совместно с седьмой цифрой, обозначающей серию ширины, определяют размерную серию подшипника. Если седьмая цифра – 0, то цифра на третьем месте характеризует серию по диаметру и ширине. Такая картина объясняется тем, что при одинаковом внутреннем диаметре изменение наружного диаметра неизбежно влечет и изменение ширины подшипника, т.к. изменяется диаметр тел качения, и наоборот, при изменении ширины подшипника изменяется наружный диаметр (при сохранении числа рядов тел качения).

Четвертая цифра ОУО обозначает тип подшипника:

0	– шариковый радиальный однорядный
1	} по табл. 18
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	

Условные обозначения подшипников качения



Тип подшипника	
Обозначение	Наименование типа
0	Шариковый радиальный однорядный
1	Шариковый радиальный сферический
2	Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами
3	Роликовый радиальный сферический
4	Роликовый с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами
5	Роликовый радиальный с витыми роликами
6	Шариковый радиально-упорный
7	Роликовый конический
8	Шариковый упорный и шариковый упорно-радиальный
9	Роликовый упорный и роликовый упорно-радиальный

Серия подшипника									
Серия подшипника	по наружному диаметру (3я цифра справа)			по ширине (7я цифра справа)			по диаметру		
	по диаметру	по ширине	по диаметру	по диаметру	по ширине	по диаметру	по диаметру	по ширине	по диаметру
Обозначение	по ширине	3я цифра	7я цифра	по диаметру	по ширине	по диаметру	по диаметру	по ширине	по диаметру
				по диаметру	по ширине	по диаметру	по диаметру	по ширине	по диаметру
Примерное обозначение серии	7000100	100	2000100	3000100	200	1000200	500	3000200	300

*Пятая или пятая с шестой цифрой ОУО* обозначают конструктивную разновидность подшипников (наличие канавки под упорное кольцо, номинальный угол контакта тел качения с наружным кольцом в радиально-упорных подшипниках, наличие защитных шайб, дополнительных бортов, конического отверстия внутреннего кольца и т.п.).

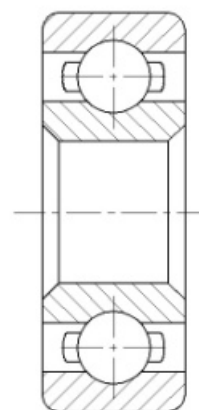
В основном условном обозначении нули, стоящие левее последней значащей цифры, *опускаются*. Таким образом, минимальное количество цифр в ОУО – три, (например, шарикоподшипник легкой узкой серии с внутренним диаметром 55 мм будет иметь ОУО – 211).

*Кроме цифр ОУО слева и справа* от него могут маркироваться дополнительные знаки (буквенные или цифровые). Например, класс точности подшипника маркируется цифрой слева через тире от ОУО.

*Справа от ОУО* могут стоять буквенные знаки, характеризующие материал детали подшипника (например, буква Е обозначает, что сепаратор выполнен из пластических материалов, буква Р – детали подшипника изготовлены из теплостойких сталей, буква Ю – все или часть деталей изготовлены из коррозионной стали). Конструктивные изменения деталей подшипника обозначаются буквой К с цифрами (К1, К2, К3), буква Т с цифрами (Т1, Т2, Т3) указывает на специальную термообработку деталей, буква М с цифрами (М1, М2, М3) – роликовые подшипники с модифицированным контактом.

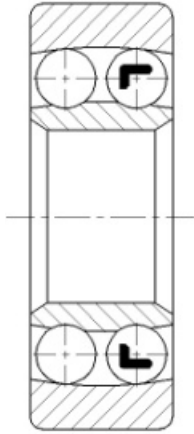
### Краткая характеристика подшипников основных типов

*Шариковые радиальные однорядные* подшипники (тип 0000) предназначены для восприятия радиальных и ограниченных осевых нагрузок любого направления и являются одними из наиболее распространенных и дешевых подшипников. Динамическая и статистическая радиальная грузоподъемность их ниже, чем у роликоподшипников равных размеров. Они характеризуются сравнительно малыми радиальной и особенно осевой жесткостью, не рекомендуются для применения в узлах, требующих точной фиксации валов.

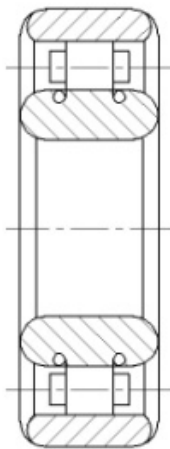


Допустимые углы взаимного перекоса колец (внутреннего относительно наружного) подшипников с нормальными радиальными зазорами при радиальном нагружении – до 8' (здесь и далее данные о допустимых перекосах относятся к подшипникам классов точности 0 и 6).

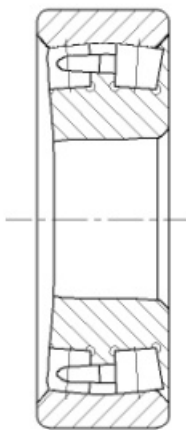




*Шариковые радиальные двухрядные сферические* подшипники (тип 1000) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и ограниченные осевые нагрузки любого направления. Радиальная грузоподъемность у них значительно ниже, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников. Допускают значительные (до  $4^\circ$ ) взаимные перекосы колец. Применяются в узлах с нежесткими валами и в конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.



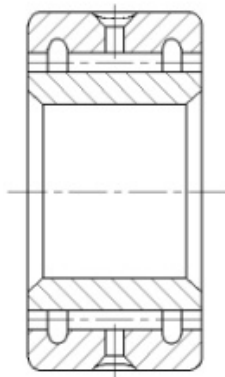
*Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами* (тип 2000) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Изготавливают также подшипники с дополнительным бортом на внутреннем (42000) или наружном (12000) кольце. Эти подшипники могут воспринимать кроме радиальной и ограниченную осевую нагрузку. Допускают раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец подшипника. Подшипники с модифицированным контактом допускают взаимные перекосы до  $6'$  (без модификации – до  $2'$ ).



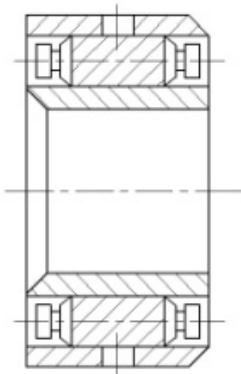
*Роликовые радиальные двухрядные сферические* подшипники (тип 3000) предназначены для восприятия в основном радиальных нагрузок, но могут работать и при осевых нагрузках, не превышающих 25 % от допустимой радиальной нагрузки. Могут воспринимать только осевые нагрузки, но в этом случае работает только один ряд роликов. Обладают значительно большей грузоподъемностью, чем равногабаритные сферические шарикоподшипники. Допускают значительные (до  $2...3^\circ$ ) перекосы внутреннего кольца относительно наружного.

Область применения: тяжело нагруженные многоопорные валы; двухопорные валы, подверженные значительным прогибам.

Кроме основного (3000), есть дополнительные два стандартных и два нестандартных типа, различающиеся формой (цилиндрическая и бочкообразная) и размерами роликов.



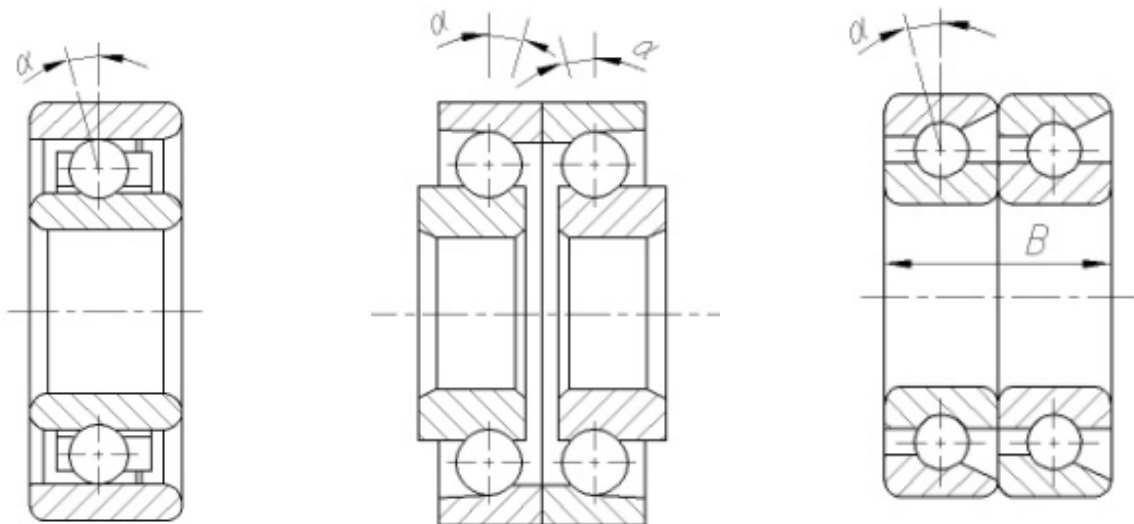
*Роликоподшипники игольчатые* (тип 4000) отличаются большой радиальной грузоподъемностью при малых радиальных габаритах. Осевые нагрузки воспринимать не могут. По допустимым частотам вращения они уступают роликоподшипникам с короткими цилиндрическими роликами, но хорошо работают в условиях качения одного из колец; весьма чувствительны к взаимным перекосам колец (однорядные без модификации профиля допускают перекосы до 1', с модификацией – до 4').



*Роликоподшипники радиальные с витыми роликами* (тип 5000) предназначены для восприятия радиальных нагрузок ударного характера. Обладают пониженной жесткостью и увеличенным радиальным зазором. Менее чувствительны к загрязнению. Допускают незначительный перекося внутреннего кольца относительно наружного.

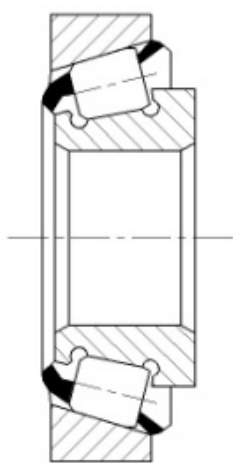
Область применения: опоры со средними радиальными нагрузками ударного характера, с пониженной точностью вращения. В ответственных узлах не применяются.

Кроме основного (5000), есть четыре дополнительных типа, различающихся размерами роликов.



*Шариковые радиально-упорные* подшипники предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Регулируемые подшип-

ники типов 6000, 36000, 46000 и 66000 способны воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, без осевых нагрузок в опорах работать не могут. При определении этих нагрузок следует учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальных нагрузок из-за наклона контактных линий. Нерегулируемые подшипники (с разрезным наружным или внутренним кольцом, а также двухрядные подшипники) могут воспринимать осевую нагрузку любого направления и работать без осевых нагрузок. Номинальный угол контакта у подшипника типов 6000 и 36000 равен  $12^\circ$ , а у подшипников типов 46000 и 66000 – соответственно  $26^\circ$  и  $36^\circ$ . Номинальный угол контакта подшипников с разрезными кольцами составляет  $26^\circ$ . Чем меньше угол контакта, тем больше радиальная и меньше осевая жесткость и грузоподъемность подшипников. С ростом угла контакта снижается предельная быстроходность из-за отрицательного влияния гигроскопического эффекта. Радиально-упорные шарикоподшипники отличаются от радиальных большим числом шариков, поэтому их жесткость и грузоподъемность выше. Регулируемые подшипники собирают в узлах машин так, чтобы при установившемся температурном режиме радиальные и осевые зазоры в них приближались к нулю, а в некоторых случаях их собирают с предварительным натягом. Допустимые взаимные перекосы колец –  $4' \dots 6'$  (большие значения соответствуют малым углам контакта).

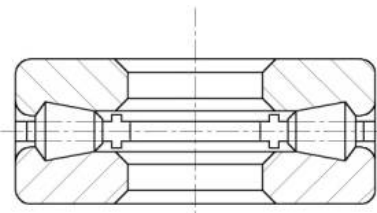


*Роликовые радиально-упорные однорядные* подшипники с коническими роликами предназначены для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок. Без осевых нагрузок в опорах, как и регулируемые радиально-упорные шарикоподшипники, работать не могут. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок они применяются в паре. Подшипники выпускают с углами  $\alpha = 10 \dots 18^\circ$  (тип 7000) и  $\alpha = 20 \dots 30^\circ$  (тип 27000). Пару подшипников типа 27000 рекомендуется устанавливать в одной фиксирующей опоре. В узле с радиально-упорными роликовыми подшипниками должна быть предусмотрена регулировка осевого зазора подшипников. По сравнению с шариковыми радиально-упорными подшипниками эти подшипники отличаются большей грузоподъемностью, меньшими точностью вращения и предельной частотой вращения. Допускается раздельный монтаж наружного и внутреннего колец с комплектом

роликов. Подшипники с модифицированным контактом могут иметь взаимные перекосы колец до 4' (без модификации до 2'), до 8' (с модификацией контакта на рабочей поверхности наружного кольца).



*Шариковые упорные одинарные* подшипники (тип 8000) предназначены для восприятия односторонней осевой нагрузки, они применяются при значительно меньших по сравнению с другими шарикоподшипниками частотах вращения, очень чувствительны к перекосам (допускают взаимный перекос колец до 2').



*Роликоподшипники упорные* (тип 9000) предназначены для восприятия больших осевых нагрузок. Используют эти подшипники в основном в узлах с вертикальным валом. По конструкции подшипники различаются формой роликов: с цилиндрической – тип 9000 и конической – типы 19000 и 39000. Подшипники типа 19000 по сравнению с типом 9000 имеют большую грузоподъемность, но допускают меньшую частоту вращения. Подшипники типа 39000 – самоустанавливающиеся.

Подшипники типа 19000 по сравнению с типом 9000 имеют большую грузоподъемность, но допускают меньшую частоту вращения. Подшипники типа 39000 – самоустанавливающиеся.

### Пример № 1 Характеристика подшипника № 1

Роликовый радиально-упорный конический (тип 7000)		
	<p>№ 7307 07 – внутренний номинальный размер подшипника 07×5 = 35 мм 3 – серия средняя узкая 7 – тип роликовый радиально-упорный конический (тип 7000) <math>D = 80,07</math> <math>c = 18,10</math> <math>d = 35,02</math> <math>T = 22,75</math> <math>B = 21,15</math> <math>\alpha = 12^\circ</math></p>	<p>Предназначен для восприятия одновременно действующих радиальных <math>F_r</math> и односторонних осевых <math>F_a</math> нагрузок. Допустимые окружные скорости значительно ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Различаются углом конусности <math>\alpha</math> (<math>10^\circ</math>, <math>20^\circ</math>, <math>30^\circ</math>), от которого зависит несущая способность подшипника в различных направлениях</p>

## Пример № 2 Характеристика подшипника № 2

Шариковый радиально-упорный (тип 36208)		
	<p>№ 36208                      08 – внутренний номинальный диаметр подшипника  <math>08 \times 5 = 40</math> мм                      2 – серия легкая узкая                      6 – тип шариковый радиально-упорный (тип 6000)                      3 – конструктивная разновидность с углом контакта <math>\alpha = 12^\circ</math>  <math>D = 80,05</math>  <math>d = 40,01</math>  <math>B = 18,00</math></p>	<p>Предназначен для восприятия радиальных <math>F_r</math> и осевых <math>F_a</math> нагрузок. Способность воспринимать осевую нагрузку <math>F_a</math> определяется углом контакта <math>\alpha</math> шарика и дорожки кольца. По скоростным характеристикам не уступают шариковым радиальным однорядным. Подшипники этой группы разделяются на 18 типов и отличаются от основного типа 6000 способностью воспринимать радиальные, осевые и комбинированные нагрузки</p>

### Содержание отчета

1. Отчет должен быть составлен в соответствии с общими требованиями. Кроме того, в отчете должны быть представлены итоги определения основных конструктивных и эксплуатационных характеристик двух подшипников по образцам примеров № 1 и № 2.

### Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются подшипники качения?
2. Что означают цифры (и буквы) в номере подшипника?
3. Какие подшипники предназначены для восприятия только *радиальных* нагрузок, какие – только *осевых*, какие – комбинированных (одновременно для радиальных и осевых)?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе выполнения цикла лабораторных работ по курсу «Детали машин и основы конструирования» студенты получают практические навыки в определении основных геометрических, кинематических и энергетических параметров различных механических приводов машин. При определении значений перечисленных параметров студенты реально знакомятся с «живыми» конструкциями деталей и узлов, методиками измерения и вычисления их различных характеристик, что положительно сказывается на стадиях проектирования и конструирования при выполнении сначала курсовых, а затем и дипломных проектов.

Приобретенные практические навыки, несомненно, будут полезны будущим специалистам в их инженерной деятельности при проектировании, изготовлении, эксплуатации, ремонте, экономической и технической оценке различных механических устройств в составе подъемных, транспортных, технологических машин и оборудования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 2.703–68. Правила выполнения кинематических схем [Текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1987.
2. ГОСТ 2.770–68. Обозначения условные и графические в кинематических схемах [Текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1987.
3. Решетов, Д.Н. Детали машин [Текст]/ Д.Н. Решетов. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 69 с.
4. Чернилевский, Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования [Текст] / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2001. – 560 с.
5. ГОСТ 21354–87 (СТ СЭВ 5744–86). Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность [Текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1988.
6. ГОСТ 2144–76. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры [Текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1976.
7. ГОСТ 1284.1–89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля [Текст]. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1996.
8. ГОСТ 1284.3–96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений [Текст]. – М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1997.
9. ГОСТ 18885–94 (ИСО 281–89). Подшипники качения [Текст]. – Минск, 1994.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТОВ ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ.....	4
Лабораторная работа №1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН.....	8
Лабораторная работа №2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ..	24
Лабораторная работа № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ .....	34
Лабораторная работа № 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА.....	51
Лабораторная работа № 5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ (МКП) .....	68
Лабораторная работа №6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	79
Лабораторная работа №7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВАЛОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ .....	95
Лабораторная работа № 8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	107
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	118
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	119

Учебное издание

Березняк Игорь Васильевич  
Петровнина Ирина Николаевна  
Романенко Игорь Иванович

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ. ПРАКТИКУМ  
Учебное пособие

Редактор            М.А. Сухова  
Верстка            Н.А. Сазонова

Подписано в печать 5.11.13. Формат 60×84/16.  
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.  
Усл.печ.л. 6,975. Уч.-изд.л. 7,5. Тираж 80 экз.  
Заказ № 202.



Издательство ПГУАС.  
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.