

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
"БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА"

Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В.А.ДОВГЯЛО, А.А.ТАШБАЕВ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

*Рекомендовано УМО вузов Республики Беларусь по образованию в области транспорта и транспортной деятельности в качестве учебно-методического пособия для студентов, обучающихся по специальностям
1-37 02 01 «Тяговый состав железнодорожного транспорта»,
1-37 02 02 «Подвижной состав железнодорожного транспорта»,
1-37 02 03 «Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования»*

Гомель 2019

УДК 621. 81 (075.5)

ББК

Д

Рецензенты: главный научный сотрудник Института механики металло-полимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси
д-р техн. наук В. Е. Старжинский;
доцент кафедры «Сельскохозяйственные машины» Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого канд. техн. наук И. И. Суторма

Довгяло, В. А.

Д91 Механические передачи : учеб.-метод. пособие по выполнению практических и лабораторных работ / В. А. Довгяло, А. А. Ташбаев; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус.гос. ун-т трансп. – Гомель: БелГУТ, 2019 – 157 с.

ISBN 978-985-554-764-9

Приведены теоретические и справочные сведения по механическим передачам, рассмотрены методики выполнения практических и лабораторных работ, а также даны тестовые задания по теме «Механические передачи» и задания для самостоятельного выполнения студентами силовых и кинематических расчетов приводов.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов следующих специальностей: 1-37 02 01 «Тяговый состав железнодорожного транспорта», 1-37 02 02 «Подвижной состав железнодорожного транспорта», 1-37 02 01 «Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования», и соответствует программе дисциплины «Детали машин и основы конструирования».

УДК 621. 81 (075.5)

ББК

ISBN 978-985-554-764-9

©Довгяло В.А., Ташбаев А.А., 2019

© Оформление УО "БелГУТ", 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
Часть I. Механические передачи	6
1 Общие сведения	6
2 Классификация передач и их краткий анализ	6
2.1 Зубчатые передачи	8
2.1.1 Цилиндрические зубчатые передачи	10
2.1.2 Конические зубчатые передачи	15
2.1.3 Винтовые зубчатые передачи	18
2.1.4 Гипоидные передачи	19
2.1.5 Планетарные передачи	19
2.1.6 Волновые передачи	22
2.2 Червячные передачи	23
2.3 Винтовые передачи	28
2.4 Фрикционные передачи	31
2.5 Ременные передачи	35
2.6 Цепные передачи	39
3 Общие сведения о редукторах	43
4 Валы, оси, опоры, муфты	47
4.1 Валы и оси	47
4.2 Опоры валов и осей	49
4.2.1 Подшипники скольжения	50
4.2.2 Подшипники качения	52
4.3 Муфты механические	57
4.3.1 Глухие муфты	58
4.3.2 Компенсирующие муфты	60
4.3.3 Упругие муфты	61
4.3.4 Управляемые муфты	62
4.3.5 Муфты самоуправляемые	63
4.3.6 Муфты комбинированные	66
5 Контрольные вопросы теме «Механические передачи»	67
6 Тестовые задания по теме «Механические передачи»	70
Часть II. Энергокинематический расчет привода	86
1 Выбор типа двигателя	86
2 Выбор типа передачи. Основные кинематические соотношения	87
3 Исходные данные для расчета привода	89
4 Выбор электродвигателя	91
4.1 Определение мощности	91
4.2 Определение частоты вращения	92
5 Кинематические расчеты	93
6 Определение вращающих моментов на валах	95
7 Пример выполнения энергокинематического расчета привода ленточного конвейера	97
7.1 Исходные данные	97
7.2 Выбор электродвигателя по потребляемой мощности	97
7.3 Разбивка передаточного отношения привода по ступеням. Оконча-	98

тельный выбор электродвигателя	99
7.4 Определение частоты вращения валов привода	100
7.5 Определение мощности на валах привода	100
7.6 Определение вращающих моментов на валах привода	101
8 Задания для практической работы по теме «Энергокинематический расчет приводов механизмов»	105
Часть III. Лабораторные работы	105
Лабораторная работа №1. Разработка кинематических схем приводов	105
Лабораторная работа №2. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора	114
Лабораторная работа №3. Испытание предохранительных муфт	120
Лабораторная работа №4. Определение критической частоты вращения вала ...	128
Лабораторная работа №5. Определение моментов инерции вращающихся масс электропривода	136
Приложение А. Основные параметры асинхронных трехфазных двигателей с короткозамкнутым ротором серии АИР	145
Приложение Б. Соотношения передаточных чисел быстроходной и тихоход- ной ступеней двухступенчатых редукторов	147
Приложение В. Задания к контрольной работе по теме «Кинематический расчет приводов механизмов» для студентов заочного обучения.....	149
Нормативные ссылки	150
Список литературы	152

ВВЕДЕНИЕ

Целью издания учебно–методического пособия является необходимость углубления знаний студентов по теме «Механические передачи», систематизации теоретического и практического материалов, подготовка студентов к выполнению курсового проекта в части кинематического расчета приводов.

Учебно-методическое пособие «Механические передачи» состоит из трех частей. В первой части рассмотрена классификация механических передач и дан их краткий анализ, а также приведены основные сведения о редукторах, валах, подшипниках и муфтах. Для закрепления студентами теоретического материала в конце раздела приведены контрольные вопросы и тестовые задания. Предлагаемые в тестовых заданиях вопросы направлены на подготовку студентов к выполнению самостоятельных расчетных работ по теме «Механические передачи». Так как тесты не содержат сложных расчетов и не требуют значительного времени на выполнение заданий, то могут быть использованы для контроля знаний перед выполнением практических и лабораторных работ, а также для текущей аттестации студентов.

Во второй части пособия изложены основные положения и методика кинематического расчета приводов, рассмотрены основные варианты постановки задач, приведен пример расчета привода ленточного конвейера, а также даны задания для самостоятельной работы.

Задания к контрольной работе для студентов заочной формы обучения приведены в приложении В пособия.

В третью часть включены пять лабораторных работ, тематика и содержание которых охватывают разделы программы по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Основными задачами лабораторных работ являются:

- 1) экспериментальное подтверждение теоретических выводов, изложенных в лекционном материале;
- 2) развитие навыков и способностей к самостоятельному выполнению экспериментальных работ на типовом оборудовании и практической оценки их результатов;
- 3) обобщение полученных результатов и формулирование выводов.

К выполнению лабораторных работ студенты допускаются после прохождения инструктажа по охране труда.

Часть I. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

1 Общие сведения

В большинстве случаев двигатели и исполнительные органы рабочих машин соединяются с помощью механизмов, называемых *передачами*, которые бывают механическими, гидравлическими, пневматическими и электрическими. В курсе «Детали машин и основы конструирования» мы будем рассматривать механические передачи общего назначения (часто их называют просто «передачи»).

Механическая передача — это механизм, служащий для передачи механической энергии от силовой установки (двигателя) к исполнительному механизму с преобразованием кинематических и силовых параметров.

Необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и исполнительными органами машины связана с решением различных задач. Так, в автотранспортных и других мобильных машинах при движении по ровной горизонтальной дороге требуется изменять скорость и направление движения, а при движении на подъем, трогании с места, буксировке и т. д. — существенно увеличивать крутящий момент на ведущих колесах. Однако двигатели внутреннего сгорания работают устойчиво в довольно узком диапазоне изменения крутящего момента и при превышении этого диапазона «глохнут». Электродвигатели также имеют ограниченный диапазон регулирования. Поэтому согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач. На автотранспортных средствах и других мобильных машинах такие силовые передачи называют *трансмиссиями*.

2 Классификация передач и их краткий анализ

В зависимости от *принципа действия* механические передачи делят на две группы: *передачи зацеплением* (зубчатые, червячные и цепные) и *передачи трением* (фрикционные и ременные).

В зависимости от *способа соединения ведущего и ведомого звеньев* различают передачи *непосредственного контакта* тел вращения (фрикционные, зубчатые и червячные) и *передачи гибкой связью*, в которых тела вращения связаны между собой гибким звеном (ременные и цепные).

К передачам вращательного движения относят также передачу винт-гайка, предназначенную для преобразования вращательного движения в поступательное. Основные виды механических передач приведены на рисунке 1.1.

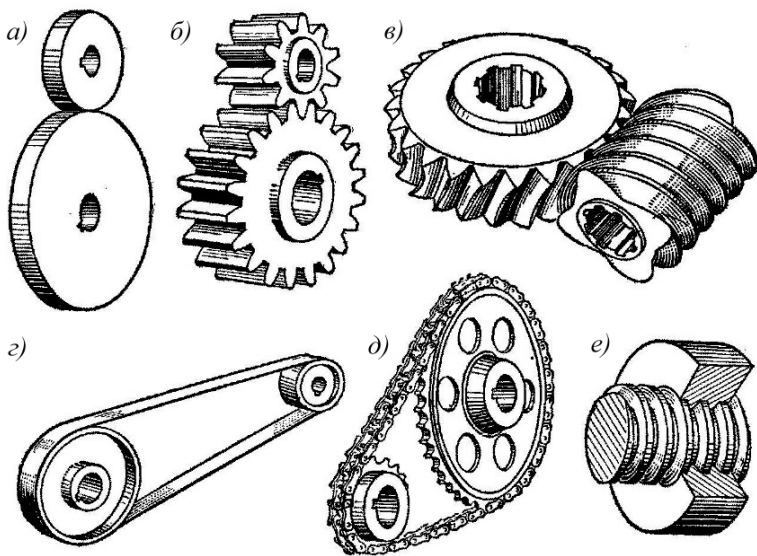


Рисунок 1.1– Передачи вращательного движения:

a – фрикционная; *б* – зубчатая; *в* – червячная; *г* – ременная; *д* – цепная; *е* – винт-гайка

Одним из основных кинематических соотношений в передаточных механизмах является *передаточное отношение* i – отношение угловой скорости ω_1 (или частоты вращения n_1) ведущего колеса к угловой скорости ω_2 (или частоте вращения n_2) ведомого колеса:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1.1)$$

Наряду с понятием передаточного отношения используют понятие *передаточного числа* u . Передаточное число u является частным случаем передаточного отношения i . В отличие от i значение u всегда больше единицы и относится к паре зубчатых колес. В дальнейшем при описании механических передач и редукторов будем пользоваться передаточным числом u .

При сопоставлении передач зацеплением и трением следует отметить следующее. Передачи зацеплением при прочих равных условиях имеют меньшие габариты, обеспечивают постоянство передаточного числа, но работают с большим шумом при высоких скоростях.

Передачи трением не обеспечивают постоянства передаточного числа из-за проскальзывания и имеют повышенную изнашиваемость рабочих по-

верхностей, но они работают плавно и почти бесшумно.

Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Ниже приводится краткое описание механических передач, анализ их преимуществ и недостатков, а также предпочтительные области применения.

2.1 Зубчатые передачи

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес. Малое зубчатое колесо (с меньшим числом зубьев) называют *шестерней*, большое – *колесом* (см. рисунок 1.1, б). Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни присваивают индекс 1, параметрам колеса – индекс 2. Например, число зубьев шестерни обозначают z_1 , а число зубьев колеса – z_2 .

Зубчатые передачи классифицируют по следующим признакам:

– по расположению геометрических осей валов: с параллельными (рисунок 1.2, а–з), пересекающимися (рисунок 1.2, е–з) и перекрещивающимися (рисунок 1.6 и 1.7) осями;

– по числу ступеней: одноступенчатые и многоступенчатые (*ступенью* называют передачу одной парой колес, одним ремнем или одной цепью);

– по взаимному расположению колес: с внешним (рисунок 1.2, а–в) и внутренним (рисунок 1.2, з) зацеплением;

– по форме поверхности, на которой нарезаны зубья: цилиндрические (рисунок 1.2, а–з) и конические (рисунок 1.2, е–з);

– по типу зубьев: прямозубые (рисунок 1.2, а, з, е), косозубые (рисунок 1.2, б, ж), шевронные (рисунок 1.2, в), с криволинейными зубьями (рисунок 1.2, з);

– по форме профиля зуба: эвольвентные, круговые и циклоидальные;

– по характеру движения валов: с неподвижными осями и подвижными осями (в планетарных передачах).

– по условиям работы: закрытые – работающие в масляной ванне и открытые – работающие без смазки или смазываемые периодически;

– по изменению частоты вращения валов: понижающие – редукторы, повышающие – мультипликаторы;

– по окружной скорости колес: тихоходные – при скорости до 3 м/с, среднескоростные – при скорости до 15 м/с, быстроходные – при скорости свыше 15 м/с.

Для преобразования вращательного движения в поступательное служит реечная передача (рисунок 1.2, д). При этом рейку обычно представляют как колесо бесконечно большого диаметра.

Зубчатые передачи нашли широкое применение в машиностроении, так как обладают следующими достоинствами:

- большой несущей способностью при сравнительно малых габаритах;
- постоянством передаточного числа;

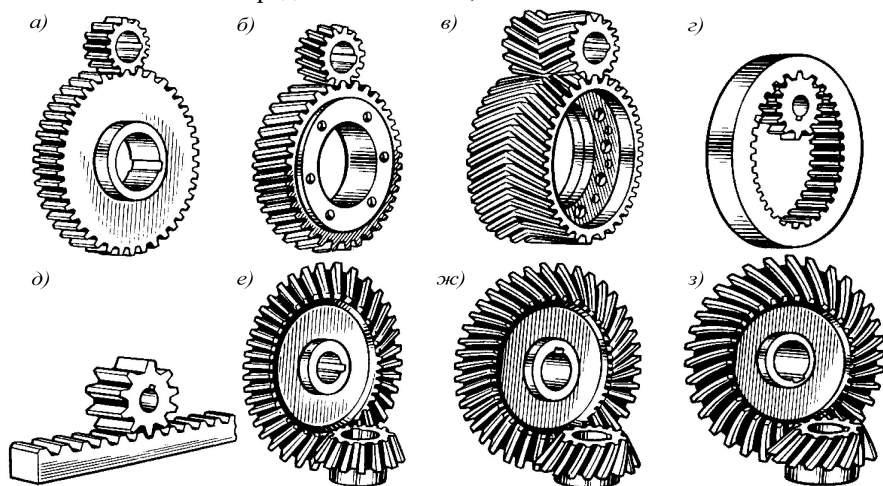


Рисунок 1.2 – Зубчатые передачи:
а, б, в, г, д – цилиндрические; е, ж, з – конические

- отсутствием проскальзывания;
- большой долговечностью и высокой надежностью, работой в широком диапазоне режимов нагружения;
- способностью передавать крутящий момент между валами, как угодно расположенными в пространстве;
- большим коэффициентом полезного действия (далее по тексту КПД).

К недостаткам зубчатых передач относят:

- высокие требования к точности изготовления зубчатых колес и монтажу передач;
- необходимость повышенной жесткости корпусов, опор и валов;
- шум и вибрации при больших частотах вращения.

Для обеспечения постоянства передаточного числа пары зубчатых колес их зубья должны быть очерчены по кривым, у которых общая нормаль, проведенная через точку касания профилей зубьев, всегда проходит через одну и ту же точку на линии, соединяющей центры зубчатых колес, называемую *полюсом зацепления*.

Существует много кривых, удовлетворяющих этому требованию, но наиболее подходящей по многим параметрам кривой, очерчивающей рабочий профиль зубьев, является эвольвента.

Эвольвентой называют кривую (рисунок 1.3), которую описывает любая

точка прямой, перекатывающейся без скольжения по неподвижной окружности.

Если в первоначальный момент перекатывания прямая NN касается

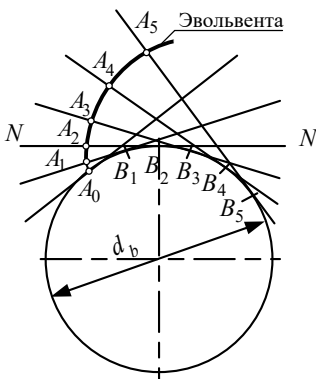


Рисунок 1.3 – Схема построения эвольвенты:

d_b – диаметр основной окружности;
 NN – производящая прямая

окружности в точке A_0 , то при дальнейшем перекатывании эта точка A_0 будет занимать положения на прямой в точках A_1, A_2, A_3 и т. д. В то же время при перекатывании прямая NN будет касаться окружности в точках B_1, B_2, B_3 и т. д. При этом $A_0B_1 = A_1B_1, A_0B_2 = A_2B_2, A_0B_3 = A_3B_3$ и т.д.

Окружность, по которой перекатывается прямая NN (*производящая прямая*), называют *основной окружностью*. Для построения профиля зуба используют часть полученной кривой – эвольвенты.

Эвольвентным зацеплением называют такое зубчатое зацепление, в котором профили зубьев колес очерчены по эвольвенте окружности.

Подавляющее большинство зубчатых передач, применяемых в технике, имеет зубчатые колеса с эвольвентным профилем. Каждое эвольвентное колесо нарезано так, что может сцепляться с соответствующими эвольвентными колесами, имеющими любое число зубьев.

Общие термины, определения и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач различных типов с постоянным передаточным числом, установлены ГОСТ 16530–83, зубчатых цилиндрических передач – ГОСТ 16531-83, зубчатых конических передач – ГОСТ 19325–73.

2.1.1 Цилиндрические зубчатые передачи

Наибольшее распространение имеют *цилиндрические зубчатые передачи*, у которых оси валов параллельны. Цилиндрические передачи разделяют на *прямозубые, косозубые* и *шевронные*.

В *прямозубой* цилиндрической передаче (см. рисунок 1.2, *a*) зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Из-за погрешностей изготовления передачи и ее износа выход одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления следующей пары, как правило, сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости колес. Поэтому прямозубые передачи применяют при малых (до 3 м/с) и средних (до 15 м/с) окружных скоростях. Как правило, открытые передачи изготавливают прямозубыми.

Схема цилиндрической передачи с зубьями эвольвентного профиля

представлена на рисунке 1.4. Основные окружности с радиусами r_{b1} и r_{b2} – это окружности, по которым производящая прямая NN , перекатываясь, образует эвольвенты. Начальные окружности d_{w1} и d_{w2} – это сопряженные окружности двух сцепляющихся колес. Их радиусы – $O_1\Pi$ и $O_2\Pi$. Начальные окружности относятся только к зацеплению пары колес. При изменении межосевого расстояния a_w изменяются и диаметры d_w начальных окружностей зубчатых колес. Отсюда следует, что у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей. Отметим, что у *отдельно взятого колеса начальной окружности не существует*.

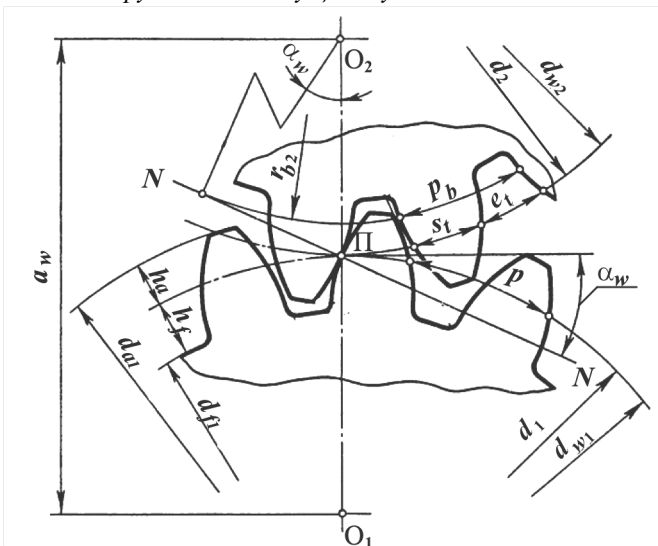


Рисунок 1.4 – Основные геометрические параметры эвольвентного зацепления:

Π – полюс зацепления; α_w – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние; d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей; $d_{a1}(d_{a2})$ – диаметры окружностей вершин; $d_f1(d_f2)$ – диаметры окружностей впадин; d_{w1}, d_{w2} – диаметры начальных окружностей; e_t – окружная ширина впадины; h_a – высота головки зуба; h_f – высота ножки зуба; p – окружной шаг зубьев; p_b – основной шаг; $r_{b2}(r_{b1})$ – радиусы основных окружностей; s_t – окружная толщина зуба

Основным геометрическим параметром цилиндрической передачи является *межосевое расстояние*

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2} = \frac{d_{w1}}{2} (u + 1), \quad (1.1)$$

где u – передаточное число зубчатых колес.

Окружность, на которой шаг p и угол зацепления α_w равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки соответственно, называется *делитель-*

ной. Делительная окружность диаметром d делит зуб по высоте на две части – головку высотой h_a и ножку высотой h_f . Высота зуба $h = h_a + h_f$. При изменении межосевого расстояния диаметр делительной окружности остается неизменным.

Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое делительное расстояние пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей, то есть

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{d_1}{2}(u + 1). \quad (1.2)$$

У большинства зубчатых передач делительные окружности совпадают с начальными.

Расстояние p между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по делительной окружности, называют *окружным шагом* зубьев. Он складывается из *окружной толщины* зуба s_t и *ширины впадины* e_t , измеренным по делительной окружности.

Основной шаг p_b измеряют по основной окружности.

В качестве основного расчетного параметра принят *окружной делительный модуль* (в дальнейшем *модуль*), в мм

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (1.3)$$

где p – *окружной шаг* зубьев, мм.

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым. Все основные параметры зубчатых колес выражают через модуль. Шаг зубьев (мм)

$$p = \pi m \quad (1.4)$$

Диаметр делительной окружности (мм)

$$d = mz, \quad (1.5)$$

где z – число зубьев данного колеса.

Диаметр вершин зубьев (мм)

$$d_a = d + 2h_a = m(z + 2), \quad (1.6)$$

где h_a – высота головки зуба, мм; $h_a = m$.

Диаметр впадин зубьев (мм)

$$d_f = d - 2h_f = m(z - 2,5), \quad (1.7)$$

где h_f – высота ножки зуба, мм; $h_f = 1,25m$.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес значения модуля регламентированы стандартом.

При передаче движения зубья колес сцепляются на линии зацепления. Линия зацепления образует с касательной, проведенной в точке касания П (полюс зацепления), угол зацепления α_w . Для цилиндрических колес $\alpha = 20^\circ$.

Методика расчета геометрических параметров зубчатых цилиндрических эвольвентных передач стандартизирована (ГОСТ 16532-70).

У *косозубых* колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол. Угол между осью колеса и направлением зуба на делительном цилиндре называют *углом наклона* зуба и обозначают буквой β (рисунок 1.5). При работе такой передачи зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, как в прямозубой, а постепенно, – поэтому передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В результате по сравнению с прямозубой, в *косозубой передаче повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность передачи и уменьшается шум*.

Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же исходного контура, как и для нарезания прямых. Поэтому профиль косоугольного зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба. У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы β равны, но противоположны по направлению; геометрические параметры колес измеряют в торцовом (окружном) и нормальном ($n-n$) направлениях (см. рисунок 1.5).

Основные геометрические параметры *косозубых* колес:
нормальный модуль

$$m = m_n = \frac{p_n}{\pi}, \quad (1.8)$$

где p_n – шаг в нормальном сечении $n-n$;
окружной модуль

$$m_t = \frac{p_t}{\pi}, \quad (1.9)$$

где p_t – окружной шаг;
делительный диаметр

$$d = m_e z = \frac{m_n z}{\cos \beta}; \quad (1.10)$$

диаметр вершин

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n; \quad (1.11)$$

диаметр впадин

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m_n; \quad (1.12)$$

межосевое расстояние

$$a = m_t \frac{z_1 + z_2}{2} = m_n \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta}. \quad (1.13)$$

Нормальный модуль m должен соответствовать стандарту и являться базовым параметром при геометрических расчетах.

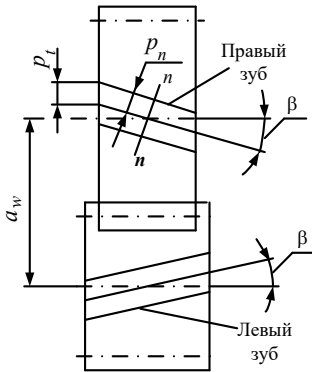


Рисунок 1.5 – Схема косозубой цилиндрической передачи:

a_w – межосевое расстояние; β – угол наклона зуба;
 p_n – шаг в нормальном сечении;
 p_t – окружной шаг

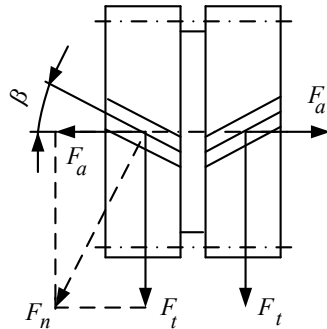


Рисунок 1.6 – Цилиндрическое шевронное зубчатое колесо:
 силы в зацеплении: F_a – осевая; F_n – нормальная; F_t – окружная

Шевронные колёса решают проблему вредного влияния осевых сил, действующих в косозубой передаче. Зубчатые колеса шевронных передач имеют вид сдвоенных косозубых колёс (рисунок 1.6).

Часть венца колеса с зубьями одинакового направления называется *полушевроном*. Осевые силы, действующие на зубья полушевронов, взаимно уравновешиваются. Поэтому у шевронных колёс угол наклона можно принять бóльшим, чем у косозубых колёс (в пределах $25^\circ \dots 40^\circ$), в результате чего повышается прочность зубьев, плавность работы передачи и ее нагрузочная способность.

Шевронные колеса применяют в мощных и быстроходных закрытых передачах. Недостатком шевронных колёс является высокая трудоемкость и себестоимость изготовления.

Основные критерии работоспособности. Решающее влияние на работоспособность цилиндрических зубчатых передач оказывают два основных вида напряжений: контактные σ_H и изгибные σ_F . Поэтому *основными критериями работоспособности зубчатых передач являются контактная и изгибная прочность зубьев*. В современных методиках расчета зубчатых передач за основу принят расчет по контактным напряжениям σ_H , так как он позволяет установить основной параметр передачи – межосевое расстояние. Затем производится проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба σ_F .

Геометрические, кинематические параметры и расчеты на прочность зубчатых передач подробно рассмотрены в учебной и справочной литературе по курсу «Детали машин и основы конструирования».

Материалы. Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. Основными материалами для изготовления зубчатых колес силовых передач служат термически обрабатываемые стали. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы.

Первая группа — зубчатые колеса с твердостью поверхностей зубьев $H \leq 350\text{HB}$. Материалами для колес этой группы служат углеродистые Стали 40, 45, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. Их применяют в слабо- и средненагруженных передачах.

Вторая группа — колеса с твердостью рабочих поверхностей $H > 45\text{HRC}$ ($H > 350\text{HB}$). При $H > 350\text{HB}$ твердость материала измеряется по шкале HRC. Высокая твердость поверхностных слоев материала при сохранении вязкой сердцевины достигается применением поверхностного термического или химико-термического упрочнения: поверхностной закалки, цементации, азотирования.

2.1.2 Конические зубчатые передачи

Коническая зубчатая передача осуществляет вращение зубчатых колес между валами, геометрические оси которых пересекаются. Наиболее распространены конические передачи с прямыми (см. рисунок 1.2, е) и круговыми (см. рисунок 1.2, з) зубьями, с углом между осями $\Sigma = 90^\circ$. Прямые зубья конических колес зацепляются между собой с исходным контактом по линии, круговые – в точке. Конические колеса с круговыми зубьями являются более прочными, чем прямозубые.

Конические передачи имеют по сравнению с цилиндрическими большие габариты и массу а также большую сложность изготовления колес и корпусов. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор, поэтому одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Несущая способность прямозубой конической передачи составляет примерно 85% несущей способности эквивалентной цилиндрической передачи. Во всех

конических передачах при работе возникают значительные осевые силы (рисунок 1.7). Поэтому конические передачи чаще применяют в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

Прямозубые колеса рекомендуют применять при скорости не больше 2...3 м/с. При скоростях до 11 м/с преимущественно используют колеса с круговыми наклонными зубьями, при скоростях до 35 м/с – со шлифованными зубьями.

Передачи из колес с круговыми зубьями менее чувствительны к погрешностям изготовления и сборки, работают с незначительным шумом. Поэтому в крупносерийном производстве чаще применяют колеса с круговыми зубьями.

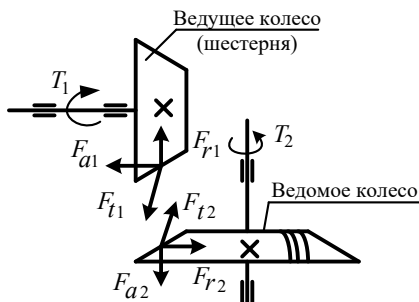


Рисунок 1.7 – Силы в коническом зацеплении:

F_a – осевая; F_r – радиальная; F_t – окружная

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются *начальные* и *делительные конусы*. При вращении колес начальные конусы катятся друг по другу без скольжения. В конических передачах начальные и делительные конусы всегда совпадают. Угол Σ между осями конических зубчатых колес равен сумме углов делительных конусов, т.е. $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

Основные геометрические параметры конического колеса показаны на рисунке 1.8. Размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом.

Максимальный модуль зубьев – *внешний окружной модуль* (по внешнему торцу колеса): для *прямозубых колес* – m_e , для *колес с круговыми зубьями* – m_{ie} .

Передаточное число конической передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{z_2}{z_1}; \quad (1.14)$$

где d_{e1} и d_{e2} – внешние делительные диаметры конусов шестерни и колеса, мм.

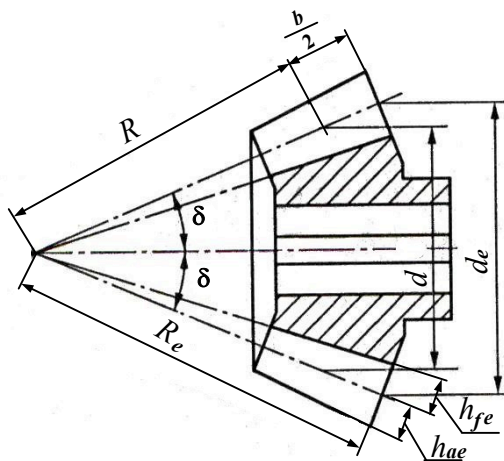


Рисунок 1.8 – Геометрические параметры конического колеса:
 δ – угол делительного конуса; b – ширина зубчатого венца; d – средний делительный диаметр; d_e – внешний делительный диаметр; h_{ae} – высота головки зуба внешняя;
 h_{fe} – высота ножки зуба внешняя; R – среднее делительное конусное расстояние;
 R_e – внешнее конусное расстояние

Ширину зубчатого венца b (мм) рекомендуется принимать

$$b \leq 10m_e. \quad (1.15)$$

Ниже приведены некоторые геометрические соотношения для прямозубых конических колес и для колес с круговым зубом с углом наклона зубьев $\beta_n = 35^\circ$; для простоты внешний окружной модуль для обоих типов колес обозначен буквой m без индексов:
 внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = mz_1; d_{e2} = mz_2; \quad (1.16)$$

внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m\sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (1.17)$$

ширина зубчатого венца

$$b = 0,285R_e; \quad (1.18)$$

угол делительного конуса

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1; \quad (1.19)$$

модуль нормальный в среднем сечении:

– для прямозубых колес

$$m_n \approx 0,857m; \quad (1.20)$$

– для колес с круговым зубом

$$m_n \approx 0,702m; \quad (1.21)$$

высота головки зуба внешняя

$$h_{ae} = m; \quad (1.22)$$

высота ножки зуба внешняя

$$h_{fe} = 1,2m. \quad (1.23)$$

Термины, определения и обозначения зубчатых конических передач устанавливает ГОСТ 19325-73. Их основные параметры приведены в ГОСТ 12289-76. Расчет геометрии зубчатых конических передач с прямыми зубьями приведен в ГОСТ 19624-74, а с круговыми зубьями – в ГОСТ 19326-73.

2.1.3 Винтовые зубчатые передачи

Винтовая зубчатая передача – цилиндрическая зубчатая передача винтовыми колёсами между перекрещивающимися валами (рисунок 1.9). В основном применяют с межосевым углом 90° .

Перекрещивание валов позволяет выводить оба вала передачи за её пределы в разных направлениях, что даёт возможность передавать вращение от одного вала к нескольким другим. В связи с точечным контактом зубьев и большим скольжением в зацеплении винтовые зубчатые передачи быстро

изнашиваются и склонны к заеданию даже при небольших нагрузках, поэтому их применяют главным образом в кинематических цепях приборов.

2.1.4 Гипоидные передачи

Гипоидная передача — вид винтовой зубчатой передачи, которая осуществляется коническими колёсами с круговыми зубьями и с перекрещивающимися осями (обычно 90°). Гипоидная передача имеет смещение a по оси между большим и малым зубчатыми колесами (рисунок 1.10). Вершины конусов колес не совпадают.

В гипоидной передаче в зацеплении могут находиться несколько пар зубьев, что обеспечивает высокую плавность зацепления и кинематическую точность. Данный тип передачи характеризуется повышенной нагрузочной способностью и бесшумностью работы.

К недостаткам стоит отнести повышенную вероятность заедания, возникающую из-за скольжения вдоль линии контакта. Для уменьшения заедания при изготовлении гипоидные шестерни проходят специальную обработку, а для смазывания гипоидных передач применяют специальные трансмиссионные масла.

Гипоидную передачу часто используют в качестве главной передачи в приводах ведущих колёс автотранспортных средств и других мобильных машин, а также в качестве привода в станках и прочих машинах для обеспечения высокой точности при большом передаточном числе.

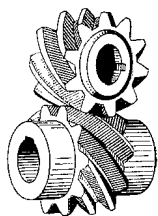


Рисунок 1.9 – Винтовая зубчатая передача

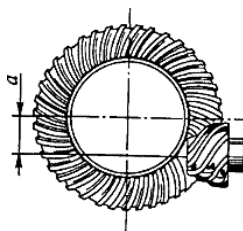


Рисунок 1.10 – Гипоидная передача

2.1.5 Планетарные передачи

Планетарными (рисунок 1.11) называют зубчатые передачи, содержащие зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями. Эти зубчатые колеса движутся подобно планетам Солнечной системы, поэтому их называют планетарными или *сателлитами*.

Зубчатые колеса, с которыми сцепляются сателлиты, называют *центральными*. Оси сателлитов закрепляют в звене передачи, называемом *во-*

дилом, которое, так же как и центральное колесо, вращается вокруг центральной, или основной, геометрической оси передачи. Одно из центральных колес планетарной передачи установлено неподвижно. Ведущим (или ведомым) валом передачи служит вал подвижного центрального колеса, а ведомым (или ведущим) — вал водила. Если в планетарной передаче сделать подвижными все зубчатые колеса и водило, то такую передачу называют дифференциальной или *дифференциалом*.

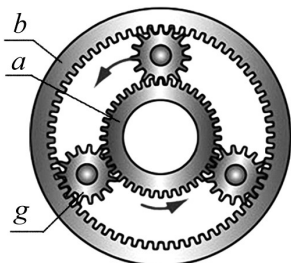


Рисунок 1.11 – Планетарная передача:

a – центральное колесо («солнечное колесо»); *b* – центральное колесо внутреннего зацепления («эпицикл»); *g* – сателлит

В дифференциале два основных звена ведущие (или ведомые), а третья — ведомое (или ведущее). Например, в автотранспортных средствах дифференциал обеспечивает вращение ведущих колес с одинаковой скоростью при движении по прямой, а при повороте позволяет колесам вращаться с различной скоростью.

На рисунке 1.12 показана схема главной передачи и дифференциала колесного трактора. Дифференциал состоит из ведущих шестерен-сателлитов 4 и 12, ведомых шестерен 3 и 6 полуосей. Сателлиты свободно сидят на осях 5 и 11, находясь в постоянном зацеплении с ведомыми шестернями, которые неподвижно закреплены на полуосях 1 и 10. Корпус дифференциала 2 жестко соединен с ведомой шестерней 7 главной передачи.

При прямолинейном движении трактора, когда оба колеса испытывают со стороны опорной поверхности одинаковое сопротивление, шестерни полуосей своими зубьями оказывают одинаковое давление на зубья сателлитов, удерживая их от поворота на осях. В этом случае весь механизм дифференциала вращается вместе с корпусом и полуосями как единое целое и ведущие колеса имеют одинаковую угловую скорость. При движении трактора на повороте ведущее колесо, расположенное с той стороны, в которую

поворачивает трактор, притормаживается опорной поверхностью. Сателлиты под действием сопротивления ведомых шестерен поворачиваются на своих осях, увеличивая скорость вращения менее нагруженного колеса, и последнее забегает в сторону поворота. Поэтому при повороте трактора оба ведущих колеса проходят различный путь без буксования и проскальзывания по поверхности, что увеличивает срок службы пневматических шин.

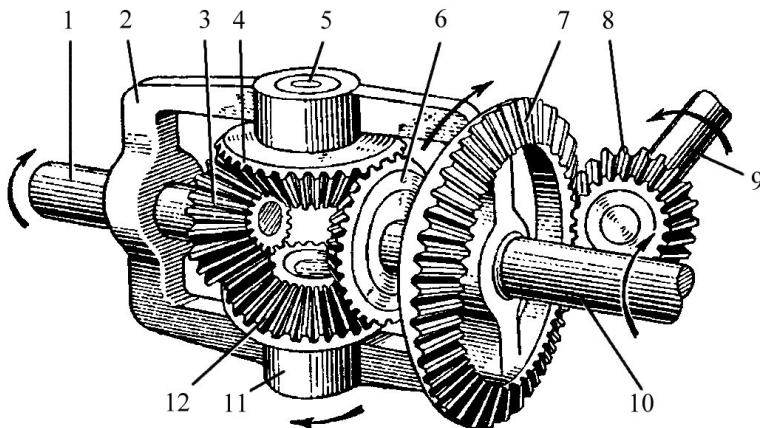


Рисунок 1.12 – Схема дифференциала и главной передачи:

- 1, 10 – полуоси; 2 – корпус дифференциала; 3, 6 – ведомые шестерни полуосей;
4, 12 – сателлиты; 5, 11 – оси сателлитов; 7 – ведомая шестерня главной передачи;
8 – ведущая шестерня главной передачи; 9 – ведущий вал

В отличие от автотранспортной техники, в трамваях и поездах нет межколесных дифференциалов, и колеса жестко сидят на оси. Поэтому на криволинейных участках пути колеса скользят по рельсам, создавая при этом шум (скрежетание).

Так как в планетарных передачах вращающий момент распределяется по нескольким потокам (по числу сателлитов), то эти передачи намного компактнее обычных зубчатых передач. Подшипники передачи, кроме сателлитных, разгружены от радиальных усилий. КПД в планетарной передаче, особенно при малых передаточных числах, довольно высок. Эти преимущества планетарных передач делают их востребованными в различных отраслях машиностроения.

В современных устройствах часто используют каскады из нескольких планетарных передач для получения большого диапазона передаточных чисел. На этом принципе работают автоматические коробки передач.

Из недостатков можно выделить повышенные требования к точности изготовления и сборке передачи.

Расчет планетарных передач связан со спецификой их схемы.

Для прочностного расчета планетарных передач используют те же зависимости, что и для расчета обычных передач (с неподвижными осями) и тем же видом зацепления. Для проектного расчета по *контактным напряжениям* обычно определяют диаметр центрального колеса наружного зацепления. *Выбор числа зубьев* планетарной передачи обычно предшествует прочностному расчету и связан с кинематическим расчетом.

2.1.6 Волновые передачи

Волновые передачи основаны на принципе передачи вращательного движения за счет бегущей волновой деформации одного из зубчатых колес.

Волновые передачи кинематически представляют собой планетарные передачи с одним сателлитом в виде гибкого венца. Этот гибкий венец упруго деформируется генератором волн и входит в зацепление с жестким центральным колесом. В зацепление входит большое число зубьев (до 50%), с чем связана высокая несущая способность волновой передачи.

На рисунке 1.13 изображены основные элементы волновой передачи: неподвижное колесо 1 с внутренними зубьями, вращающееся упругое колесо 2 с наружными зубьями и водило h . Неподвижное колесо закреплено в корпусе и выполнено в виде обычного зубчатого колеса с внутренним зацеплением. Гибкое зубчатое колесо имеет форму стакана с легко деформирующейся тонкой стенкой. В утолщенной части гибкого колеса (на рисунке – левая) нарезаны зубья, правая часть имеет форму вала. Водило состоит из овального кулачка и специального подшипника.

Гибкое колесо деформируется так, что по оси овала $y-y$ зубья зацепляются на полную рабочую высоту, а по оси $x-x$ не зацепляются. Передачу движения осуществляют за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса.

При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца; при этом венец обкатывается по неподвижному жесткому колесу в обратном направлении, вращая стакан и вал. Поэтому передачу и называют волновой, а водило — волновым генератором.

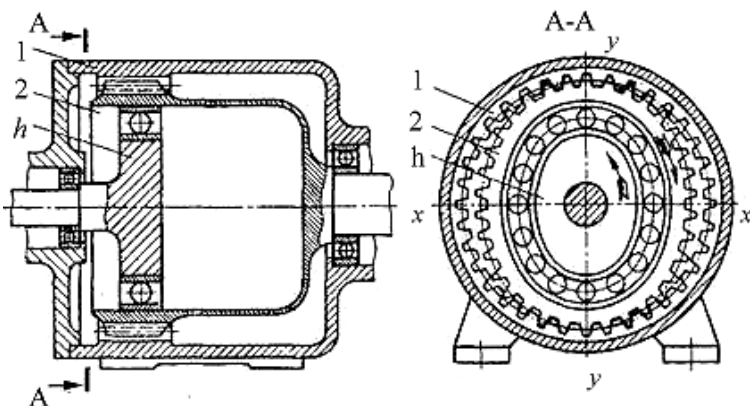


Рисунок 1.13 – Волновая передача:

1 – неподвижное колесо с внутренними зубьями; 2 – вращающееся упругое колесо с наружными зубьями; h – водило

Прочностной расчет волновых передач обычно сводится к расчету на усталостную прочность гибкого колеса, наиболее нагруженного в этих передачах. Гибкие подшипники стандартизованы ГОСТ 23179-78. Зубья волновых передач чаще имеют эвольвентный профиль.

По сравнению с обычными зубчатыми передачами волновые имеют меньшие габариты и массу. Они обеспечивают высокую кинематическую точность, обладают демпфирующей способностью и позволяют передавать вращение в герметизированное пространство практически без протечек среды. Волновые передачи способны осуществлять высокие передаточные числа: в одной ступени до 300.

Недостатком волновых передач является относительно малая частота вращения генератора волн (1500...3500 мин⁻¹) при радиусах малых гибких колес от 125 до 25 мм соответственно. Поэтому мощность волновых передач невелика – от 0,1 до 48 кВт. Другим недостатком является дорогостоящее изготовление гибкого колеса и волнового генератора.

2.2 Червячные передачи

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Их применяют для передачи вращательного движения между валами, угол перекрещивания осей которых составляет 90°.

Червячная передача относится к зубчато-винтовым передачам. Винтом является *червяк* (в большинстве случаев – ведущее звено червячной передачи), а зубчатым колесом – *червячное колесо* (обычно – ведомое звено). Преимущество червячной передачи перед винтовой зубчатой в том, что начальный контакт звеньев происходит по линии, а не в точке. Зубья червячного

колеса имеют дуговую форму. Это способствует большему охвату червяка и увеличению, соответственно, линии контакта.

Различают два вида червячных передач: *цилиндрические* червячные передачи (рисунок 1.14, а) и *глобоидные* червячные передачи (рисунок 1.14, б). У цилиндрических червячных передач витки нарезаны на цилиндре, у глобоидных – на глобоиде (торе).

В зависимости от формы профиля витков различают червяки *архимедовы* (ZA), *эвольвентные* (ZI), *конволютные* (ZN) и *с вогнутым профилем витков* (ZT). Каждый из них требует особого способа нарезания.

Архимедовы червяки в осевом сечении имеют трапециевидальный профиль, а в торцевом сечении витки очерчены архимедовой спиралью (рисунок 1.15). Передачи с архимедовым червяком применяют чаще, так как технология их нарезания проста и хорошо отработана.

Червяки с криволинейным профилем витков в осевом сечении могут иметь прямолинейные очертания витков в нормальном сечении. Такие червяки получили название конволютных. *Конволютный червяк* имеет трапе-

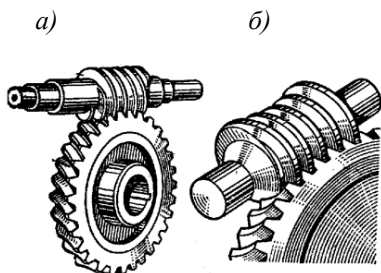


Рисунок 1.14 – Червячные передачи:
а – цилиндрическая; б – глобоидная

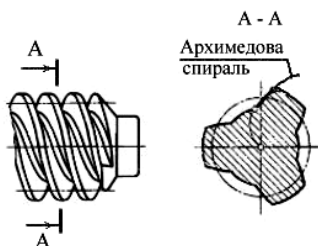


Рисунок 1.15 Архимедов червяк

цеидальный профиль резьбы в нормальном сечении витков.

Эвольвентный червяк характеризуется эвольвентным профилем резьбы в сечении.

Глобоидный (вогнутый) *червяк* в осевом сечении выполняют с трапециевидальным профилем, он имеет большую поверхность контакта с зубьями червячного колеса. Так как число зубьев колеса и витков червяка, находящихся в зацеплении, больше по сравнению с цилиндрическим червяком, то и несущая способность такой передачи значительно выше (в 1,5...4 раза). Однако глобоидные червячные передачи требуют повышенной точности изготовления и монтажа, а также более эффективного охлаждения.

По расположению червяка относительно колеса бывают передачи с *нижним*, *верхним* и *боковым* расположением. Расположение червяка зависит от условий компоновки механизма и окружной скорости червяка.

Резьба червяка может быть *однозаходной* или *многозаходной*, а также *правой* или *левой*. Число заходов червяка определяется количеством витков (ниток) нарезки, идущих друг от друга на расстоянии шага и имеющих свое начало на торцах нарезанной части червяка. Число заходов червяка равнозначно числу зубьев шестерни в зубчатой передаче и выбирается в зависимости от передаточного числа. Наиболее распространена правая резьба с числом заходов $z_1 = 1 \dots 4$ (реже 5).

Число зубьев червячного колеса z_2 должно быть не меньше 28.

Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называют *расчетным шагом червяка* p . Для червячного колеса шаг p равен шагу зубьев по дуге делительной окружности.

Термины, определения и обозначения для червячных передач с постоянным передаточным отношением устанавливает ГОСТ 18498- 89.

Передаточное число червячной передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad (1.24)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ;

n_2 – частота вращения червячного колеса, мин^{-1} ;

z_1 – число заходов червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

Основным расчетным параметром червяка является осевой модуль m , равный окружному модулю зубьев колеса:

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (1.25)$$

где p – осевой шаг червяка (расстояние между одноименными точками соседних профилей, измеренное вдоль образующей делительного цилиндра).

Делительный диаметр червяка d_1 (рисунок 1.16) равен

$$d_1 = qm, \quad (1.26)$$

где q – коэффициент диаметра червяка.

Увеличение значения q приводит к снижению КПД, а уменьшение – к падению изгибной жесткости червяка. Допустимым считают $q = 0,212z_2$.

Значения m и q устанавливает ГОСТ 19672-74.

Диаметр вершин червяка

$$d_{a1} = m(q + 2); \quad (1.27)$$

диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = m(q - 2,4); \quad (1.28)$$

угол подъема винтовой линии червяка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}; \quad (1.29)$$

диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = mz_2; \quad (1.30)$$

диаметр вершин зубьев в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2); \quad (1.31)$$

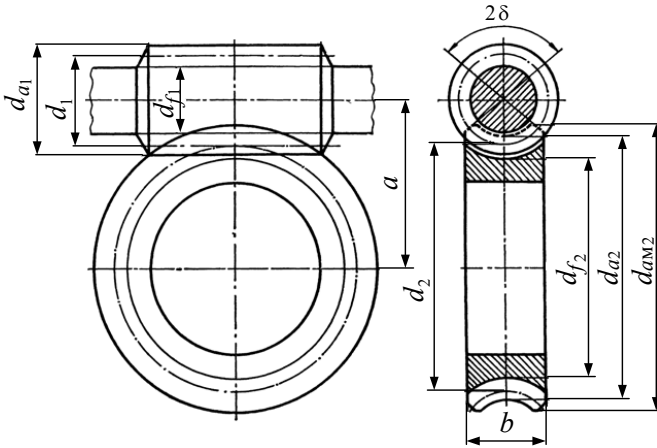


Рисунок 1.16 – Геометрические параметры червячной передачи:

a – межосевое расстояние передачи; b – ширина венца червячного колеса; d_1 – делительный диаметр червяка; d_2 – диаметр делительной окружности колеса; d_{a1} , d_{a2} – диаметры вершин червяка и колеса; d_{f1} , d_{f2} – диаметры впадин червяка и колеса; d_{am2} – наибольший диаметр червячного колеса; δ – делительный угол подъема витка червяка

диаметр впадин червячных колес в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4); \quad (1.32)$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}; \quad (1.33)$$

межосевое расстояние передачи

$$a = 0,5m(q + z_2) \quad (1.34)$$

Расчет геометрических параметров передач червячных цилиндрических приведен в ГОСТ 19650-97.

Силы в зацеплении червячной передачи. Силу взаимодействия витка червяка с зубом колеса раскладывают на три составляющие (рисунок 1.17): F_a , F_r , F_t .

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (1.35)$$

где T_1 – крутящий момент на червяке, Н·м.

Осевая сила на червяке равна окружной силе на колесе:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (1.36)$$

где T_2 – крутящий момент на колесе.

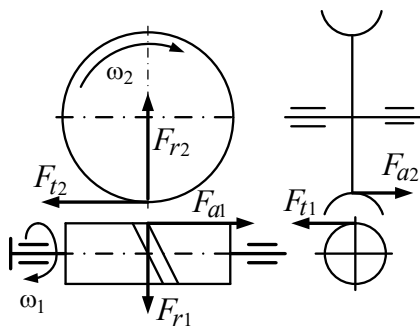


Рисунок 1.17 – Силы, действующие в червячной передаче:
 F_{a1}, F_{a2} – осевые; F_{r1}, F_{r2} – радиальные; F_{t1}, F_{t2} – окружные

Радиальные силы равны друг другу:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.37)$$

где F_{t2} – окружная сила на колесе, Н; $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.
Крутящий момент на колесе равен

$$T_2 = T_1 u \eta, \quad (1.38)$$

где u – передаточное число передачи; η – КПД передачи.

В червячных передачах *зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и на изгиб*. В червячных передачах, кроме выкрашивания их рабочих поверхностей зубьев, происходит заедание и, как следствие, изнашивание зубьев, которое также зависит от значений контактных напряжений. Поэтому *для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, определяющим размеры передачи, а расчет по напряжениям изгиба — проверочным*.

Основные преимущества червячных передач: компактность конструкции, бесшумность и плавность работы, возможность получения большого передаточного числа (в силовой передаче до 80 единиц), возможность создания самотормозящей передачи.

Недостатки червячных передач: ограниченная передаваемая мощность (до 50...60 кВт); большие потери на трение и, следовательно, повышенное изнашивание, высокое тепловыделение, пониженный КПД, необходимость использования для червячных колес дорогостоящих антифрикционных цветных металлов.

Червячные передачи широко применяют в приборостроении, подъемно-транспортном оборудовании, транспортных машинах, также в металлорежущих станках, мотор-редукторах с большим передаточным числом.

Материалы в червячной передаче должны иметь низкий коэффициент трения, обладать повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Червяки изготавливают в основном из сталей марок 40, 45, 50 с закалкой до HRC45–55; сталей 15X, 20X, 40X, 40XH, 12XH3, 18XГТ с цементацией и закалкой до HRC58–63.

Червячные колеса (или их венцы) изготавливают преимущественно из антифрикционных сплавов. При скоростях скольжения до 2 м/с и больших диаметрах колес для их изготовления можно использовать чугуны марок СЧ15, СЧ20, СЧ25; при скоростях скольжения до 6 м/с применяют алюминиево-железистые бронзы БрА9Ж4 (при этом червяк должен иметь твер-

дость не менее HRC45); при скоростях до 25 м/с и длительной работе без перерыва применяют оловянистую бронзу БрОЮФ, оловянно-никелевую бронзу БрОНФ.

2.3 Винтовые передачи

Винтовая передача (или передача винт – гайка) – это механическая передача, в которой вращательное движение одного из звеньев преобразуется в поступательное движение другого звена (см. рисунок 1.1, е). При этом одно из звеньев – винт или гайка – закреплено от осевого перемещения.

Эти передачи позволяют получить большие осевые усилия, обеспечивают плавность и точность перемещений. Их применяют в качестве кинематических и силовых передач. *Кинематические* передачи винт – гайка применяют в механизмах настройки, измерительных приборах, а *силовые* – в грузоподъемных механизмах, винтовых прессах, механизмах подачи станков. В металлорежущих станках передача винт – гайка, используемая для перемещения суппортов, является одновременно кинематической и силовой. Частота вращения винтов (гаек) достигает 1000 мин^{-1} и более.

Передачи винт – гайка классифицируют:

по виду трения – с трением скольжения и с трением качения;

по характеру относительного движения винта (гайки) – с вращающимся, неподвижным и поступательно движущимся винтом (гайкой);

по типу резьбы – с прямоугольной, трапецеидальной, упорной и круглой;

по форме тел качения в передачах с трением качения – шариковые и роликовые.

Передачи с трением скольжения (рисунок 1.18) имеют винты цилиндрической формы с трапецеидальной (ГОСТ 9484-81, ГОСТ 24793-81) или упорной (ГОСТ 10177-82) резьбой.

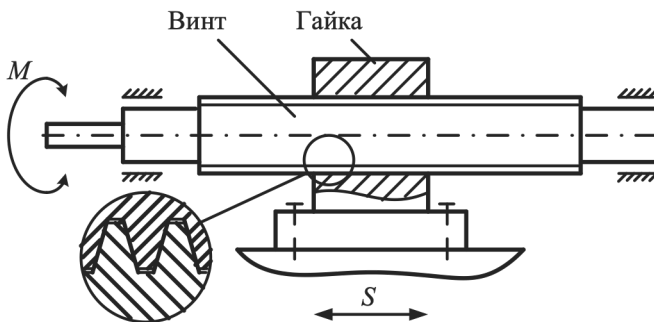


Рисунок 1.18 – Схема винтовой передачи с трением скольжения

Грузовые винты предназначены для передачи больших осевых усилий (в домкратах, винтовых прессах, нажимных устройствах и др.). Грузовые винты, если они работают при знакопеременной нагрузке, имеют трапецеидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке – упорную. В домкратах для большего выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема. Гайки грузовых винтов изготавливают цельными.

Ходовые винты применяют для установочных, рабочих и холостых перемещений рабочих органов механизмов. Для уменьшения трения в ходовых винтах применяют трапецеидальную многозаходную резьбу. Гайка передачи скольжения в простейшем случае представляет собой втулку с фланцем для осевого крепления. Для устранения «мертвого» хода вследствие износа резьбы гайки ходовых винтов выполняют разъемными в виде двух полугаек, предусматривая возможность их относительного осевого смещения. Зазор в резьбе регулируют с помощью набора металлических прокладок.

Критерии работоспособности. Главной причиной выхода из строя винтовой передачи скольжения является *износ резьбы*. Кроме того, винт передачи может выйти из строя из-за *недостаточной прочности* тела винта при совместном действии растяжения и кручения.

Обычно выполняют *расчет резьбы на износостойкость*. В качестве критерия износостойкости резьбы винтовой пары принимают давление q между резьбой винта и гайки, которое не должно превышать допускаемого $[q]$, зависящего от материала винтовой пары и условий эксплуатации.

Расчет винта на прочность обычно считается проверочным.

Материалы винта и гайки должны быть износостойкими и иметь низкий коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы. Винты изготавливают из сталей марок 45, 50, 40ХГ, 40ХФА и др. В ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов до твердости не менее 45HRC с последующим шлифованием резьбы. Гайки ответственных передач изготавливают из оловянистых бронз марок БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 и др., а в тихоходных слабонагруженных передачах – из антифрикционных чугунов марок АВЧ–1, АКЧ–1 или серого чугуна СЧ20.

В **передачах с трением качения** (рисунок 1.19) между винтом и гайкой помещают тела качения. Основное применение получили шарико-винтовые передачи (ШВП). В большинстве конструкций ШВП шарики перемещаются по замкнутой траектории в гайке.

Выкатываясь из резьбы (винтовой канавки), они возвращаются в исходное положение по специальным (возвратным) каналам. Наибольшее распро-

странение получил полукруглый профиль канавок с радиусом, превышающим радиус шариков на 3...5%.

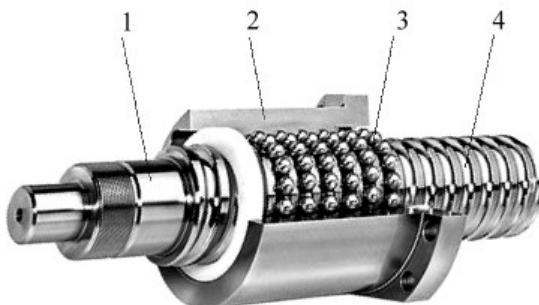


Рисунок 1.19 – Шарико – винтовая передача:
1 – винт, 2 – гайка, 3 – шарики, 4 – винтовые канавки

Такое соотношение радиусов канавок резьбы и шариков обеспечивает удовлетворительный контакт и оптимальное значение угла контакта. В резьбе в большинстве случаев выбирают зазор и создают предварительный натяг, обеспечивающий высокую осевую жесткость. КПД шарико-винтовой передачи достигает 0,90...0,95.

Напряженное состояние рабочих поверхностей ШВП близко к такому же состоянию у шариковых подшипников качения. *Расчет передачи ведут по динамической и по статической грузоподъемности*, а затем подбирают передачу по каталогу.

Материалы. Винты передач с трением качения изготавливают из легированных сталей марок 38Х2МЮА, 20Х3ВМФ и других. Для гаек применяют стали марок ХВГ, 9ХС, ШХ15. Рабочие поверхности винтов и гаек закаливают до твердости 60HRC.

2.4 Фрикционные передачи

Фрикционная передача – это механическая передача, в которой вращение от одного вала к другому передается за счет сил трения между прижатыми друг к другу катками (роликами), закрепленными на этих валах (см. рисунок 1.1, а).

Фрикционные передачи классифицируют по следующим основным признакам:

1) *по назначению* – нерегулируемые (рисунок 1.20, а, б, в) с постоянным передаточным числом и регулируемые (рисунок 1.20, г, д, е, ж) с перемен-

ным передаточным числом;

2) по взаимному расположению валов и осей – цилиндрические (рисунок 1.20, а) и конусные (рисунок 1.20, д, е), у которых оси валов параллельны; конические (рисунок 1.20, б) и лобовые (рисунок 1.20, з), у которых оси валов перекрещиваются;

3) по принципу действия – реверсивные и неревверсивные;

4) по условиям работы – открытые (работающие всухую) и закрытые (работающие в масляной ванне).

Открытые передачи обладают большей нагрузочной способностью (большим коэффициентом трения f) и меньшей прижимной силой, но имеют такие недостатки, как повышенный нагрев и износ катков при перегрузках.

В закрытых передачах масляная ванна обеспечивает отвод тепла, уменьшает износ катков, тем самым увеличивая надежность и долговечность передачи, но снижает коэффициент трения, что приводит к необходимости увеличивать прижимное усилие между катками.

Конструктивное исполнение нажимных устройств зависит от типа фрикционной передачи. Существует два способа нажима: с постоянной силой,

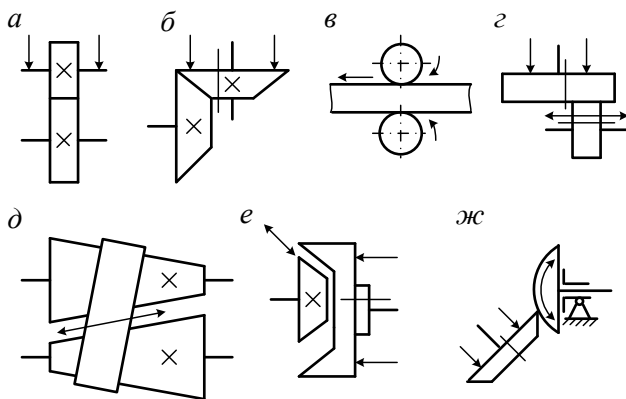


Рисунок 1.20 – Кинематические схемы фрикционных передач:

а – с цилиндрическими катками и постоянным передаточным числом; б – с коническими катками и постоянным передаточным числом; в – с цилиндрическими роликами (катками), преобразующими вращательное движение в поступательное; г – лобовой (торцевой) регулируемой передачи; д, е – с коническими катками регулируемой передачи; ж – со сферическими и коническими катками регулируемой передачи

которую определяют по максимальной нагрузке передачи, и с регулируемой, которая автоматически изменяется с изменением нагрузки. Лучшие показатели получают при саморегулируемом нажиме. Способ нажима на катки оказывает большое влияние на КПД и постоянство передаточного числа, а также на контактную прочность и износ катков.

Расчетная схема наиболее простой фрикционной передачи представлена на рисунке 1.21. Катки с гладкой цилиндрической поверхностью диаметрами D_1 и D_2 закреплены на параллельных валах и прижаты друг к другу силами F_n . При этом окружная сила F_t , передаваемая такой передачей, не должна превышать силы трения F_f между катками:

$$F_t \leq F_f = fF_n, \quad (1.39)$$

где f – коэффициент трения (назначается в зависимости от режима смазки передачи).

Если окружная сила F_t больше силы трения F_f , это приводит к буксованию передачи, что нарушает нормальную работу передачи и способствует быстрому изнашиванию поверхностей катков. Трение между сопрягаемыми катками может быть «сухое», граничное и жидкостное. Жидкостное трение наиболее предпочтительно, так как значительно увеличивает долговечность фрикционной передачи.

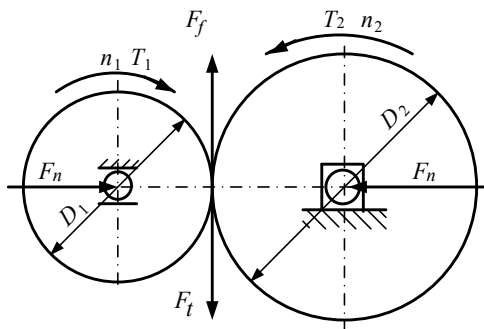


Рисунок 1.21 – Расчетная схема фрикционной цилиндрической передачи:

D_1 – диаметр ведущего катка; D_2 – диаметр ведомого катка; F_n – прижимная сила;

F_t – окружная сила; F_f – сила трения между катками

Фрикционные передачи применяют в кинематических цепях приборов для обеспечения плавности движения, бесшумности и безударного включения. Регулируемые фрикционные передачи применяют для обеспечения бесступенчатого регулирования скорости в станкостроении, текстильных, бумагоделательных и других машинах. Принцип фрикционной передачи, преобразующей вращательное движение в поступательное, является основой технологического процесса в прокатных станах.

Наибольшее применение в машиностроении нашли регулируемые фрикционные передачи, которые используют в вариаторах. *Вариатор* — это устройство, передающее крутящий момент и способное плавно (бессту-

пенчато) изменять передаточное отношение в заданном диапазоне регулирования. Если взаимодействие рабочих элементов вариатора основано на трении между контактирующими поверхностями, то такой вариатор называют фрикционным.

На рисунке 1.22 показана схема лобового вариатора с принудительным изменением передаточного отношения. Каток (диск) 2, закрепленный неподвижно на ведомом валу, плоской (рабочей) поверхностью, параллельной оси ведущего вала, прижат нажимным устройством 3 к цилиндрической поверхности катка (ролика) 1. Ведущий ролик 1 может принудительно перемещаться по приводному валу в осевом направлении.

Передаточное отношение вариатора будет плавно изменяться в заданном диапазоне регулирования, то есть по мере изменения значения радиуса r от минимального до максимального значения. При перемещении ролика 1 влево (за ось ведомого вала) направление вращения ведомого вала изменится на противоположное, то есть рассмотренную передачу можно выполнить реверсивной.

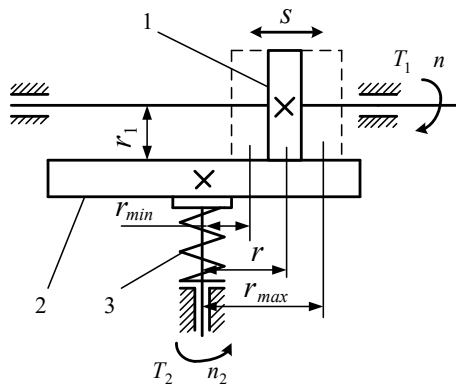


Рисунок 1.22 – Схема лобового вариатора с принудительным изменением передаточного отношения:

1 – ведущий каток (ролик); 2 – ведомый каток (диск); 3 – прижимная пружина

Из всех фрикционных вариаторов с твердыми катками (телами качения) в качестве силовых передач чаще применяют *торовые* и *многодисковые*.

Передаточное отношение вариатора изменяется от минимального до максимального значения. Важным показателем вариаторов является *диапазон регулирования (варьирования), D*, равный

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}, \quad (1.40)$$

где n_2 – частота вращения ведомого вала; i – передаточное отношение вариатора.

Достоинства фрикционных передач: сравнительная простота конструкции, плавность и бесшумность работы, возможность бесступенчатого регулирования передаточного отношения без остановки машины.

К недостаткам можно отнести: значительные радиальные нагрузки на катки, валы и опоры, способствующие интенсивному износу деталей механизма; непостоянство передаточного отношения при изменении нагрузки, проскальзывание.

Материалы. Для быстроходных силовых передач катки изготавливают из закаливаемых сталей 18ХГТ, ШХ15, 65Г. Для открытых силовых передач используют металлокерамику по закаленной стали, обладающую хорошей износостойкостью и высоким коэффициентом трения при работе без смазки. В слабонагруженных открытых передачах применяют текстолит, ретинакс или фибру по стали.

2.5 Ременные передачи

Ременные передачи относят к передачам трением с гибкой связью. В общем случае ременная передача состоит из ведущего шкива 1 (рисунок 1.23), получающего вращение от вала двигателя 5, приводного ремня 2 и ведомого шкива 3, закрепленного на валу 4 исполнительного механизма. Вращение ведущего шкива преобразуется во вращение ведомого благодаря трению между ремнем и шкивами. Трение обычно обеспечивается предварительным натяжением ремня за счет регулирования межосевого расстояния a .

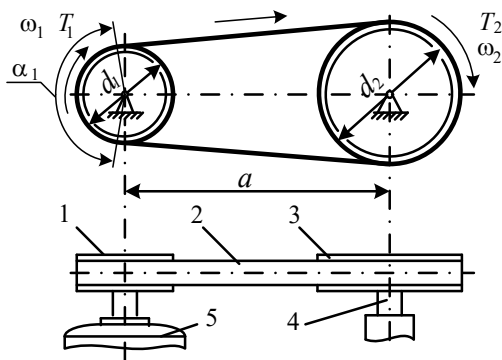


Рисунок 1.23 – Схема ременной передачи:

1, 3 – ведущий и ведомый шкивы; 2 – ремень; 4 – вал исполнительного механизма; 5 – электродвигатель; a – межосевое расстояние передачи; d_1, d_2 – диаметры шкивов; T_1, T_2 – крутящие моменты на валах; α_1 – угол обхвата на малом шкиве; ω_1, ω_2 – угловые скорости валов

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают передачи: *плоским* (рисунок 1.24, а), *клиновым* (рисунок 1.24, б), *поликлиновым* (рисунок 1.24, в), *круглым* (рисунок 1.24, г) и *зубчатым* (рисунок 1.24, д) ремнем.

По способу создания натяжения ремня различают *передачи простые, с натяжным роликом, с натяжным устройством*.

До появления клиноременной передачи плоскоременная имела преимущественное распространение. Она проста, может работать при высоких скоростях и вследствие большой гибкости ремня обладает сравнительно высокой долговечностью и КПД. Их применяют при больших межосевых расстояниях и скорости до 100 м/с.

Наибольшее применение в машиностроении получили клиновые и поликлиновые ремни. Клиноременная передача чаще всего представляет собой открытую передачу с одним или несколькими ремнями, работающими в комплекте. Клиновой ремень имеет профиль в виде трапеции с углом в 40° , боковые поверхности которого являются рабочими.

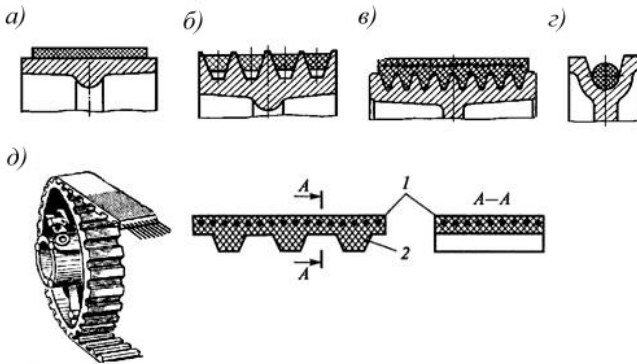


Рисунок 1.24 – Ременные передачи:

- а – плоскоременная; б – клиноременная; в – поликлиноременная; г – круглоременная;
- д – зубчатоременная;
- 1 – трос стальной; 2 – зубчатый ремень

Основное *преимущество клиновых ремней* перед плоскими *состоит в повышенной тяговой способности* за счет увеличения силы трения. Однако клиновые ремни испытывают *бóльшие напряжения изгиба*, чем плоские. Кроме того, наличие комплекта отдельных ремней обуславливает *вибрацию* при больших скоростях (более 30 м/с) из-за отклонений по их длине. Этим недостатком лишены поликлиновые ремни, их скорость может достигать 50 м/с.

Варьирование нагрузочной способности в плоскоременной передаче осуществляют изменением размеров ширины ремня, в клиноременной, при

принятом сечении ремней, – изменением их числа.

Передачу круглым ремнем применяют в приводах малой мощности – в настольных станках, приборах, бытовых механизмах.

Разновидностью ременной передачи является передача *зубчатым ремнем* (см. рисунок 1.24, д), передающая усилие за счет зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов. Передачи такими ремнями относят к ременным условно, по существу это «мягкие» цепные передачи. Зубчатые ремни изготавливают из маслостойких искусственных материалов или из резины на основе хлоропреновых каучуков 2, которые армируют стальными тросами 1. Для легких условий работы вместо стальных тросов применяют полиамидный корд. Для повышения износостойкости зубчатые ремни иногда покрывают нейлоновой тканью. Зубчатые ремни работают без скольжения и бесшумно.

При малых межосевых расстояниях и больших передаточных числах уменьшается *угол обхвата* ведущего (малого) шкива. Для увеличения угла обхвата и обеспечения постоянного натяжения ремня применяют *натяжной ролик* – ненагруженный (холостой) шкив, устанавливаемый на ведомой ветви ремня (менее нагруженной).

Один из вариантов схемы ременной передачи с натяжным роликом показан на рис. 1.25. Натяжной ролик 1 вращается на оси, закрепленной в рычаге 2. Рычаг свободно качается вокруг оси, закрепленной в стойке 3. Нажатие ролика на ремень осуществляется либо с помощью груза G (как показано на рисунке) либо с помощью пружины. Натяжные ролики применяют в плоскоремennых и сравнительно редко в клиноремennых передачах (при малом межосевом расстоянии и больших передаточных отношениях).

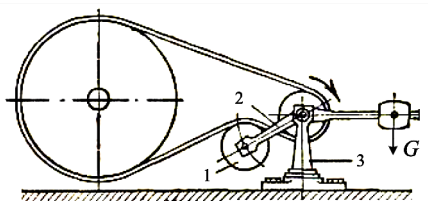


Рисунок 1.25 – Схема ременной передачи с натяжным роликом:

1 – натяжной ролик; 2 – рычаг; 3 – стойка

Основными геометрическими параметрами ременной передачи являются (см. рисунок 1.23): диаметры шкивов d_1 , d_2 , межосевое расстояние a ; угол обхвата малого шкива α_1 ; расчетная длина ремня L . *Основным кинематическим параметром* ременных передач является передаточное число (отношение угловой скорости ведущего шкива к угловой скорости ведомого).

Критерии работоспособности и расчета. Основные критерии

работоспособности и расчета ременных передач – *тяговая способность* (прочность сцепления ремня со шкивом) и *долговечность ремня* (его свойство сопротивляться усталостному разрушению).

Расчет по тяговой способности является основным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней и передач у ими требуемой нагрузки.

Основные преимущества ременных передач: плавность и бесшумность работы, смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня, возможность передачи движения на большие расстояния, сравнительно небольшая стоимость.

К недостаткам можно отнести значительные габариты, необходимость постоянного натяжения ремней и их малая долговечность, непостоянство передаточного числа, большие нагрузки на валы.

В настоящее время ременные передачи применяют почти во всех отраслях машиностроения. Их используют там, где валы расположены на значительном расстоянии друг от друга или большие скорости не позволяют применить другие виды передач. Ременная передача может иметь как постоянное, так и переменное (вариатор) передаточное число. Подобно фрикционным, *ременные вариаторы* служат для плавного изменения угловой скорости ведомого вала. Распространение получили клиноременные вариаторы со специальными клиновыми ремнями.

Материалы. По материалу и конструкции различают несколько типов ремней. К стандартным плоским ремням относятся резинотканевые (ГОСТ 23831-79), кожаные (ГОСТ 18697-73), хлопчатобумажные цельнотканевые (ГОСТ 6982-75) и другие. Применяют также полиамидные ремни, армированные тонкими металлическими тросами.

Для клиноременной передачи применяют прорезиненные ремни двух конструкций: *кордтканевые* (с несущим элементом из нескольких слоев прорезиненной ткани) или *кордшнуровые* (вместо слоев из текстильной ткани применяют слой из шнура, навитого по спирали и завулканизированного в резину, с тканевой оберткой или без нее).

Для автотракторных двигателей изготавливают специальные кордшнуровые вентиляторные ремни повышенной гибкости (ГОСТ 5813-76).

Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов и пластмасс. Наружная часть шкива, на которой устанавливается ремень, называется *ободом*, а центральная часть, насаживаемая на вал, – *ступицей* (рисунок 1.26). Обод со ступицей соединяется диском или спицами.

Чугунные шкивы – самые распространенные. Основные марки чугуна – СЧ15, СЧ18 и СЧ20. Стальные шкивы (литые или сборные сварной конструкции) выполняют из сталей Ст3 и Ст5. Шкивы из легких сплавов чаще изготавливают из алюминиевого литья.

Шкивы быстроходных передач подвергают балансировке.

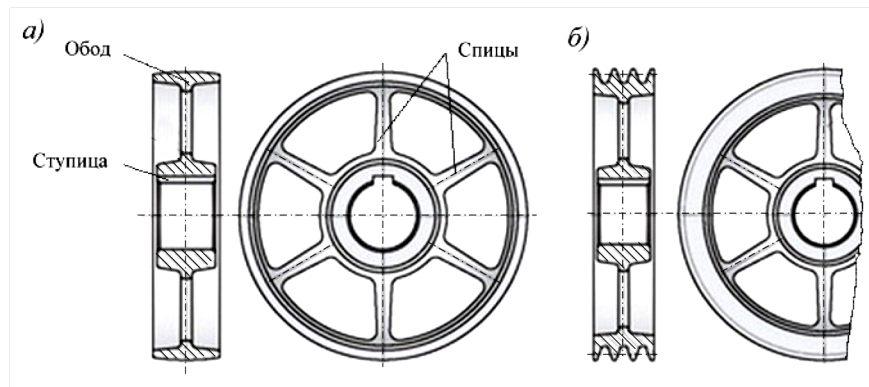


Рисунок 1.26 – Шкивы:
a – плоскоременной; *б* – клиноременной передачи

2.6 Цепные передачи

Цепной называют передачу зацеплением с помощью цепи. На ведущем и ведомом валах передачи устанавливаются колеса, называемые *звездочками*, которые огибаются гибкой связью – *цепью* (см. рисунок 1.1, *д*). Цепь состоит из отдельных шарнирно соединенных жестких звеньев. Вращение ведущей (обычно меньшего диаметра) звездочки преобразуется во вращение ведомой благодаря сцеплению цепи с зубьями звездочек.

Цепные передачи широко применяют в дорожно-строительных и подъемно-транспортных машинах, в других отраслях машиностроения. Они стали неотъемлемой частью привода в автотранспортных средствах, а также в велосипедах, мотоциклах и мопедах. Нашли применение и *цепные вариаторы*, устроенные по схеме колодочно-ременных вариаторов с раздвижными конусами.

В зависимости от конструкции цепей применяют передачи мощностью до 500 кВт при окружных скоростях до 30...35 м/с. Наибольшее распространение имеют цепные передачи мощностью до 100 кВт при окружных скоростях до 15 м/с. Их КПД может достигать значений 0,95...0,97.

Цепные передачи универсальны, просты и экономичны. По сравнению с зубчатыми они менее чувствительны к неточностям расположения валов, ударным нагрузкам, обеспечивают более простую компоновку. В сравнении с ременными цепные передачи обладают следующими достоинствами: отсутствием проскальзывания и постоянством среднего передаточного числа; отсутствием предварительного натяжения и, как следствие, меньшими нагрузками на валы и подшипники; передачей большой мощности как при высоких, так и при низких скоростях; возможностью передачи движения

нескольким звездочкам; сохранением удовлетворительной работоспособности при высоких и низких температурах.

К недостаткам можно отнести: сравнительно быстрое изнашивание шарниров и, как следствие, удлинение цепи, приводящее к нарушению зацепления; повышенные вибрации и шум при работе; необходимость более сложного ухода – смазывания и регулировки.

Основными элементами цепных передач являются *приводные цепи*, из которых наибольшее распространение получили роликовые (с числом рядов от одного до четырех), втулочные (одно- и двухрядные) и зубчатые.

Роликовые цепи состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рисунок 1.27). В наружные пластины запрессованы валики (оси), пропущенные через втулки, на которых запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Роликовые цепи рекомендуют использовать при скоростях до 15 м/с.

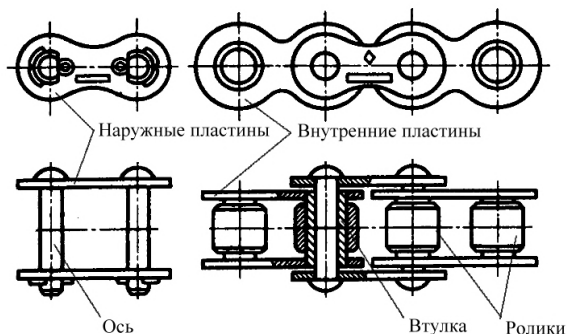


Рисунок 1.27 – Цепь приводная роликовая однорядная

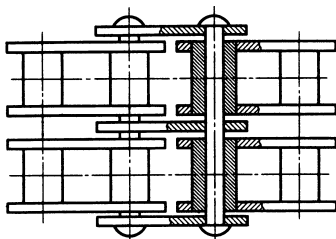


Рисунок 1.28 – Цепь приводная втулочная двухрядная

Втулочные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но ролики в них отсутствуют (рисунок 1.28). Это упрощает конструкцию, удешевляет цепь, но увеличивает износ шарнирных соединений. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при скоростях до 1 м/с.

В зависимости от передаваемой мощности втулочные и роликовые цепи изготавливают одно- и многорядными. В ГОСТ 13568-75 стандартизованы следующие типы приводных роликовых и втулочных цепей: ПРЛ – роликовые легкой серии; ПР – роликовые нормальной серии; ПРД – роликовые длиннозвенные; ПВ – втулочные; ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами. Роликовые цепи могут быть одно- (ПР), двух- (2ПР), трех- (3ПР) и четырехрядными (4ПР). Втулочную двухрядную цепь обозначают как 2ПВ.

Зубчатые цепи состоят из набора пластин зубообразной формы 1, шарнирно соединенных между собой (рисунок 1.29). Число пластин определяет ширина цепи В, которая зависит от передаваемой мощности. Рабочие грани пластин, которыми каждое звено цепи садится на зубья звездочки, расположены под углом 60° между собой. Для устранения бокового спадания цепи со звездочки служат направляющие пластины 2, расположенные по середине или по бокам звеньев.

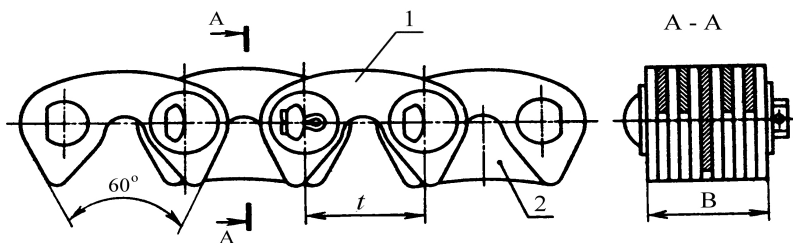


Рисунок 1.29 – Цепь приводная зубчатая:
1 – рабочая пластина; 2 – направляющая пластина

Зубчатые цепи работают плавно с небольшим шумом, лучше воспринимают ударные нагрузки, но они тяжелее и дороже других цепей. Рекомендуют использовать зубчатые цепи при скоростях менее 25 м/с.

Схема цепной передачи показана на рисунке 1.30.

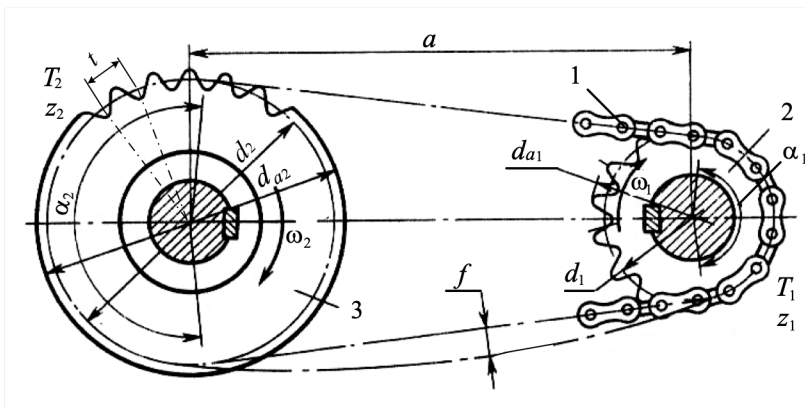


Рисунок 1.30 – Схема цепной передачи:

1 – цепь; 2 – ведущая звездочка; 3 – ведомая звездочка;

a – межосевое расстояние; d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей; d_{a1}, d_{a2} – наружные диаметры; f – провисание цепи; t – шаг цепи; T_1, T_2 – крутящие моменты; z_1, z_2 – числа зубьев звездочек; α_1, α_2 – углы обхвата; ω_1, ω_2 – угловые скорости

Основная геометрическая характеристика цепи – шаг t , т.е. расстояние между осями двух ближайших шарниров цепи, а основная силовая характеристика – *разрушающая нагрузка цепи*.

Геометрические параметры передачи (межосевое расстояние, делительные и наружные диаметры звездочек, количество зубьев звездочек, число звеньев цепи и другие) рассчитывают в зависимости от шага, принимаемого по ГОСТ.

Передаточное число цепной передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (1.41)$$

где n_1, n_2 – число оборотов ведущей и ведомой звездочек, мин⁻¹;

z_1, z_2 – число зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Звездочки по назначению делят на *ведущие, ведомые и вспомогательные* (натяжные и обводные). Основные элементы звездочек (ступица, диск, спица, венец) проектируют так же, как аналогичные элементы зубчатых колес и шкивов ременных передач. Профилирование зубьев звездочек выполняют по ГОСТ 591-69 и ГОСТ 592-75.

Передаточное число u цепной передачи меняется на 1–2% в пределах поворота звездочки на один зуб, что вызывает поперечные колебания цепи.

Однако среднее значение u за оборот остается постоянным. Для цепных передач рекомендуют $u \leq 7$.

Основным критерием работоспособности цепных передач является *износостойкость их шарниров*. Долговечность втулочных и роликовых цепей, подобранных по этому критерию, составляет 2000...5000 ч; зубчатых цепей – до 10000 ч. Для закрытых цепных передач, работающих при больших нагрузках и с хорошей смазкой, критерием работоспособности может быть *сопротивление усталости элементов цепи* (в основном – пластин).

Расчет цепных передач с втулочными и роликовыми цепями основан на допуске давлении в шарнирах цепи по формуле

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_3}, \quad (1.42)$$

где $[p_0]$ – допускаемое среднее давление в шарнирах цепей, соответствующее типовой передаче, МПа;

K_3 – коэффициент эксплуатации.

Практический расчет цепной передачи состоит в определении шага цепи t , количества зубьев звездочек z_1 и z_2 , межосевого расстояния a по заданным значениям мощности N , частоты вращения ведущей звездочки n_1 и передаточного числа u .

Материал и термическая обработка имеют решающее значение для обеспечения долговечности приводных цепей. Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных сталей: Сталь 45, 50, 40X, 40ХН, 30ХН3А твердостью 40...50HRC. Пластины зубчатых цепей преимущественно изготавливают из Стали 50. Детали шарниров выполняют преимущественно из цементируемых сталей 20, 15X, 20X, 12ХН3, 20ХН3А и подвергают закалке до 55...65HRC.

Звездочки изготавливают из чугуна СЧ 18, СЧ 21 и из сталей, подвергаемых цементации с последующей закалкой: Сталь 40, 15X, 40X и др.

3 Общие сведения о редукторах

Открытые зубчатые передачи применяют в основном в помещениях или же при небольших скоростях. Наибольшее распространение имеют закрытые зубчатые передачи, размещенные в корпусе – *редукторы* (от англ. reduce – уменьшать, сокращать), *предназначенные для уменьшения угловой скорости вращения и увеличения крутящего момента*.

Реже встречается необходимость повышать частоту вращения двигателя. Механическое устройство, передающее крутящий момент с повышением угловой скорости выходного вала, называют *мультипликатором*.

Внешне редуктор и мультипликатор не отличаются друг от друга, но

редукторы применяют гораздо чаще, так как двигатели, приводящие входной вал исполнительного механизма в движение, обычно имеют частоту вращения, существенно бóльшую, чем необходимо для исполнительных механизмов машин.

Редукторы состоят из механических передач (в основном – зубчатых и червячных), установленных в герметичном корпусе (рисунок 1.31). В настоящее время широко применяют редукторы, выполненные в одном агрегате с электромотором, – *мотор-редукторы* (рисунок 1.32).

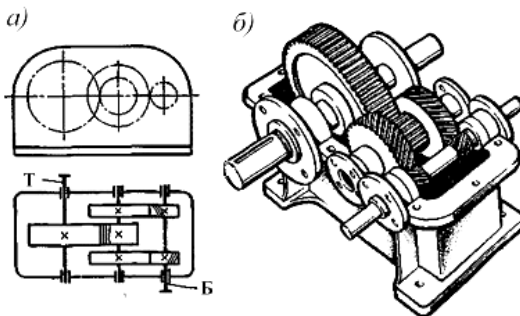


Рисунок 1.31 – Цилиндрический двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной первой (быстроходной) ступенью:

а – кинематическая схема; *б* – общий вид (крышка редуктора не показана)

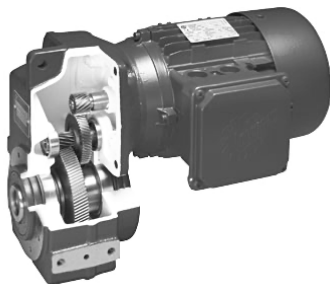


Рисунок 1.32 – Цилиндрический двухступенчатый мотор-редуктор

Редукторы классифицируют по типам, типоразмерам и исполнению. *Тип редуктора* определяют по виду применяемых передач, порядку их размещения от входного вала к выходному, по числу ступеней, а также расположению оси выходного вала.

Для обозначения передач используют прописные буквы русского алфавита: Ц – цилиндрические; К – конические; Ч – червячные; Г – глобоидные;

П – планетарные; В – волновые; КЦ – коническо-цилиндрические; ЧЦ – червячно-цилиндрические; ЦЧ – цилиндрическо-червячные.

На рисунке 1.33 показаны кинематические схемы наиболее распространенных редукторов. В зависимости от числа ступеней различают редукторы одноступенчатые (см. рисунок 1.33, а, ж), двухступенчатые (см. рисунок 1.33, б, г, д, е, з) и трехступенчатые (см. рисунок 1.33, в). Число ступеней редуктора выбирают в зависимости от общего передаточного числа i .

Широкие редукторы обозначают буквой Ш, узкие буквой У. В мотор-редукторах к обозначению спереди добавляют букву М.

В зависимости от расположения оси выходного вала в пространстве редукторы делят на горизонтальные, вертикальные и универсальные. Если все валы редуктора расположены вертикально, к обозначению добавляют индекс В. Если только ось тихоходного вала – индекс Т, если только ось быстроходного – индекс Б.

Типоразмер редуктора определяют тип и главный параметр тихоходной ступени. Для цилиндрической и червячной передач главным параметром является *межосевое расстояние*, для конической – *внешний делительный диаметр колеса*, для планетарной – *радиус водила*, для волновой – *внутренний диаметр гибкого колеса в недеформированном состоянии*. Одним из главных параметров редуктора является *передаточное число i* .

Для силовых характеристик редуктора основное значение имеет *крутящий (вращающий момент) $T_{\text{вых}}$* на выходном (тихоходном) валу, который определяют по формуле:

$$T_{\text{вых}} = \frac{N_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вх}}} i \eta, \quad (1.43)$$

где $N_{\text{вх}}$ – мощность на быстроходном валу, Вт;

$\omega_{\text{вх}}$ – угловая скорость быстроходного вала, с^{-1} ;

i – передаточное число редуктора;

η – КПД редуктора.

Исполнение редуктора определяют по передаточному числу, варианту сборки, форме концевых участков валов.

Условное обозначение редуктора включает тип редуктора и число ступеней; значения главного параметра и номинального передаточного числа; обозначение варианта сборки редуктора и категории точности; обозначение стандарта или ТУ.

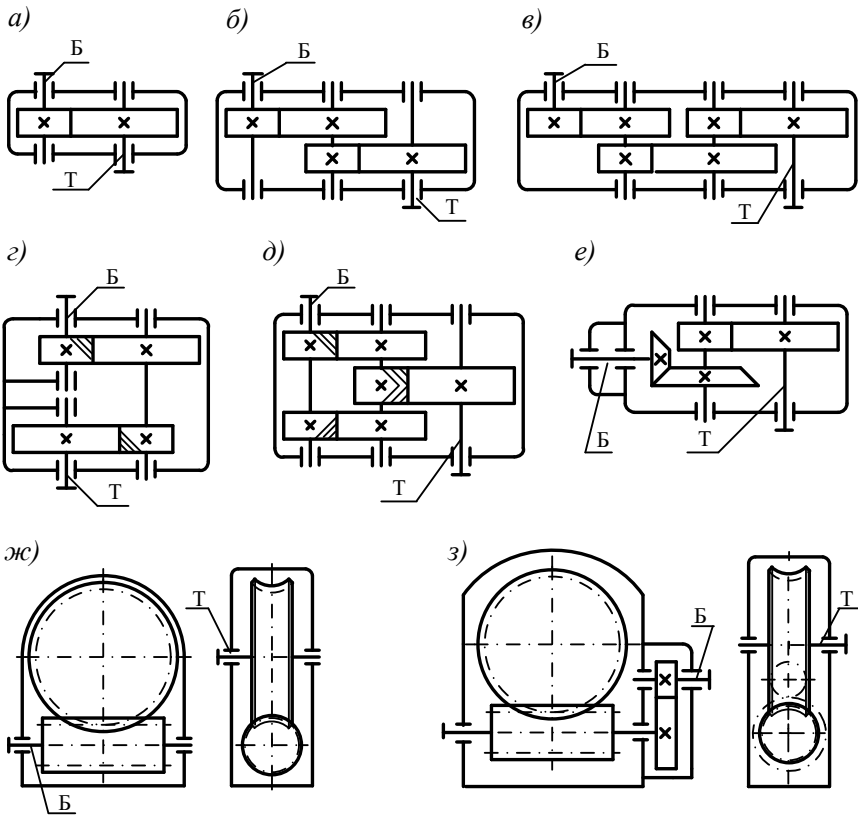


Рисунок 1.33 – Распространенные схемы зубчатых и червячных редукторов:
 а – цилиндрический одноступенчатый; б – цилиндрический двухступенчатый;
 в – цилиндрический трехступенчатый; г – цилиндрический двухступенчатый соосный;
 д – цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью;
 е – коническо-цилиндрический; ж – червячный одноступенчатый; з – цилиндрическо-
 червячный; Б – быстроходный вал; Т – тихоходный вал

Пример условного обозначения коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с межосевым расстоянием тихоходной ступени 250 мм, передаточным числом 20, вариантом сборки 42, категории точности 1:

Редуктор КЦ1 – 250 – 20 – 42 – 1 ГОСТ Р 50891-96.

При необходимости в условном обозначении редуктора указывают дополнительные признаки по нормативной документации на данный тип редуктора (климатическое исполнение, категория размещения и др.).

Материалы и смазка. Корпуса редукторов изготавливают литьем из чугуна или алюминиевых сплавов. В индивидуальном производстве используют сварные корпуса. Для удобства сборки корпуса выполняют разъемными по плоскости расположения валов. В качестве опор валов редукторов применяют подшипники качения.

Для смазывания передач в редукторах чаще всего используют картерную систему смазки: одно из колес каждой ступени погружено в масляную ванну и при вращении колес масло переносится в зону зацепления зубьями. Нормальным считается такой уровень масла в редукторе, при котором колесо погружается на полную высоту зуба, но не менее 10 мм. Для контроля за уровнем масла в редукторе служат различные маслоуказатели, а для слива отработанного масла редукторы имеют в нижней части корпуса отверстие, закрываемое пробкой с резьбой.

В верхней части редуктора для возможности залива масла и осмотра внутреннего пространства предусмотрен люк, закрываемый крышкой. Обычно на крышке люка размещают отдушину—деталь с отверстием и фильтром. Благодаря отверстию отдушины давление внутри редуктора не превышает наружного при нагреве редуктора во время работы. Для транспортировки редуктора служат рым-болты, ввертываемые в крышку, или проушины с отверстиями. В основании корпуса редуктора предусмотрены отверстия под болты для фиксации редуктора к фундаменту.

4 Валы, оси, опоры и муфты

4.1 Валы и оси

Валы предназначены для передачи крутящего (вращающего) момента и поддержания установленных на валах деталей машин. Валы при вращении подвергаются действию крутящих и изгибающих моментов, из-за чего они испытывают напряжения кручения и изгиба.

По форме геометрической оси валы бывают *прямые* (рисунок 1.34, а, б), *коленчатые* (рисунок 1.34, в) и *гибкие* (рисунок 1.34, г).

Прямые валы могут быть *гладкими* (см. рисунок 1.34, а) или *ступенчатыми* (см. рисунок 1.34, б).

Ступенчатые валы являются наиболее распространенными. Изготовление ступеней на валу связано с закреплением деталей в осевом положении или с упрощением монтажа деталей редуктора.

Для уменьшения массы или из конструктивных соображений валы иногда выполняют *полыми*. Однако они дороже сплошных из-за сложности изготовления, поэтому их применение ограничено.

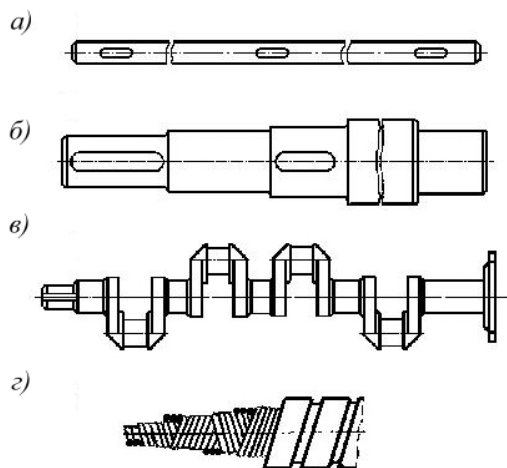


Рисунок 1.34– Вали:

a – прямой гладкий; *б* – прямой ступенчатый; *в* – коленчатый; *г* – гибкий

Оси служат только для поддержания закрепленных на них деталей и могут быть нагружены только напряжениями изгиба, смятия или среза. *Оси не передают крутящий момент.* Они могут быть неподвижными или вращающимися вместе с установленными на них деталями. Примером неподвижных осей может служить ось блока грузоподъемной машины (рисунок 1.35, *a*), а примером вращающихся – колесная ось железнодорожного подвижного состава (рисунок 1.35, *б*).

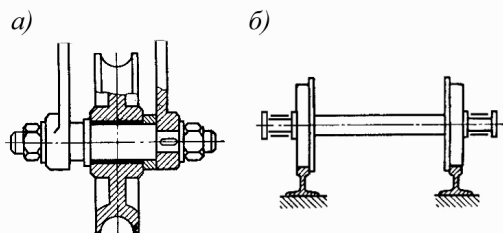


Рисунок 1.35 – Оси:

a – неподвижная ось блока грузоподъемной машины; *б* – вращающаяся ось колесной пары

Таким образом, при вращении *вали испытывают напряжения кручения и изгиба, а оси – только напряжения изгиба.*

Поддерживая детали передач, валы и оси сами опираются на неподвижные опорные части подшипников и подпятники. Участки валов и осей, лежащие в опорах, называют *цапфами*. Концевые цапфы называют *шпанами*, а промежуточные – *шейками* (рисунок 1.36).

Валы взаимодействуют с установленными на них деталями и подшипниками. Фиксацию деталей осуществляют с помощью шпоночных, зубчатых (шлицевых) соединений и соединений с гарантированным натягом. Условия сборки на одном валу деталей с различными посадками и типами соединений, а также требования к осевой фиксации деталей обуславливают в большинстве случаев необходимость ступенчатой конструкции вала.

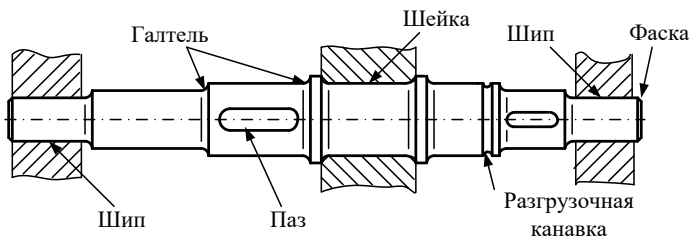


Рисунок 1.36 – Конструктивные элементы вала

Переходные участки на валах, канавки для выхода шлифовального круга и другие концентраторы напряжений снижают прочность вала. Поэтому существуют конструктивные методы повышения прочности валов: применение *галтелей* – плавных переходов от одного сечения вала к другому, разгрузочных канавок и др.

Существенное улучшение выносливости валов и осей обеспечивает повышение класса шероховатости поверхностей их наиболее нагруженных участков, например, шлифованием или полированием.

Повышению износостойкости участков валов, сопряженных с уплотнениями, а также контактирующих с подвижными зубчатыми колесами, способствует повышение их твердости закалкой всего вала или местной закалкой этих участков токами высокой частоты.

Критерии работоспособности. Валы и оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения и в основном выходят из строя в результате усталостных разрушений. *Основные расчетные нагрузки: для валов – крутящий и изгибающий моменты, для осей – изгибающий момент.*

Основными критериями работоспособности являются прочность и жесткость. Расчет валов проводится в два этапа: *проектировочный* (с учетом только крутящего момента) и *проверочный* (с учетом крутящего и изгибающего моментов). Расчет осей ведут только на изгиб.

Материалы. Оси и валы в основном изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Для валов и осей неответственных передач применяют стали обыкновенного качества (без термообработки) – Ст5, Ст6 и др. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из качественных углеродистых и легированных сталей (например, из сталей 20, 45, 20Х, 40Х и др. Тяжело нагруженные валы сложной формы изготавливают из модифицированного или высокопрочного чугуна.

4.2 Опоры валов и осей

Устройства, предназначенные для поддержания движущихся деталей и обеспечения их движения, называют *направляющими*. Направляющие для вращательного движения – это *опоры*. Понятие «опора» охватывает два звена – *цапфу* и *подшипник* (рисунок 1.37). Точность и надежность работы механизмов и машин во многом зависит от качества опор.

Подшипники – это устройства, поддерживающие валы и оси. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на корпус. Кроме того, подшипники обеспечивают фиксацию вала относительно корпуса редуктора. Таким образом, подшипники обеспечивают валам заданное положение и возможность вращения с требуемыми скоростями и нагрузками при минимальных потерях на трение.

Подшипники классифицируют по *виду трения* и *воспринимаемой нагрузке*.

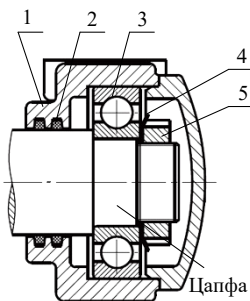


Рисунок 1.37 – Подшипниковый (опорный) узел оси вагонетки:
1 – корпус подшипника; 2 – уплотнение; 3 – однорядный радиальный шариковый подшипник; 4 – стопорная шайба; 5 – гайка

По виду трения различают:

- *подшипники скольжения*, по поверхности которых скользят при вращении опорные участки валов, т.е. осуществляется трение скольжения;
- *подшипники качения*, у которых трение скольжения заменяют трением качения установкой тел качения (шариков или роликов) между опорными

поверхностями подшипников и валов.

По направлению воспринимаемой нагрузки различают подшипники:

- *радиальные*, воспринимающие радиальные нагрузки, перпендикулярные оси цапфы;
- *упорные*, воспринимающие осевые нагрузки;
- *радиально-упорные*, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

4.2.1 Подшипники скольжения

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, которые работают в условиях скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника.

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения, как и форма цапфы вала, может быть цилиндрической, конической и сферической.

Радиальный подшипник скольжения (рисунок 1.38) состоит из корпуса *1*, имеющего цилиндрическое отверстие, в которое вставляют рабочий элемент *вкладыш 2* (втулку из антифрикционного материала). Между валом (цапфой) и отверстием втулки подшипника имеется зазор, заполненный смазочным материалом, который позволяет свободно вращаться валу.

Смазка является одним из основных условий надёжной работы подшипников скольжения, обеспечивающая снижение коэффициента трения и теплоотвод из зоны трения. Основными смазочными материалами являются минеральные масла – индустриальные, моторные и др.

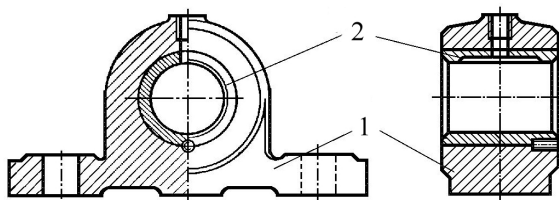


Рисунок 1.38 – Подшипник скольжения:
1 – корпус; *2* – вкладыш

Расчёт зазора подшипника скольжения, работающего в режиме разделения поверхностей трения смазочным слоем, проводится на основе гидродинамической теории смазки.

К материалу вкладыша предъявляются следующие требования:

- низкий коэффициент трения и высокое сопротивление заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуск, торможение и т. п.);
- износостойкость и способность к быстрой приработке; при этом изно-

состояние вкладыша должна быть ниже износостойкости цапфы, поскольку замена вала обходится значительно дороже, чем замена вкладыша;
– высокое сопротивление хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

Критерием работоспособности подшипников скольжения является *износостойкость* – сопротивление изнашиванию и заеданию. Заедание возникает при перегреве подшипника: снижается вязкость масла, масляная пленка местами разрывается, возникает прямой контакт металлических поверхностей и выкрашивание частиц металла.

Вкладыши изготавливают из бронзы, баббита (антифрикционного сплава на основе олова или свинца), чугуна, пластмассы, металлокерамики и др. С целью повышения прочности подшипников, особенно при переменных и ударных нагрузках, применяют биметаллические вкладыши, у которых на стальную основу наплавляют тонкий слой антифрикционного материала – бронзы, сплава алюминия и т. п. Биметаллические подшипники имеют более высокую нагрузочную способность.

Достоинства подшипников скольжения – это простота конструкции и изготовления, небольшие размеры в радиальном направлении (по сравнению с подшипниками качения), бесшумность в эксплуатации.

К недостаткам подшипников скольжения относятся необходимость постоянного подвода смазки для обеспечения жидкостного трения, применение дефицитных цветных металлов, ограниченный температурный режим работы.

В машиностроении подшипники скольжения используют в некоторых двигателях внутреннего сгорания, паровых и газовых турбинах, насосах, компрессорах, центрифугах и т. д.

4.2.2 Подшипники качения

Подшипники качения, в отличие от подшипников скольжения, работают в условиях преобладающего трения качения и состоят (рисунок 1.39) из наружного 1 и внутреннего 3 колец, тел качения 2 и сепаратора 4, разделяющего тела качения. На наружной поверхности внутреннего кольца и на внутренней поверхности наружного выполнены дорожки качения (канавки). В некоторых типах подшипников для уменьшения габаритов одно или оба кольца отсутствуют, а иногда отсутствует сепаратор (игольчатые подшипники).

Основные размеры подшипника качения: *диаметр d* под цапфу, *наружный диаметр D* и *ширина B* (рисунок 1.40, в).

Основными параметрами, характеризующими типоразмер подшипника, являются: *динамическая C* и *статическая C_0* грузоподъемность, а также предельная частота вращения n .

В зависимости от формы тел качения подшипники разделяют на *шари-*

ковые и роликовые, а в зависимости от воспринимаемой нагрузки – на радиальные, радиально-упорные и упорные.

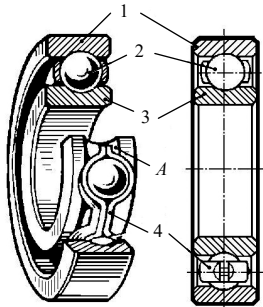


Рисунок 1.39 – Подшипник качения:

1 – наружное кольцо; 2 – тела качения; 3 – внутреннее кольцо; 4 – сепаратор;
А – поверхность дорожки качения

На рисунке 1.40 показаны основные типы подшипников качения.

В зависимости от габаритных размеров подшипники качения делят на следующие серии:

- по размеру наружного диаметра подшипника – на *сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые*;
- по ширине подшипника – на *особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие*.

Паспортная грузоподъемность подшипников более тяжелых серий увеличивается, а предельная частота вращения уменьшается.

Наиболее универсальными являются *радиальные шариковые подшипники* (рисунок 1.40, а, ж). Это быстроходные, хорошо держащие радиальную и небольшую осевую нагрузку, допускающие небольшие (до $0,25^\circ$) перекосы вала, и сравнительно дешевые.

Самоустанавливающиеся шариковые (см. рисунок 1.40, б) и *роликовые* (см. рисунок 1.40, е) подшипники допускают значительные (до 3°) перекосы валов и небольшую осевую нагрузку. Эти подшипники имеют сферическую поверхность наружного кольца.

Радиально-упорные шариковые подшипники (см. рисунок 1.40, з) выдерживают большие радиальные и осевые нагрузки.

Радиальные роликовые подшипники (см. рисунок 1.40, в) при тех же габаритах воспринимают более значительные радиальные нагрузки, чем шариковые.

Радиально-упорные роликовые подшипники (см. рисунок 1.40, з) имеют

большую грузоподъемность, чем шариковые, но и большую чувствительность к перекосам. При монтаже они требуют регулировки осевого зазора, а в ответственных случаях – предварительного натяга.

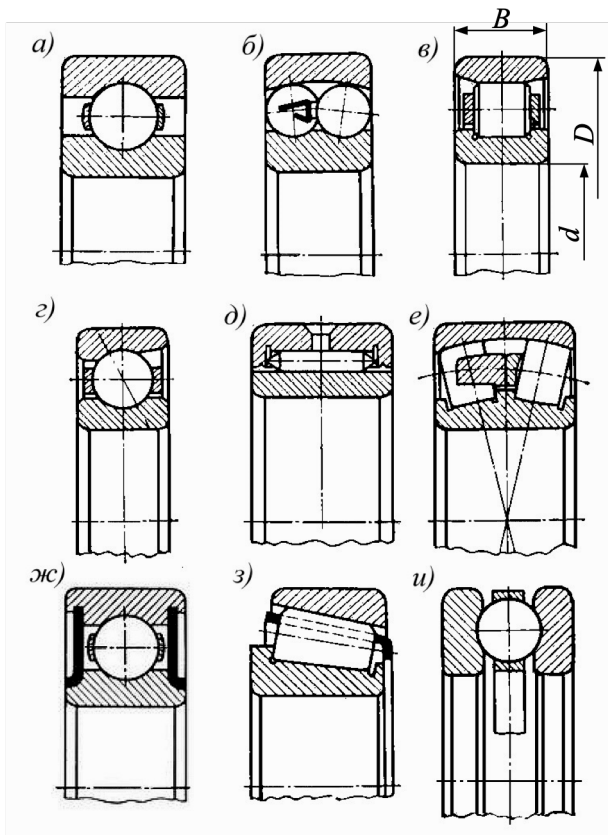


Рисунок 1.40 – Основные типы подшипников качения:

a – шарикоподшипник радиальный однорядный; *б* – шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический (самоустанавливающийся); *в* – роликоподшипник радиальный однорядный; *г* – шарикоподшипник радиально-упорный однорядный; *д* – роликоподшипник с игольчатыми роликами радиальный; *е* – роликоподшипник сферический радиальный двухрядный; *ж* – шарикоподшипник радиальный однорядный с двухсторонним уплотнением; *з* – роликоподшипник с коническими роликами радиально-упорный однорядный; *и* – шарикоподшипник упорный

Радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники выпускают также *сдвоенными* с целью восприятия двухсторонних осевых сил и больших радиальных нагрузок.

Радиальные игольчатые роликовые подшипники (см. рисунок 1.40, *д*), имеющие малые радиальные размеры, воспринимают только радиальную нагрузку.

Упорные шариковые подшипники (см. рисунок 1.40, *и*) воспринимают большие односторонние осевые нагрузки. Реже используют *роликовые упорные* подшипники.

К достоинствам подшипников качения относят низкое сопротивление качению, малый расход смазки, высокую степень взаимозаменяемости, малые размеры в осевом направлении и простоту обслуживания.

Из недостатков следует отметить чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам, большие размеры в радиальном направлении, низкую эффективность и шум при высоких частотах вращения.

Маркировка. Маркируют подшипники качения нанесением обозначения на торец кольца. Маркировка стандартизована ГОСТ 3189-89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений». Условные обозначения подшипников качения разделяют на основные и дополнительные.

Основные условные обозначения характеризуют внутренний диаметр подшипника, серию, тип и конструктивные особенности.

На рисунке 1.41 приведена схема основного условного обозначения для подшипников качения с диаметрами отверстий от 20 мм и выше.

Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 500 мм первые две цифры (справа налево), умноженные на пять, определяют их внутренний диаметр. Для диаметров 10, 12, 15 и 17 мм используют соответственно обозначение 00, 01, 02 и 03.

Третья цифра указывает серию подшипника: 8, 9 – сверхлегкая; 1 – особо легкая; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая; 5 – легкая широкая; 6 – средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника: 0 – радиальный шариковый; 1 – радиальный шариковый сферический; 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – радиальный роликовый сферический; 4 – радиальный с длинными цилиндрическими роликами; 5 – радиальный с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый; 7 – роликовый конический; 8 – упорный шариковый; 9 – упорный роликовый.

Цифры, следующие за четвертой, характеризуют особенности конструкции внутреннего или наружного колец.

Конструктивное исполнение подшипников регламентировано ГОСТ 3395-89 «Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения».

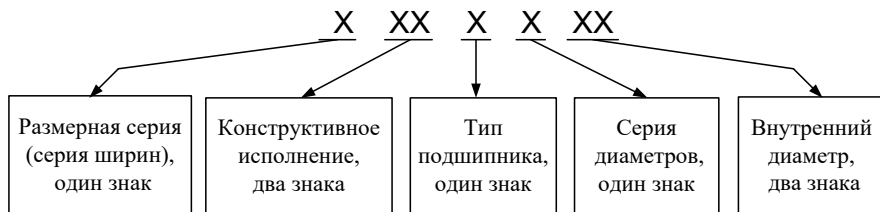


Рисунок 1.41 – Схема основного условного обозначения подшипников качения

Дополнительные условные обозначения проставляют через дефис слева и справа от основных обозначений. Класс точности подшипника (0 – нормальный, 6 – повышенный, 5 – высокий, 4 – прецизионный, 2 – сверхпрецизионный) указывают слева от основного условного. Диаметральный зазор подшипников обозначают номером дополнительного ряда и указывают перед классом точности подшипника.

Пример обозначения: 3–0–42109 – подшипник с внутренним диаметром $d = 45$ мм, особо легкой серии, радиальный с короткими цилиндрическими роликами, однорядный (типа 2000, исполнения 4200), класс точности 0, с диаметральным зазором по ряду 3.

Материалы. Тела качения и кольца подшипников изготавливают из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, Ш20СГ и цементованных легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А с твердостью 61...65HRC. Сепараторы обычно штампуют из мягкой углеродистой стали, для высокоскоростных подшипников – из текстолита, фторопласта, латуни.

Смазка. Для смазки подшипников качения в зависимости от условий работы и конструкции подшипникового узла могут применять как *жидкие масла* (например, очищенное минеральное масло), так и *консистентные (пластичные) смазки*. Жидкие масла являются наилучшей смазкой для подшипников качения, но их применение часто требует некоторого усложнения конструкции подшипникового узла для достижения большей герметичности корпуса.

При выборе марки масла следует учитывать нагрузку, скорость и рабочую температуру в подшипнике. Чем больше нагрузка и выше температура, тем большей вязкостью должно обладать масло. При малых нагрузках, низких температурах и высоких скоростях применяют маловязкое масло.

Критерии работоспособности и выбор типа подшипников. Подшипники работают при циклически меняющейся нагрузке. Основными видами разрушений являются усталостное выкрашивание рабочих поверхностей

(питтинг), смятие рабочих поверхностей дорожек, задиры и абразивное изнашивание, разрушение сепараторов и колец.

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность для неподвижных подшипников.

Выбранный подшипник проверяют на долговечность по динамической грузоподъемности C . Долговечность подшипника – это число оборотов (в млн), которое одно из его колец делает относительно другого до начала усталостного разрушения материала тел качения или колец.

Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с угловой скоростью $\omega \geq 0,1$ рад/с.

Расчет на статическую грузоподъемность C_0 выполняют для неподвижных подшипников или имеющих низкую скорость вращения ($\omega < 0,1$ рад/с).

Правильный выбор подшипников имеет большое значение при проектировании приводов машин. Подшипники качения подбирают по каталогу в зависимости от назначения, направления и величины нагрузки, угловой скорости, режима работы и особенностей монтажа. При выборе подшипника сначала рассматривают возможность применения радиальных однорядных шарикоподшипников, как наиболее дешевых и простых в эксплуатации. Если есть требования по самоустановке, или действию больших осевых усилий, или жесткости, подбирают подшипники соответствующих типов.

4.3 Муфты механические

Муфты – это устройства, предназначенные для соединения валов и передачи крутящего момента без изменения его величины и направления.

Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из узлов (сборочных единиц) и механизмов с входными и выходными валами, кинематическую и силовую связь между которыми выполняют с помощью муфт (рисунок 1.42). Как правило, валы, соединяемые муфтой, расположены соосно, реже – под небольшим углом.

Соединяя валы узлов и механизмов машин, муфты выполняют и другие функции:

- компенсируют перекосы и смещения соединяемых валов, обусловленные погрешностями изготовления и монтажа;
- улучшают динамические характеристики привода, поглощая толчки и вибрации при передаче крутящего момента;
- предохраняют узлы и детали машин от воздействия перегрузок;
- сцепляют и расцепляют соединяемые валы и детали на ходу или во время остановки машин;
- включают или выключают ведомый вал при достижении ведущим валом заданной частоты вращения.

Механические муфты общемашиностроительного применения стандар-

тизованы. Термины и определения муфт, выполненных в виде самостоятельных узлов, а также их основных элементов и параметров устанавливает **ГОСТ Р 50371-92.**

Основной паспортной характеристикой муфты является величина крутящего момента, на передачу которого она рассчитана.

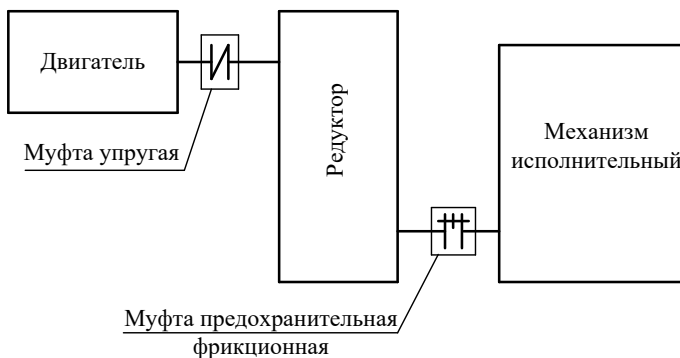


Рисунок 1.42 – Структурная схема привода исполнительного механизма

Муфты подбирают по каталогам с учетом стандартов и редко проектируют самостоятельно. Критерием выбора является расчетный крутящий момент T_p . В общем виде его рассчитывают по формуле:

$$T_p = kT_{\text{ном}}, \quad (1.44)$$

где k – коэффициент режима работы, $k = 1,15 \dots 3,0$;

$T_{\text{ном}}$ – номинальный момент (или наибольший из длительно действующих), Н·м.

В машиностроении используют муфты, различающиеся по принципу действия и управления, назначению и конструкции (механические, электрические, гидравлические и т.д.).

В свою очередь *механические муфты*, т.е. муфты, у которых крутящий момент передается с помощью соединительных элементов, разделяют на следующие группы (рисунок 1.43):

- муфты *неуправляемые* (*глухие, компенсирующие и упругие*);
- муфты *управляемые* (*с профильным замыканием и фрикционные*);
- муфты *самоуправляемые* (*автоматические*) по величине крутящего момента (*предохранительные*), по направлению вращения (*свободного хода*) и по частоте вращения (*центробежные*);
- прочие виды муфт, которые не могут быть отнесены к первым трем

группам, например, *комбинированные*.

4.3.1 Глухие муфты

Глухие муфты применяют для жесткого соединения валов (без компенсации несоосности). Самой простой глухой муфтой является *штулочная муфта* (рисунок 1.44, а).



Рисунок 1.43 – Классификация механических муфт

Втулку надевают на вал и крепят коническими штифтами или шпонками с установочными винтами. Втулочные муфты обладают малыми габаритами в радиальном направлении и широко применяются в приборостроении. Их

недостатком является необходимость точного центрирования валов при сборке, а при демонтаже необходимы значительные смещения валов в осевом направлении. Расчеты втулочных муфт сводятся к расчетам штифтовых или шпоночных соединений.

Муфта фланцевая (рисунок 1.44, б) также относится к глухим (жестким) муфтам и состоит из двух полумуфт с фланцами, стянутыми болтами, которые могут ставиться с зазором (вариант I) или без зазора (вариант II). Если болты поставлены с зазором, центровку полумуфт осуществляют с помощью бурта. Болты, посаженные в отверстия без зазора, сами выполняют роль центровочных элементов. При монтаже необходимо обеспечить перпендикулярность торцовых поверхностей полумуфт к оси вала.

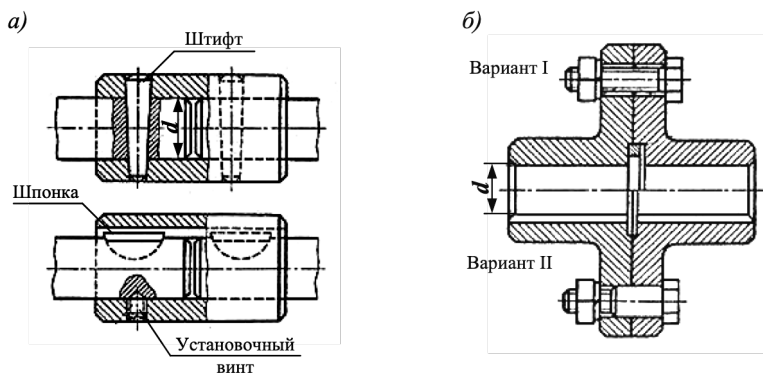


Рисунок 1.44 – Глухие муфты:
а) – втулочные; б) – фланцевая

4.3.2 Компенсирующие муфты

Компенсирующие муфты допускают соединения валов с незначительным смещением и перекосом геометрических осей. Из жестких компенсирующих муфт широко распространена *зубчатая муфта* (рисунок 1.45). Она состоит из двух обойм 1 с эвольвентными зубьями внутреннего зацепления, сопрягающимися с внешними зубьями втулок 2, устанавливаемых на концы валов.

Компенсация несоосности валов достигается за счет зазоров в зацеплении, обточки зубьев втулок по сфере и бочкообразного профиля зубьев. Муфты допускают смещение валов в осевом направлении до 8 мм, в радиальном – до 0,6 мм, перекося – до 1,5°. Зубчатые муфты достаточно технологичны и компактны, их применяют в широком диапазоне моментов и скоростей вращения.

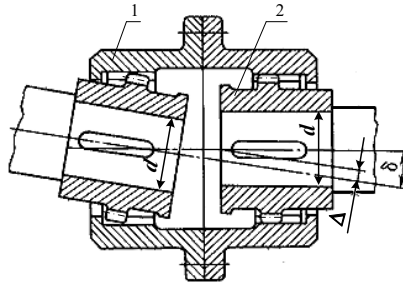


Рисунок 1.45 – Зубчатая (компенсирующая) муфта:
 1 – обойма; 2 – втулка; Δ – радиальное смещение валов; δ – угловое смещение (перекос) валов

4.3.3 Упругие муфты

Упругие муфты (рисунок 1.46) смягчают толчки и удары, снижают амплитуду крутильных колебаний, а также компенсируют несоосность и перекос валов. Муфты содержат упругие элементы, выполненные из резины (втулки, оболочки, диски) или из металла (пружины, пакеты пластин и т.п.).

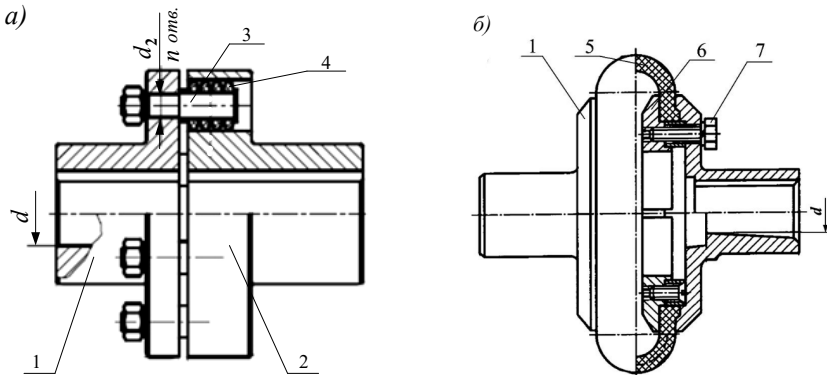


Рисунок 1.46 – Упругие муфты:
 а) – втулочно-пальцевая (МУВП); б) – с торообразной оболочкой;
 1, 2 – полумуфты; 3 – палец; 4 – резиновая втулка; 5 – упругая торообразная оболочка;
 6 – кольцо; 7 – болт

Основные характеристики упругих муфт – *жесткость при кручении* и *демпфирующая способность*.

Одной из наиболее распространенных упругих муфт является *муфта*

упругая втулочно-пальцевая (сокращенно – МУВП). Она состоит из двух полумуфт 1 и 2, соединенных друг с другом стальными пальцами 3, на которые надеты гофрированные резиновые втулки 4 (рисунок 1.46, а). МУВП компенсирует радиальные смещения валов в диапазоне 0,2–0,4 мм, осевые – до 5 мм, угловые – до 1,5°. Подбирают МУВП по передаваемому крутящему моменту в диапазоне от 6,3 до 15000,0 Н·м при диаметре валов в интервале 16–150 мм.

Муфты с упругой оболочкой (рисунок 1.46, б) обладают гораздо большими компенсационными возможностями, чем МУВП. Оболочку выполняют из резинорддовых материалов, обеспечивающих большую долговечность. Крутящий момент передается за счет крепления оболочки 5 на полумуфтах 1 с помощью колец 6 и болтов 7. Такие муфты компенсируют радиальные и осевые смещения валов в диапазоне 2–6 мм, угловые – до 2°, а также обеспечивают угол относительного закручивания полумуфт свыше 5°. Кроме того, такие муфты обеспечивают электро- и шумоизоляцию приводов машин.

Муфты подбирают по передаваемому моменту в диапазоне 5–35000 Нм при диаметрах валов от 10 до 300 мм. Их применяют в основном там, где трудно обеспечить соосность валов в условиях ударных и переменных нагрузок: в приводах дорожных, строительных машин и бурильных установок, а также во вспомогательных приводах электровозов и тепловозов. Преимуществом муфты с торообразной оболочкой является возможность оперативной замены эластичного элемента муфты.

Недостатком муфт являются их большие радиальные размеры и наличие осевых сил, действующих на валы.

4.3.4 Управляемые (сцепные) муфты

Управляемые (сцепные) муфты позволяют выполнять соединение и разъединение валов или валов с установленными на них деталями. Такие муфты подразделяют на *муфты с профильным замыканием*, передающие вращение за счет зацепления (кулачковые, зубчатые) и *фрикционные* с передачей крутящего момента силами трения.

Муфты кулачковые (рисунок 1.47) состоят из двух полумуфт с выступами и впадинами на торцевых поверхностях.

При монтаже на валах выступы одной полумуфты входят во впадины другой, образуя соединение с зазором. Одна из полумуфт имеет возможность передвигаться по валу на шпонке или шлицах с помощью механизма управления – *поводка* (обычно рычага вильчатой формы).

Рабочие поверхности кулачков подвергают цементации и закаливанию до твердости 55HRC. Материал полумуфт – сталь 20X или 20XH. Кулачки проверяют по среднему давлению на рабочих поверхностях и по напряжениям изгиба.

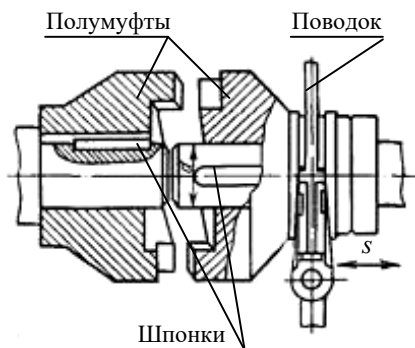


Рисунок 1.47 – Муфта кулачковая

Кулачковые муфты просты в изготовлении и малогабаритны. Их применяют для включения приводов при окружных скоростях валов до 1 м/с.

4.3.5 Муфты самоуправляемые

Муфты самоуправляемые (автоматические) сцепляют и расцепляют валы при изменении заданного режима работы привода. Эти муфты управляют направлением вращения (обгонные муфты), частотой вращения (центробежные муфты), а также передаваемым моментом (предохранительные муфты).

Обгонные муфты (муфты свободного хода) служат для передачи крутящего момента только в одном направлении. Из большого многообразия обгонных муфт (роликовые, эксцентриковые, храповые, клиновые и др.) наибольшее распространение получили роликовые обгонные муфты с диапазоном передаваемых моментов от 2,5 до 800 Н·м.

Роликовая обгонная муфта содержит обойму 1 и звездочку 2 с вырезами для размещения роликов 3 (рисунок 1.48). При вращении вала со звездочкой по часовой стрелке ролики, попадая в сужающуюся щель между обоймой и звездочкой, заклинивают и передают окружное усилие от ведущего элемента (т.е. звездочки) ведомому (обойме).

При обратном направлении вращения ролики, расклинившись, перемещаются в расширенную часть выреза в звездочке и кинематически перестают соединять элементы обгонной муфты. При остановке ведущего вала ведомый вал продолжает вращаться.

Обгонные муфты работают бесшумно и выдерживают большую частоту включений. Их применяют в автотранспортных средствах для пуска двигателя внутреннего сгорания (в конструкции электростартера), а также в приводах различных механизмов.

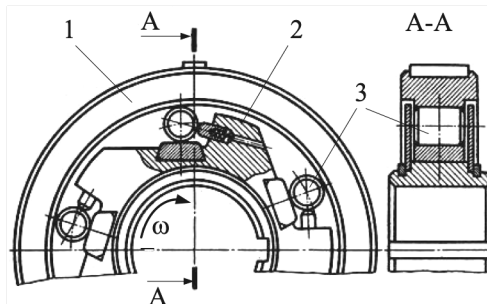


Рисунок 1.48 – Роликовая обгонная муфта:
1 – обойма; 2 – звездочка; 3 – ролики

Критерием работоспособности обгонных муфт является контактная прочность роликов и рабочих поверхностей.

Центробежные муфты применяют как для соединения, так и для разъединения валов друг с другом (и с размещенными на них деталями) при достижении ведущим валом заданной частоты вращения. Их применяют для облегчения управления, повышения плавности пуска и предотвращения слишком большого разгона, а также в качестве пусковых. Например, для запуска машин с большими разгоняемыми массами (транспортных машин, центрифуг, вентиляторов и др.) необходимо применять мощные двигатели, развивающие большой пусковой момент при запуске и работающие после этого с большой недогрузкой в стационарном рабочем режиме. В этих случаях целесообразно применять центробежные муфты.

По виду рабочего элемента центробежные муфты разделяют на *фрикционные (колодочные или дисковые)* и *с сыпучим наполнителем* (например, дробью).

На рисунке 1.49 представлена *центробежная колодочная муфта*, встроенная в шкив клиноременной передачи. Ступица 1 является ведущей полу муфтой, с которой подвижно в радиальном направлении соединены три колодки 2 с фрикционными накладками. Ведомая полу муфта 3, выполняющая одновременно функцию шкива, установлена на ступице 1 на двух подшипниках качения. Если вал с муфтой не вращается, полу муфты 1 и 3 разъединены. При вращении ведущей полу муфты, колодки 2 также начинают вращаться и под действием центробежных сил приподнимаются, плавно прижимаясь к внутренней цилиндрической поверхности ведомой полу муфты и сообщая ей окружное усилие.

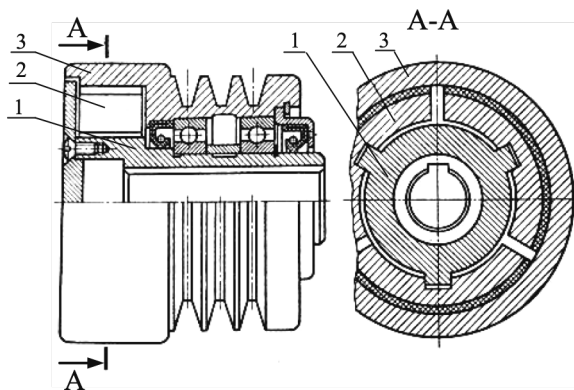


Рисунок 1.49 – Центробежная колодочная муфта:
 1 – ступица (ведущая полу муфта); 2 – колодки с фрикционными накладками;
 3 – ведомая полу муфта (шків)

Критерием работоспособности центробежных колодочных муфт является износостойкость фрикционных накладок колодок.

Предохранительные муфты служат для расцепления валов при недопустимом увеличении передаваемого момента (перегрузке) или скорости вращения, т.е. предохраняют машину от поломки в случае нарушения нормального режима работы. Предохранительные муфты располагают как можно ближе к зоне возможного возникновения перегрузок. Например, в приводе конвейера от электродвигателя через редуктор чаще всего перегрузка возникает из-за заклинивания конвейера. Поэтому муфту ставят на тихоходном валу редуктора, т.е. на соединении его с ведущим валом конвейера.

Предохранительные муфты рассчитывают по предельно допустимому значению момента, как правило, на 25% превышающему максимальное значение момента при нормальной работе.

По принципу работы различают предохранительные муфты фрикционные, кулачковые (шариковые) и с разрушающимся элементом (обычно срезными штифтами).

Предохранительные муфты со срезными штифтами используют в приводах с редкими перегрузками случайного характера, например в приводах машин непрерывного действия. Такие муфты просты по конструкции и компактны. При перегрузке штифты срезаются и полу муфты рассоединяются.

Предохранительная муфта со срезными штифтами (рисунок 1.50) состоит из двух полу муфт 1 и 2, кинематически связанных штифтами 3, срезаемыми при перегрузках. Штифты помещены в закаленные втулки – сухари

высокой твердости и изготавливают из углеродистой стали (Ст5, Сталь 45) и чугуна.

Диаметр штифтов определяют из расчета на срез:

$$d_{\text{шт}} \leq \sqrt{4T_{\text{пр}}k/(\pi[\tau]zR)}, \quad (1.45)$$

где $T_{\text{пр}}$ – предельное значение крутящего момента, Н·м;

k – коэффициент неравномерности нагрузки на штифты;

$$k = \begin{cases} 1,0 & \text{при } z = 1, \\ 1,2 & \text{при } z = 2; \end{cases}$$

$[\tau]$ – допускаемое напряжение, равное пределу прочности материала штифта на срез, МПа (например, для Стали 45 $[\tau] = 380 \dots 420$ МПа);

z – число штифтов;

R – радиус расположения осей штифтов, м.

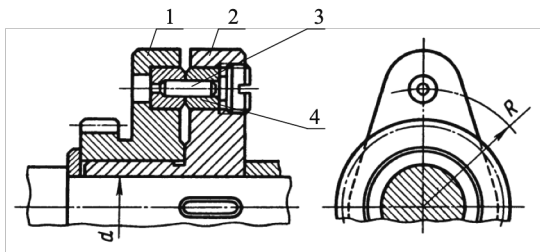


Рисунок 1.50 – Предохранительная муфта со срезными штифтами:
1, 2 – полумуфты; 3 – штифт; 4 – втулка

Фрикционные предохранительные муфты рассмотрены в лабораторной работе «Испытания предохранительных муфт» части III данного пособия.

4.3.6 Муфты комбинированные

Муфты комбинированные применяют при необходимости объединения функциональных возможностей нескольких типов муфт. Наиболее часто встречаются комбинации компенсирующих муфт с предохранительными или упругих с предохранительными.

На рисунке 1.51 показана комбинированная муфта, в которой реализованы функции упругой и предохранительной муфт.

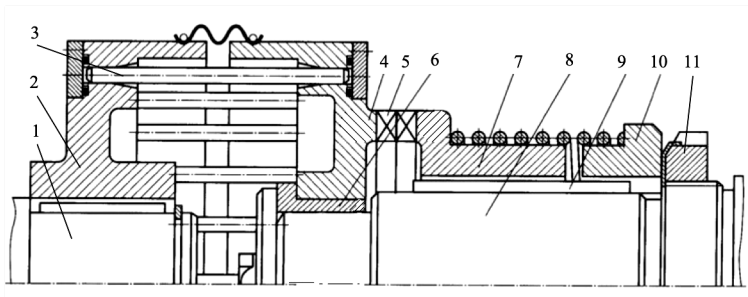


Рисунок 1.51 – Комбинация упругой со стальными стержнями и предохранительной кулачковой муфты:

1 – ведущий вал; 2 – полумуфта; 3 – стальной стержень; 4 – полумуфта; 5 – кулачок; 6 – подшипник скольжения; 7 – подвижная муфта; 8 – ведомый вал; 9 – направляющая шпонка; 10 – втулка; 11 – регулировочная гайка

5 Контрольные вопросы по теме «Механические передачи»

Зубчатые передачи

- 1) Назовите основные достоинства передач зацеплением по сравнению с передачами трением.
- 2) По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?
- 3) Привести формулу для определения передаточного отношения механической передачи.
- 4) Что такое «эвольвентное зацепление»?
- 5) Чему равен угол зацепления цилиндрических колес?
- 6) Как определить передаточное число цилиндрической зубчатой передачи?
- 7) Привести формулу для определения модуля зубьев цилиндрических колес.
- 8) В чем состоят достоинства косозубых цилиндрических передач по сравнению с прямозубыми?
- 9) Чему равен угол наклона зуба в косозубой цилиндрической передаче?
- 10) Привести формулу для определения межосевого расстояния косозубого цилиндрического зацепления
- 11) Какие силы действуют в зацеплении косозубых цилиндрических передач?
- 12) В какой зубчатой передаче осевые усилия взаимно уравновешиваются?
- 13) Обосновать основные критерии работоспособности зубчатых передач.

- 14) Какие материалы применяют для изготовления зубчатых колес?
- 15) Обосновать особенности конических передач по сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами.
- 16) Какие силы действуют в зацеплении прямозубой конической передачи?
- 17) Привести формулу для определения внешнего конусного расстояния в коническом зубчатом зацеплении
- 18) Привести формулу для определения угла делительного конуса в коническом зубчатом зацеплении.
- 19) Показать достоинства и недостатки применения гипоидной передачи.
- 20) Проанализировать достоинства планетарных передач по сравнению с цилиндрическими.
- 21) В чем состоит принцип работы дифференциальной передачи?
- 22) Обосновать принцип действия волновых передач, а также их достоинства и недостатки.
- 23) По каким основным признакам классифицируют редукторы?
- 24) Привести формулу для определения передаточного числа многоступенчатого редуктора.
- 25) Привести формулу для определения вращающего момента на выходном валу редуктора.

Червячные передачи

- 1) Дать классификацию червячных передач.
- 2) Показать основные достоинства червячных передач по сравнению с зубчатыми.
- 3) Какие факторы влияют на величину КПД червячной передачи?
Формула для определения КПД.
- 4) Как меняется величина КПД червячной передачи в зависимости от числа заходов червяка?
- 5) Какие силы действуют в зацеплении червячной передачи?.
- 6) Как определить передаточное число червячной передачи различными способами?
- 7) Привести формулу для определения вращающего момента на червячном колесе.
- 8) Привести формулу для определения межцентрового расстояния передачи.
- 9) Обосновать основные критерии работоспособности червячных передач.
- 10) Какие материалы применяются для червяка и колеса?
- 11) В чем состоят недостатки червячных передач?

Фрикционные передачи

- 1) Дать определение фрикционной передачи.
- 2) По каким признакам классифицируют фрикционные передачи?
- 3) Что такое вариатор? Принцип действия лобового вариатора.
- 4) Показать диапазон регулирования вариатора.
- 5) В чем состоят достоинства и недостатки фрикционных передач?

Передачи гибкой связью

- 1) Какие механические передачи относят к передачам гибкой связью?
- 2) В каких случаях применяют ременные передачи?
- 3) Назвать основные преимущества и недостатки ременных передач по сравнению с другими механическими передачами.
- 4) За счет чего в ременной передаче передается нагрузка?
- 5) Дайте классификацию ременных передач.
- 6) В чем состоит основное преимущество клиновых ремней перед плоскими?
- 7) Для чего применяют натяжной ролик?
- 8) Привести основные геометрические параметры ременной передачи.
- 9) Привести формулу для расчета передаточного отношения ременной передачи с учетом скольжения.
- 10) Обосновать основные критерии работоспособности ременных передач.
- 11) Какие материалы применяют для изготовления приводных ремней?
- 12) Какие материалы применяют для изготовления шкивов ременных передач?
- 13) Показать основные достоинства цепных передач по сравнению с другими типами механических передач.
- 14) В чем состоят конструктивные особенности роликовых, втулочных и зубчатых приводных цепей?
- 15) Что является основной геометрической и силовой характеристикой цепи?
- 16) Обосновать критерии работоспособности цепных передач.
- 17) Привести формулу для определения допустимого давления в шарнирах цепи.

Валы, оси, опоры, муфты

- 1) В чем разница между осью и валом?
- 2) Почему в большинстве случаев применяют ступенчатую конструкцию вала?
- 3) Какие существуют конструктивные методы повышения прочности валов?

- 4) Обосновать критерии работоспособности валов.
- 5) В чем заключается проектировочный расчет валов?
- 6) Привести примеры подвижных и неподвижных осей.
- 7) В чем состоит назначение подшипников?
- 8) Дать классификацию подшипников по виду трения и воспринимаемой нагрузке.
- 9) Что представляет собой подшипник скольжения?
- 10) Основное условие надежной работы подшипника скольжения.
- 11) Какие требования предъявляют к материалу вкладыша подшипника скольжения?
- 12) Критерии работоспособности подшипников скольжения.
- 13) Что представляет собой подшипник качения?
- 14) Назвать основные типы подшипников качения.
- 15) Как маркируют подшипники качения?
- 16) В чем состоят основные достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
- 17) Какие факторы следует учитывать при выборе типа подшипника качения?
- 18) Обосновать критерии работоспособности подшипников качения
- 19) Какие материалы применяют для изготовления деталей подшипников?
- 20) Показать назначение и классификацию механических муфт.
- 21) Обосновать критерий выбора механических муфт.
- 22) В чем состоит назначение компенсирующих муфт?
- 23) В чем заключается принцип действия сцепных фрикционных муфт?
- 24) Показать назначение и принцип действия центробежных муфт.
- 25) Показать назначение и принцип действия муфт свободного хода.
- 26) Показать назначение и принцип действия предохранительных муфт.
- 27) В каких случаях применяют комбинированные муфты?

6 Тестовые задания по теме «Механические передачи»

Таблица 1.1 – Зубчатые передачи. Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1 Что такое «линия зацепления»?	Линия, очерчивающая профиль зуба	1
	Линия, проходящая через центры колес	2

	Общая нормаль к профилям зубьев в точке касания	3
	Касательная к профилю зуба в точке касания	4
2 Выбрать формулу для определения модуля зубьев	$0,5(d_1 + d_2)$	1
	$0,5(1 + u)d_1$	2
	p_t/π	3
	a_w/z	4
3 Определить a_w , если $d_1 = 64$ мм; $z_2 = 80$; $m = 2$ мм	72 мм	1
	112 мм	2
	224 мм	3
	160 мм	4
4 Определить число зубьев ведущего колеса, если передаточное отношение пары зубчатых колес равно 3,15; модуль зацепления 2,5 мм; межосевое расстояние 120 мм	17	1
	18	2
	23	3
	26	4

Таблица 1.2 – Зубчатые передачи. Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1 Чему равен угол зацепления цилиндрических колес?	15°	1
	18°	2
	20°	3

	28°	4
2 Определить модуль зуба колеса, если окружной шаг равен 12,56 мм	2,5	1
	4	2
	4,18	3
	6,28	4
3 Рассчитать передаточное отношение передачи, если $a_w = 160$ мм; $d_1 = 80$ мм	2	1
	2,5	2
	3	3
	3,5	4
4 Определить межцентровое расстояние прямозубой цилиндрической передачи, если диаметр делительной окружности шестерни 72 мм; число зубьев колеса 90; модуль передачи 4 мм	108	1
	216	2
	360	3
	432	4

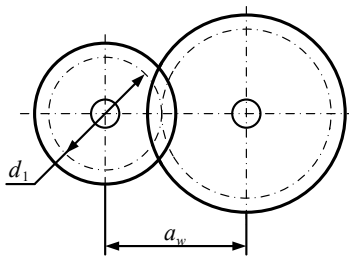


Таблица 1.3 – Червячные передачи. Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1 Каким следует назначить число заходов червяка и число зубьев колеса, чтобы получить передаточное отношение червячной передачи 18?	1; 18	1
	2; 36	2

	2; 64	3
	3; 78	4
2 Рассчитать диаметр вершин витков червяка, если $m = 3,15$ мм; $q = 12,5$; $z_1 = 2$	45,67 мм	1
	39,38 мм	2
	31,71 мм	3
	29,74 мм	4
3 Определить величину осевого усилия на червяке, если момент на ведущем валу червячной передачи равен 52 Н·м; передаточное отношение равно 25 ; КПД передачи $0,75$; модуль передачи $2,5$ мм; число зубьев колеса 50	0,99 кН	1
	15,6 кН	2
	37,14 кН	3
	78,12 кН	4

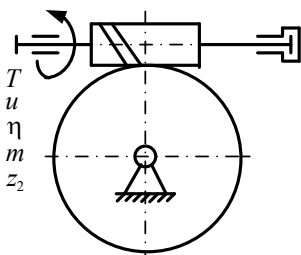


Таблица 1.4 – Червячные передачи. Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1 Каким следует назначить число заходов червяка и число зубьев колеса, чтобы получить передаточное отношение червячной передачи 26?	1; 30	1
	2; 52	2

	3; 78	3
	4; 114	4
2 Определить передаточное число червячной передачи, если число заходов червяка равно 2; модуль передачи 2 мм; коэффициент диаметра червяка 8; диаметр делительной окружности червячного колеса 96 мм	6	1
	12	2
	24	3
	48	4
3 Определить величину осевого усилия на колесе червячной передачи, если мощность на вращаемом валу равна 4,5 кВт; угловая скорость вала 100 рад/с; модуль передачи 2,5 мм; коэффициент диаметра червяка 10	3,6 Н	1
	1,8 кН	2
	3,6 кН	3
	18,57 кН	4

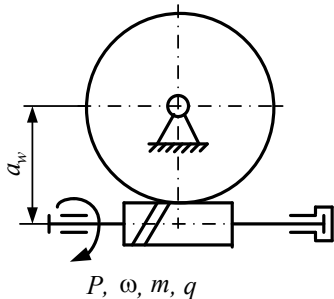


Таблица 1.5 – Фрикционные передачи. Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1 Выбрать основные достоинства фрикционных передач	Бесшумность и плавность работы	1
	Постоянство передаточного отношения	2

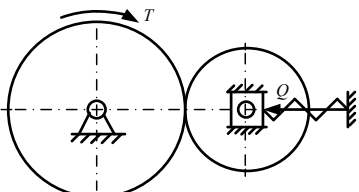
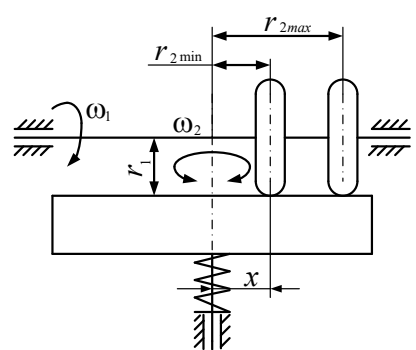
	Нагрузка на опоры	3
	Низкая стоимость и доступность материалов	4
<p>2 Определить минимальное потребное усилие пружины, если вращающий момент на валу передачи равен $15 \text{ Н}\cdot\text{м}$; диаметр колеса 350 мм; материал колес – сталь; передача работает со смазкой, $f = 0,01$</p> 	8571 Н	1
	877 Н	2
	4285 Н	3
	85,7 Н	4
	3 Определить диапазон регулирования изображенного вариатора, если $r_1 = 25 \text{ мм}$; $r_{2min} = 68 \text{ мм}$; $r_{2max} = 120 \text{ мм}$	0,57
	1,76	2
	2,72	3
	4,8	4

Таблица 1.6 – Фрикционные передачи. Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
Указать основные недостатки фрикционных передач	Сложность конструкции	1
	Нагрузка на опоры	2

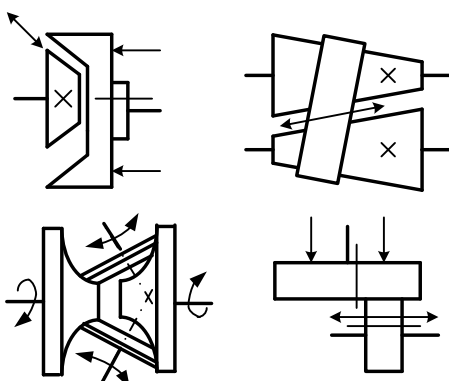
	Скольжение в передаче	3
	Требование точности при сборке	4
2 Определить минимальное потребное усилие прижатия колес, если вращающий момент на валу фрикционной передачи $25 \text{ Н}\cdot\text{м}$; диаметр колеса 380 мм ; материалы колес – сталь и чугун; передача работает без смазки, $f = 0,15$ (см. рисунок к заданию 2 варианта 1)	19,7 Н	1
	263 Н	2
	500 Н	3
	877,2 Н	4
3 Какой из изображенных вариаторов позволяет получить реверсивное вращение выходного вала при одностороннем вращении ведущего вала? 	Конусный	1
	Двухконусный	2
	Торовый	3
	Лобовой	4

Таблица 1.7 – Ременные передачи. Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1 Указать основные преимущества плоскоременных передач по сравнению с клиноременными	Простота	1
	Плавность хода	2

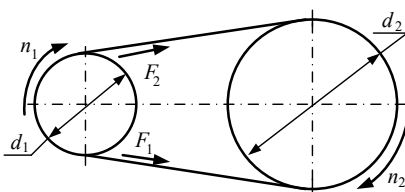
	Большие нагрузки на опоры	3
	Использование в передачах с непараллельными валами	4
<p>2 Определить коэффициент скольжения в ременной передаче, если диаметр ведущего шкива $d_1 = 60$ мм; диаметр ведомого шкива $d_2 = 150$ мм; частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000$ об/мин; ведомого вала $n_2 = 390$ об/мин</p> 	0,015	1
	0,025	2
	0,04	3
	0,25	4
	3 Определить диаметр меньшего шкива, если диаметр большего шкива $d_2 = 210$ мм; частота вращения ведущего вала $n_1 = 945$ об/мин; частота вращения ведомого вала $n_2 = 540$ об/мин; скольжение в передаче не учитывать	100
112	2	
120	3	
140	4	

Таблица 1.8 – Ременные передачи. Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
1 Указать наиболее нагруженную точку ремня изображенной передачи, если изменить направление вращения шкивов на обратное	А	1

	Б	2
	В	3
	Г	4
<p>2 Определить фактическое передаточное отношение ременной передачи, если диаметр ведущего шкива $d_1 = 315$ мм; диаметр ведомого шкива $d_2 = 785$ мм; коэффициент скольжения в передаче равен 0,02</p>	2,09	1
	2,49	2
	2,54	3
	0,4	4
<p>3 Определить действительную частоту вращения выходного вала, если частота вращения ведущего шкива 960 об/мин; диаметры шкивов передачи $d_1 = 120$ мм и $d_2 = 360$ мм; коэффициент скольжения равен 0,03</p>	33,0 об/мин	1
	120,0 об/мин	2
	240,0 об/мин	3
	310,4 об/мин	4

Таблица 1.9 – Ценные передачи. Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
---------	--------	-----

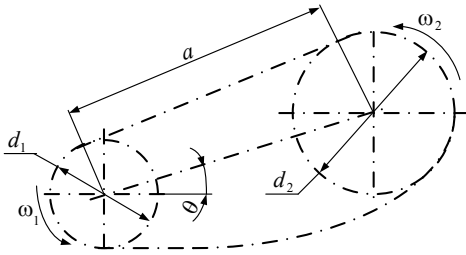
<p>1 В чем состоит основное преимущество цепных передач по сравнению с зубчатыми?</p> 	Простота изготовления	1
	Пониженная виброактивность и шум	2
	Большое межосевое расстояние	3
	Меньшая требовательность к точности установки	4
<p>2 Определить среднее передаточное число цепной передачи, если число зубьев ведущей звездочки равно 21, число зубьев ведомой звездочки – 83; диаметр меньшей звездочки равен 81,4 мм, а диаметр большей – 362,8 мм</p>	2,95	1
	3,5	2
	3,95	3
	4,45	4
<p>3 Определить диаметр делительной окружности звездочки цепной передачи, если число зубьев звездочки 83; подобрана цепь ПР–25,4–60</p>	68,7 мм	1
	136,4 мм	2
	435,0 мм	3
	672,0 мм	4

Таблица 1.10 – Цепные передачи. Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
---------	--------	-----

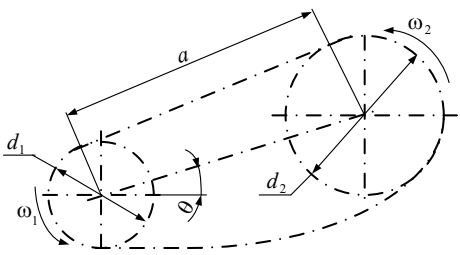
<p>1 В чем состоит основное преимущество цепных передач по сравнению с ременными?</p> 	Меньшая нагрузка на валы	1
	Возможность передавать большую мощность	2
	Отсутствие скольжения	3
	Большее передаточное отношение	4
<p>2 Определить среднее передаточное число цепной передачи, если число зубьев звездочек $z_1 = 24$, $z_2 = 60$; диаметры звездочек $d_1 = 255$ мм, $d_2 = 635$ мм</p>	2,5	1
	2,6	2
	3,5	3
	10,6	4
<p>3 Определить диаметр делительной окружности звездочки цепной передачи, если выбрана цепь 2ПР–12,7–31,8; число зубьев звездочки равно 21</p>	86 мм	1
	109 мм	2
	238 мм	3
	382,8 мм	4

Таблица 1.11 – Общие сведения о редукторах. Вариант 1

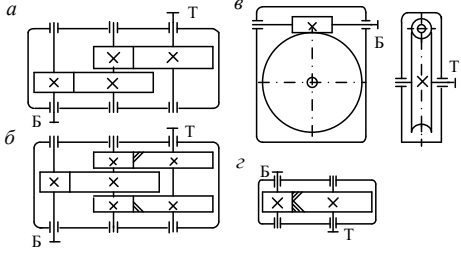
Вопросы	Ответы	Код
<p>1 Среди представленных схем определить редуктор Ц2В–125–12,5</p> 	а	1
	б	2
	в	3
	г	4
<p>2 Определить скорость выходного вала, если скорость на быстроходном валу редуктора Ц2В–125–12,5 составляет 86 рад/с</p>	1075,0 рад/с	1
	107,5 рад/с	2
	43,0 рад/с	3
	6,88 рад/с	4
<p>3 В чем состоит основное достоинство конических редукторов?</p>	Значительное передаточное число	1
	Сравнительно малая масса и габаритные размеры	2
	Точная фиксация осевого положения колес	3
	Передача вращения между валами с перекрещивающимися осями валов	4

Таблица 1.12 – Общие сведения о редукторах. Вариант 2

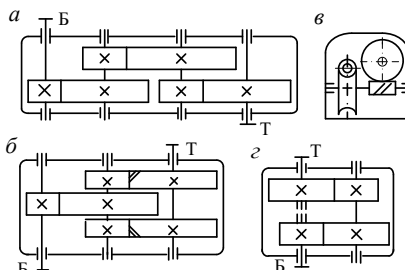
Вопросы	Ответы	Код
<p>1 Среди представленных схем определить схему редуктора Ц2С–200–16</p> 	<i>a</i>	1
	<i>б</i>	2
	<i>в</i>	3
	<i>г</i>	4
<p>2 Определить скорость выходного вала, если скорость на быстроходном валу редуктора Ц2С–200–16 составляет 120 рад/с</p>	120,0 рад/с	1
	1920,0 рад/с	2
	60,0 рад/с	3
	7,5 рад/с	4
<p>3 Указать основное достоинство червячных редукторов</p>	Большое передаточное число в одной ступени	1
	Невысокие требования к точности установки	2
	Компактность по сравнению с другими передачами	3
	Высокий КПД	4

Таблица 1.13 – Муфты. Вариант 1

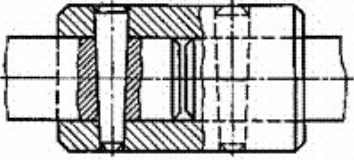
Вопросы	Ответы	Код
<p>1 Указать основное назначение изображенной муфты</p> 	Соединение валов с радиальным смещением	1
	Соединение валов с осевым смещением	2
	Жесткое постоянное соединение валов без смещения	3
	Соединение валов с угловым смещением	4
<p>2 Какую муфту следует использовать, если в процессе работы требуется периодически выключать механизм при определенной угловой скорости?</p>	Компенсирующую	1
	Управляемую кулачковую	2
	Центробежную	3
	Предохранительную	4
<p>3 Определить расчетный вращающий момент для жесткой фланцевой муфты, если номинальный вращающий момент механизма 45 Н·м; нагрузка спокойная постоянная; коэффициент режима 1,5; коэффициент неравномерности распределения нагрузки между болтами 1,2</p>	54,0 Н·м	1
	67,5 Н·м	2
	81,0 Н·м	3
	56,3 Н·м	4

Таблица 1.14 – Муфты. Вариант 2

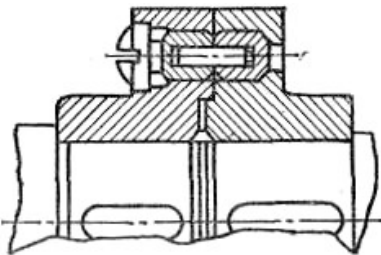
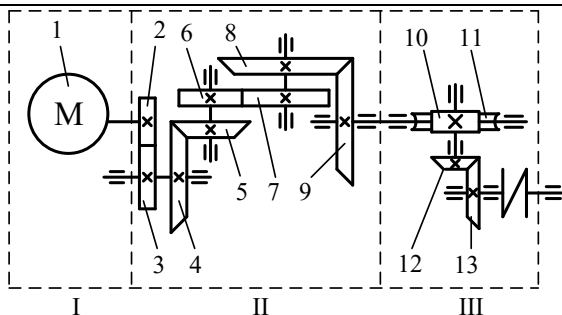
Вопросы	Ответы	Код
1 Указать основное назначение сцепных управляемых муфт	Поглощать толчки и вибрации	1
	Предохранять от перегрузок	2
	Автоматически сцеплять и расцеплять валы при превышении частоты вращения	3
	Быстро соединять и разъединять вращающиеся или неподвижные валы	4
2 Указать основной недостаток изображенной муфты 	Шум и вибрация при работе	1
	Требование высокой точности при обработке деталей	2
	Сложность конструкции	3
	Остановка машины для замены сломанного элемента	4
3 Определить расчетную нагрузку для срезного штифта в муфте (см. рисунок к заданию 2), если муфта работает при постоянной нагрузке с незначительными толчками; коэффициент режима 1,15; диаметр расположения штифта $D_1 = 98$ мм; передаваемый момент 90 Н·м; $z = 1$	130,6 Н	1
	1306,8 Н	2
	2112,0 Н	3
	2615,0 Н	4

Таблица 1.15 – Общие сведения о зубчатых и червячных передачах.

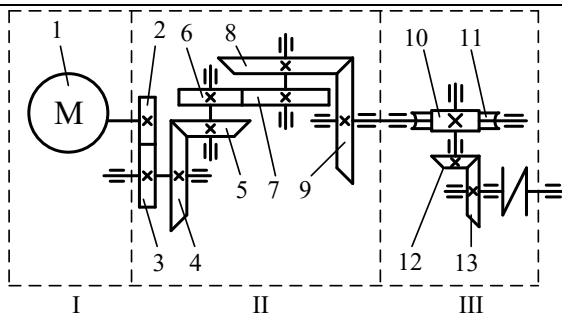
Вариант 1



Вопросы	Ответы	Код
1 Опишите взаимное положение валов в передаче поз. 10 – 11 (см. рисунок)	Передача с параллельными валами	1
	Передача с пересекающимися валами	2
	Передача с перекрещивающимися валами	3
2 Показать на рисунке червячную передачу	Поз. 2 – 3	1
	Поз. 4 – 5	2
	Поз. 10 – 11	3
3 Передача поз. 4 – 5 понижающая или повышающая (см. рисунок)?	Понижающая	1
	Повышающая	2
	Передаточное число равно 1	3
4 Определить общее передаточное число многоступенчатой передачи секции II (см. рисунок), если известно, что $u_{2-3}=1,5$; $u_{4-5}=0,8$; $u_{6-7}=1,25$; число зубьев колеса поз. 8 равно числу зубьев колеса поз. 9	1,50	1
	3,55	2
	4,55	3

Таблица 1.16 – Общие сведения о зубчатых и червячных передачах.

Вариант 2



Вопросы	Ответы	Код
1 Покажите на рисунке ведущее колесо третьей пары	Поз. 5	1
	Поз. 6	2
	Поз. 7	3
2 Сколько ступеней имеет многоступенчатая передача секции II (см. рисунок)	3	1
	4	2
	5	3
3 Передача поз. 12 – 13 понижающая или повышающая (см. рисунок)?	Понижающая	1
	Повышающая	2
	Передаточное число равно 1	3
4 Определить общее передаточное число передачи секции III (см. рисунок), если известно, что $i_{10-11} = 18$; число зубьев колеса поз. 12 равно 16, а число зубьев колеса поз. 13 равно 32	9	1
	20	2
	36	3

Часть II. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1 Выбор типа двигателя

Привод – это устройство для приведения в действие рабочих органов машин. В общем случае привод машины состоит из силовой установки (двигателя), трансмиссии и системы управления.

В адаптированном для учебного процесса варианте, который рассматривается на лабораторных и практических занятиях, а также представлен в задании на курсовой проект, привод включает редуктор, механическую передачу и электрический двигатель, т.е. является электроприводом.

Электропривод – это электромеханическая система для приведения в действие исполнительных механизмов и рабочих органов машин и управления этим движением для реализации технологического процесса.

В настоящее время электропривод является основным видом привода стационарных машин и механизмов, транспортирующих машин непрерывного действия, а также вспомогательным приводом системы управления рабочими органами транспортных, дорожно-строительных и других мобильных машин. Термины и определения понятий в области электроприводов устанавливает **ГОСТ Р 50369-92**.

Основные достоинства электропривода:

- 1) быстрый и простой пуск, благодаря которому легче осуществлять технологические процессы с частыми пусками и остановками машин;
- 2) упрощение трансмиссий машин и возможность применения индивидуального привода для каждого механизма;
- 3) снижение металлоемкости в связи с возможностью конструктивного упрощения и сокращения узлов рабочей машины;
- 4) высокая степень автоматизации технологического процесса;
- 5) широкий диапазон мощностей электродвигателей, допускающих их использование практически для любых исполнительных механизмов;
- 6) высокий КПД электродвигателя;
- 7) длительный срок службы, экономичность, простота в обслуживании и надежность в эксплуатации электродвигателя;
- 8) высокая степень уравновешенности электродвигателя, что позволяет встраивать его непосредственно в рабочую машину, облегчает и упрощает конструкцию фундамента;
- 9) высокие эргономические показатели, в частности, низкий уровень шума и вибрации;
- 10) работа без загрязнения окружающей среды.

Электродвигатели переменного тока применяют в приводах машин и

механизмов наиболее часто. По сравнению с *двигателями постоянного тока* у них на 50% меньше масса и в 4,5 раза ниже расход меди. Основной двигатель переменного трехфазного тока единой серии 4А с короткозамкнутым ротором мощностью от 0,12 до 400 кВт предназначен для приводов машин без особых требований к пусковым характеристикам и скольжению. Технические данные электродвигателей серии 4А приведены в ГОСТ 19523-81. (В настоящее время электродвигатели серии 4А сняты с производства).

Двигатели серии АИР – это унифицированные асинхронные электродвигатели трехфазного переменного тока с короткозамкнутым ротором, они являются аналогами электродвигателей серии 4А и полностью взаимозаменяемы по мощности и установочно-присоединительным размерам.

В таблице А1 приложения А приведены основные характеристики электродвигателей серии АИР.

При кинематическом расчете привода *рекомендуют использовать асинхронную частоту вращения вала ротора*, которая несколько меньше синхронной. *Различие между синхронной и асинхронной частотами вращения вала ротора вызвано наличием скольжения s , которое зависит от загрузки двигателя.*

Синхронные частоты вращения (вращающегося магнитного поля статора) n_c – 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. Асинхронную частоту n , с которой вращается ротор нагруженного двигателя, можно определить по формуле:

$$n = n_c(1 - s), \quad (2.1)$$

где – $s = 0,03 \dots 0,05$.

При пуске двигателя $s = 1$ и $n = 0$; при номинальном режиме $s = 0,03 \dots 0,05$ и, следовательно, номинальная частота вращения $n_{ном} = n_c(0,97 \dots 0,95)$; при отсутствии нагрузки $s = 0$ и $n = n_c$.

В технических данных асинхронных электродвигателей серии АИР приведена номинальная (асинхронная) частота вращения.

При выполнении расчетов рекомендуется ориентироваться на двигатели с синхронной частотой вращения вала ротора 1500 мин^{-1} . Электродвигатели с частотой вращения вала ротора 1000 и 750 мин^{-1} следует применять при непосредственном соединении с приводными механизмами или если выбор электродвигателя с частотой 1500 мин^{-1} не оправдан по конструктивным соображениям. При частоте вращения приводного вала исполнительного механизма менее 750 мин^{-1} целесообразно применять мотор–редукторы.

2 Выбор типа передачи. Основные кинематические соотношения.

Для привода медленно вращающихся валов необходима специальная понижающая передача. При этом надо учитывать следующие факторы:

энергетическую характеристику, эксплуатационные условия, алгоритм изменения нагрузки во времени, размещение и габариты привода, стоимость привода и его монтажа, срок службы, удобство обслуживания и ремонта и другие. Исходя из этих факторов, конструктор выбирает тип передачи: зубчатую, червячную, цепную, ременную, или комбинированную.

Нагрузка на детали зависит от места установки передачи в силовой цепи и разбивки общего передаточного отношения между ними. *По мере удаления по кинематической цепочке от двигателя (в понижающих передачах) нагруженность деталей возрастает.* Поэтому в области малых угловых скоростей применяют передачи с высокой нагрузочной способностью (например, зубчатые), обеспечивающие меньшие размеры и массу.

Передаточное число является одной из основных характеристик передачи. Оно существенно влияет на выбор ее типа и число ступеней. *При большом передаточном числе привода его целесообразно реализовать посредством нескольких передач.* При этом общее передаточное число равно произведению передаточных чисел всех передач (и ступеней), составляющих привод:

$$i = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n, \quad (2.2)$$

где u_1, u_2, u_3, u_n – передаточные числа передач и ступеней привода.

При разбивке общего передаточного числа между ступенями зубчатых передач желательно на быстроходные ступени назначать передаточные числа наибольшими. Передаточное число каждой последующей ступени рекомендуется назначать меньше предыдущей на 30–40%. Тогда колеса всех ступеней редуктора будут примерно одинакового диаметра, что улучшает условия их смазки.

Червячные передачи по сравнению с зубчатыми имеют следующие особенности: сравнительно низкий КПД, более высокую стоимость, большие потери на трение, высокое тепловыделение. Поэтому червячные передачи применяют, когда это необходимо по условиям компоновки, при повышенных требованиях к плавности и бесшумности, а также при необходимости использования эффекта самоторможения.

Наибольшей компактностью обладают планетарные передачи, однако они требуют высокой точности изготовления, а их сборка и техническое обслуживание сложнее, чем зубчатых цилиндрических передач.

При использовании в приводе передач трением их рекомендуется применять на быстроходных участках привода, передающих небольшие крутящие моменты.

В любой передаче выделяют два основных вала – входной (ведущий) и выходной (ведомый). Если передача многоступенчатая, то между входным и выходным валами располагаются промежуточные валы.

Основные параметры передач:

- мощность на входе $N_{\text{вх}}$ и на выходе $N_{\text{вых}}$, Вт;
- быстроходность, выраженная частотой вращения на входе $n_{\text{вх}}$ и на выходе $n_{\text{вых}}$, мин⁻¹ (или угловыми скоростями $\omega_{\text{вх}}$ и $\omega_{\text{вых}}$, с⁻¹).

Этих характеристик достаточно для проведения расчета любой механической передачи.

Кроме основных различают производные параметры передач:

- коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}, \quad (2.3)$$

- передаточное число, определяемое в направлении потока мощности

$$u = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}}. \quad (2.4)$$

При расчете передач часто используют зависимости между различными параметрами:

- определение мощности N (Вт) через окружную силу F_t (Н) и окружную скорость v (м/с) колеса, шкива, звездочки или барабана:

$$N = F_t v; \quad (2.5)$$

- определение мощности N (Вт) через крутящий момент T (Нм) и угловую скорость ω (с⁻¹):

$$N = T\omega, \quad (2.6)$$

где $\omega = \pi n/30$;

- связь между крутящими моментами на ведущем $T_{\text{вх}}$ и ведомом $T_{\text{вых}}$ валах:

$$T_{\text{вых}} = u\eta T_{\text{вх}}. \quad (2.7)$$

3 Исходные данные для расчета привода

Исходными данными, необходимыми для расчета привода, могут быть следующие параметры:

- крутящий момент на валу исполнительного механизма $T_{\text{вых}}$;
- угловая скорость на валу исполнительного механизма $\omega_{\text{вых}}$;
- график изменения нагрузки (или момента) во времени с указанием соответствующего изменения угловой скорости.

Для машин непрерывного транспорта часто вместо момента на приводном валу исполнительного механизма задают:

- окружное усилие на валу барабана (или звездочки) F_t ;

- скорость транспортной ленты или цепи v ;
- диаметр барабана D .

Рассмотрим основные варианты постановки задачи.

Вариант 1. Дано: окружная сила F_t (Н) на барабане (рисунок 2.1) или звездочках привода конвейера (рисунок 2.2); скорость v (м/с) движения ленты или цепи; диаметр барабана D_b (мм) или число зубьев z и шаг t (мм) тяговых звездочек.

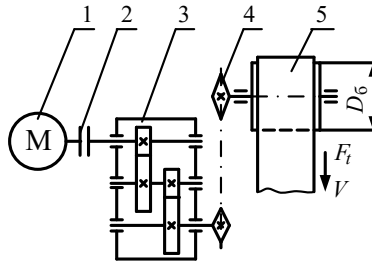


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема привода ленточного конвейера:

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – двухступенчатый цилиндрический редуктор; 4 – передача цепная; 5 – барабан приводной конвейера

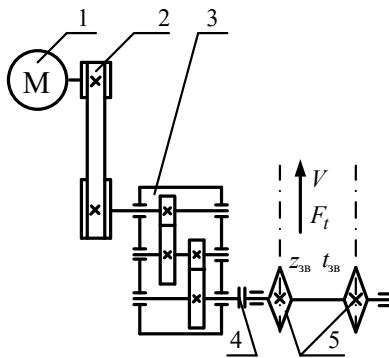


Рисунок 2.2 – Кинематическая схема привода цепного конвейера:

1 – электродвигатель; 2 – передача ременная; 3 – редуктор двухступенчатый цилиндрический; 4 – муфта; 5 – звездочки тяговые

Вариант 2 (рисунок 2.3). Дано: крутящий момент $T_{\text{вых}}$ (Нм) и частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$ (об/мин).

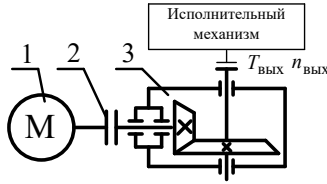


Рисунок 2.3 – Кинематическая схема привода механизма:
1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор конический

Вариант 3 (рисунок 2.4). Дано: мощность электродвигателя N_3 (кВт); частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$ (об/мин).

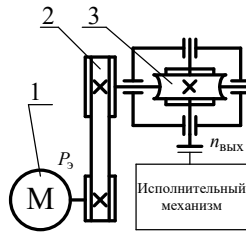


Рисунок 2.4 – Кинематическая схема привода механизма:
1 – электродвигатель; 2 – передача ременная; 3 – редуктор червячный

4 Выбор электродвигателя

4.1 Определение мощности

Вариант 1. По исходным данным определяют потребляемую мощность привода, т.е. мощность на выходном валу $N_{\text{вых}}$ (кВт):

$$N_{\text{вых}} = F_t v / 1000. \quad (2.8)$$

Затем определяют мощность электродвигателя $N_{\text{пэ}}$:

$$N_3 = N_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}}, \quad (2.9)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода; $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$.

Здесь $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_n$ – КПД отдельных звеньев кинематической цепи; т.е. коэффициент полезного действия привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равен произведению коэффициентов полезного действия всех его передач и элементов (муфт, подшипников

и др.).

Средние значения КПД различных передач приведены в таблице 2.1.

Вариант 2. По известным моменту и частоте вращения выходного вала определяют мощность привода $N_{\text{вых}}$ (кВт):

$$N_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} n_{\text{вых}} / 9550. \quad (2.10)$$

Затем по формуле (2.9) определяют необходимую мощность электродвигателя. По найденной мощности выбирают по каталогу электродвигатель с ближайшим бóльшим значением мощности, так чтобы $N_k \geq N_s$. Допускаемая перегрузка должна составлять не более 5%.

Таблица 2.1 – Средние значения КПД

Тип передачи	КПД
Зубчатая (закрытая):	
цилиндрическая	0,96–0,98
коническая	0,95–0,97
Планетарная	0,85–0,95
Червячная (закрытая), при числе заходов червяка:	
$z_1 = 1$	0,70–0,75
$z_1 = 2$	0,75–0,80
$z_1 = 3$	0,80–0,85
$z_1 = 4$	0,85–0,90
Плоскоременная	0,95–0,97
Клиноременная	0,94–0,96
Цепная	0,90–0,95
Фрикционная	0,90–0,95
Муфта соединительная (постоянно действующая)	0,97–0,99
Подшипники качения (пара)	0,99

Вариант 3. Мощность электродвигателя задана.

4.2 Определение частоты вращения

Вариант 1. Частота вращения приводного вала исполнительного механизма $n_{\text{вых}}$, в случае известного диаметра барабана D_b , (об/мин)

$$n_{\text{вых}} = \frac{60v}{\pi D_b}, \quad (2.11)$$

где D_b – диаметр барабана, м;

v – скорость движения ленты, м/с.

Частота вращения приводного вала, если заданы число зубьев z и шаг P

(М) ТЯГОВЫХ ЗВЕЗДОЧЕК,

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{60v}{\pi D_{\text{ЗВ}}}, \quad (2.12)$$

где $D_{\text{ЗВ}}$ – диаметр тяговых звездочек, м;

$$D_{\text{ЗВ}} = \frac{P_{\text{ЗВ}}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{\text{ЗВ}}}\right)}, \quad (2.13)$$

где $z_{\text{ЗВ}}$ – число зубьев тяговой звездочки.

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{Э}} = n_{\text{ВЫХ}} u_{\text{пр}}, \quad (2.14)$$

где $u_{\text{пр}}$ – общее передаточное отношение привода.

Рекомендуемые значения передаточных чисел приведены в таблице 2.2.

Варианты 2 и 3. Требуемую частоту вращения вала электродвигателя определяют по формуле (2.14). Затем выписывают все значения асинхронных частот вращения валов электродвигателей для окончательного выбора. Для каждой частоты вращения определяют возможные значения общего передаточного числа привода и выбирают наиболее рациональное. При этом учитывают условие обеспечения наименьших габаритов электродвигателя и редуктора.

5 Кинематические расчеты

После предварительной оценки номинальной мощности электродвигателя и угловой скорости его вала вычисляют общее передаточное число привода

$$u_{\text{пр}} = n_{\text{Э}} / n_{\text{ВЫХ}}. \quad (2.15)$$

Для варианта 1 частоту вращения $n_{\text{ВЫХ}}$ приводного вала определяют по формулам (2.11) и (2.12).

Анализируя полученное значение передаточного числа всего привода, намечают конкретные способы его реализации, т.е. рассматривают несколько вариантов компоновки приводного устройства, представляющего собой сочетание нескольких передач (зубчатых, червячных, цепных и т.д.).

Таблица 2.2 – Средние значения передаточных чисел в понижающих передачах

Тип передачи	Твердость зубьев (НВ или HRC)	Передаточное число
Зубчатая цилиндрическая Тихоходная ступень во всех редукторах	Любая	2,0–6,3
	< 350 НВ	2,0–5,0
	40...56 HRC	2,5–5,0
	56...63 HRC	2,0–4,0
Быстроходная ступень в редукторах по развернутой схеме	< 350 НВ	3,15–5,0
	40...56 HRC	3,15–5,0
	56...63 HRC	2,5–4,0
Быстроходная ступень в соосном редукторе	< 350 НВ	4,0–6,3
	40...56 HRC	4,0–6,3
	56...63 HRC	3,15–5,0
Коническая зубчатая	< 350 НВ	1–4
Червячная	–	8–40
Ременная	–	2–4
Цепная	–	1,5–4,0
Фрикционная	–	2–4

Примечания: 1 Стандартные значения номинальных передаточных чисел для зубчатых передач по ГОСТ 2185-66 и ГОСТ 12289-76 (первый ряд): 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100.

2 Допускаемое отклонение значений равно 4%.

3 Стандартные значения передаточных чисел используют при проектировании редукторов серийного или массового производства.

Например, при наличии в кинематической схеме редуктора ременной и цепной передач:

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{рп}} u_{\text{ред}} u_{\text{цп}}, \quad (2.16)$$

где $u_{\text{рп}}$ – передаточное число ременной передачи;

$u_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора;

$u_{\text{цп}}$ – передаточное число цепной передачи.

Если в кинематической схеме привода отсутствуют ременная и цепная передачи, то общее передаточное число будет равно передаточному числу редуктора:

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{ред}}. \quad (2.17)$$

Для того чтобы габариты передачи не были слишком большими, рекомендуется придерживаться средних значений передаточных чисел отдельных ступеней, составляющих общую передачу привода.

Далее, если редуктор многоступенчатый, выполняют «разбивку» его передаточного числа по ступеням.

Значения и соотношения передаточных чисел быстроходной u_6 и тихоходной u_7 ступеней двухступенчатых редукторов приведены в приложении

Б данного пособия.

В коническо-цилиндрических редукторах принимают такие же значения передаточных чисел, как и в цилиндрических многоступенчатых. В зубчато-червячных редукторах для зубчатой пары принимают передаточное число не больше 2,0–2,5. В червячно-зубчатых редукторах для зубчатой пары принимают передаточное число, равное $(0,03–0,06)u_{ред}$.

Если частота вращения ведомого вала должна иметь не одно, а несколько конкретных значений, применяют *коробки передач*, которые обеспечивают ступенчатое изменение передаточных чисел.

6 Определение крутящих моментов на валах

Вариант 1 (см. рисунки 2.1 и 2.2).

Крутящий момент на приводном валу (Н·м) можно определить по формуле:

$$T_{\text{вых}} = \frac{F_t D_6}{2} \quad (2.18)$$

или

$$T_{\text{вых}} = \frac{F_t D_{зв}}{2}, \quad (2.19)$$

где F_t – окружная сила, Н, на барабане или тяговых звездочках;
 D_6 и $D_{зв}$ – диаметр барабана, м, и делительный диаметр тяговых звездочек, м, соответственно.

Момент на тихоходном валу редуктора (Нм):

$$T_T = \frac{T_{\text{вых}}}{u_{цп} \eta_{цп} \eta_{оп}}, \quad (2.20)$$

где $u_{цп}$ – передаточное число цепной (или ременной) передачи, расположенной после редуктора;

$\eta_{цп}$ – КПД цепной (или ременной) передачи;

$\eta_{оп}$ – КПД опор приводного вала.

При отсутствии цепной или ременной передачи между редуктором и приводным валом исполнительного механизма в схеме привода крутящий момент на тихоходном валу будет

$$T_T = \frac{T_{\text{вых}}}{\eta_{оп} \eta_M}, \quad (2.21)$$

где η_m – КПД муфты, соединяющей тихоходный вал редуктора и приводной вал.

Момент на промежуточном валу редуктора (для многоступенчатого редуктора), Н·м, составляет

$$T_{\text{пр}} = \frac{T_T}{u_T \eta_{\text{зт}} \eta_{\text{оп}}}, \quad (2.22)$$

где $\eta_{\text{зт}}$ – КПД зубчатой передачи тихоходной ступени.

Момент на быстроходном валу редуктора, Нм

$$T_6 = \frac{T_T}{u_{\text{ред}} \eta_{\text{зт}} \eta_{\text{зб}} \eta_{\text{оп}}^2} \quad (2.23)$$

где $\eta_{\text{зб}}$ – КПД зубчатой передачи быстроходной ступени.

В случае одноступенчатого редуктора момент на быстроходном валу будет

$$T_6 = \frac{T_T}{u_{\text{ред}} \eta_{\text{з}} \eta_{\text{оп}}}, \quad (2.24)$$

где $\eta_{\text{з}}$ – КПД зубчатой передачи.

Вариант 2. Момент на приводном валу задан. Следовательно, момент на тихоходной ступени редуктора будет равен моменту на приводном валу, т.е. $T_T = T_{\text{вых}}$ (см. рисунок 2.3).

Моменты на быстроходном и промежуточном валах определяют по формулам (2.22), (2.23) и (2.24).

Вариант 3. Мощность электродвигателя приведена в задании. Частоту вращения вала электродвигателя определяют по формуле (2.14).

Момент на валу электродвигателя, Нм

$$T_3 = \frac{9550 N_3}{n_3}, \quad (2.25)$$

где N_3 – мощность электродвигателя, кВт;

n_3 – частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹.

Момент на быстроходном валу передачи, Н·м

$$T_6 = u_{\text{рп}} \eta_{\text{рп}} T_3, \quad (2.26)$$

где $u_{\text{рп}}$ и $\eta_{\text{рп}}$ – передаточное число и КПД ременной (или цепной) пере-

дачи, расположенной между электродвигателем и редуктором привода.

Если в приводе отсутствует такая (ременная или цепная) передача, то момент на быстроходном валу определяют по формуле

$$T_6 = \eta_m T_3, \quad (2.27)$$

где η_m – КПД муфты, соединяющей вал электродвигателя с быстроходным валом редуктора.

Момент на промежуточном валу передачи, Нм

$$T_{пр} = u_6 \eta_{з6} \eta_{оп} T_6, \quad (2.28)$$

где u_6 и $\eta_{з6}$ – передаточное число и КПД быстроходной ступени.

Момент на тихоходном валу передачи, Нм

$$T_T = u_{ред} \eta_{з6} \eta_{зт} \eta_{оп}^3 T_6, \quad (2.29)$$

где $\eta_{зт}$ – КПД тихоходной ступени передачи.

7 Пример выполнения кинематического расчета привода ленточного конвейера

7.1 Исходные данные

Привод ленточного конвейера состоит из электродвигателя, ременной передачи и двухступенчатого цилиндрического редуктора (рисунок 2.5). Окружное усилие на ведущем барабане конвейера $F_t = 8000$ Н, скорость движения ленты конвейера $v = 1,5$ м/с; диаметр барабана $D_6 = 0,35$ м. Подбирают электродвигатель для передачи и выполняют кинематические и силовые расчеты привода.

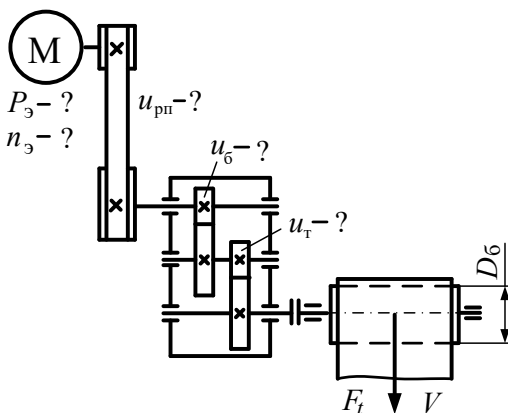


Рисунок 2.5 – Схема привода ленточного конвейера (Р)

7.2 Выбор электродвигателя по потребляемой мощности

1 Частота вращения приводного вала, на котором установлен барабан конвейера, составляет

$$n_{\text{вых}} = 60v/\pi D_{\text{б}} = 60 \cdot 1,5/3,14 \cdot 0,35 = 82 \text{ об/мин.}$$

2 Мощность на приводном валу барабана

$$N_{\text{вых}} = F_t v / 1000 = 8000 \cdot 1,5 / 1000 = 12 \text{ кВт.}$$

3 По таблице 2.1 выбирают значения КПД отдельных передач, входящих в привод, и определяют общий КПД привода. При этом рекомендуется задаться нижними значениями КПД:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{зп}}^2 \eta_{\text{оп}}^3 \eta_{\text{м}} = 0,94 \cdot 0,96^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 = 0,82.$$

4 Требуемая расчетная мощность электродвигателя составляет

$$N_{\text{эп}} = 12/0,82 = 14,6 \text{ кВт.}$$

5 Предварительно следует выбрать электродвигатели серии АИР, удовлетворяющие условию по мощности, т.е. с мощностью $N_{\text{э}} = 15 \text{ кВт}$ (см. таблицу А1 приложения А). Это электродвигатели АИР160S2, АИР160S4, АИР160M6 и АИР180M8, имеющие соответственно номинальную (асинхронную) частоту вращения 2920, 1460, 950 и 730 об/мин.

7.3 Разбивка передаточного отношения привода по ступеням. Окончательный выбор электродвигателя

1 Зная частоту вращения приводного вала и частоты вращения выбранных электродвигателей, определяют четыре возможных варианта значения передаточного отношения привода:

$$u_1 = n_{э1} / n_{\text{ВЫХ}} = 2920 / 82 = 35,6;$$

$$u_2 = n_{э2} / n_{\text{ВЫХ}} = 1460 / 82 = 17,8;$$

$$u_3 = n_{э3} / n_{\text{ВЫХ}} = 950 / 82 = 11,6;$$

$$u_4 = n_{э4} / n_{\text{ВЫХ}} = 730 / 82 = 8,9.$$

2 Предварительно следует принять в соответствии с рекомендациями (таблица приложения) значение передаточного числа ременной передачи $u_{\text{рп}} = 2$ и вычислить возможные значения передаточного числа двухступенчатого цилиндрического редуктора:

$$u_{\text{ред1}} = u_1 / u_{\text{рп}} = 35,6 / 2 = 17,8;$$

$$u_{\text{ред2}} = u_2 / u_{\text{рп}} = 17,8 / 2 = 8,9;$$

$$u_{\text{ред3}} = u_3 / u_{\text{рп}} = 11,6 / 2 = 5,8;$$

$$u_{\text{ред4}} = u_4 / u_{\text{рп}} = 8,9 / 2 = 4,45.$$

В соответствии с рекомендациями по выбору предпочтительной частоты вращения электродвигателя, равной 1500 об/мин, следует принять оптимальное значение передаточного числа редуктора $u_{\text{ред}} = 8,9$.

Таким образом, в приводе конвейера использован электродвигатель АИР160S4 ТУ 16–525.564–84 ($N_3 = 15$ кВт, $n_3 = 1460$ об/мин).

3 По рекомендации, приведенной в таблице Б.2 (приложение Б) определяют передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней редуктора. Передаточное число тихоходной ступени $u_{\text{т}}$

$$u_{\text{т}} = 0,88 \sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,88 \sqrt{8,9} = 2,62;$$

Тогда передаточное число быстроходной ступени u_B

$$u_B = u_{ред} / u_T = 8,9 / 2,62 = 3,4.$$

Следует принять стандартные значения передаточных чисел (приложение Б): быстроходной ступени $u_B = 3,15$; тихоходной $u_T = 2,8$.

Таким образом:

- передаточное число редуктора $u_{ред} = 3,15 \cdot 2,8 = 8,82$;
- передаточное число ременной передачи $u_{пр} = u_{пр} / u_{ред} = 17,8 / 8,82 = 2,02$.

7.4 Определение частоты вращения валов привода

1 Частота вращения быстроходного вала редуктора n_B :

$$n_B = n_3 / u_{пр} = 1460 / 2,02 = 722,77 \text{ об/мин.}$$

2 Частота вращения промежуточного вала редуктора $n_{пр}$:

$$n_{пр} = n_B / u_B = 722,77 / 3,15 = 229,45 \text{ об/мин.}$$

3 Частота вращения тихоходного вала редуктора n_T :

$$n_T = n_{пр} / u_T = 229,45 / 2,8 = 82 \text{ об/мин.}$$

7.5 Определение мощности на валах привода

1 Мощность электродвигателя $N_3 = 15 \text{ кВт}$.

Расчетная мощность на валу электродвигателя $N_{3р} = 14,6 \text{ кВт}$.

2 Мощность на быстроходном валу редуктора N_B :

$$N_B = \eta_{пр} \eta_{оп} N_{3р} = 0,94 \cdot 0,99 \cdot 14,6 = 13,59 \text{ кВт.}$$

3 Мощность на промежуточном валу редуктора $N_{пр}$:

$$N_{пр} = \eta_{зп} \eta_{оп} N_B = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 13,59 = 12,92 \text{ кВт.}$$

4 Мощность на тихоходном валу редуктора N_T :

$$N_T = \eta_{зп} \eta_{оп} N_{пр} = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 12,92 = 12,28 \text{ кВт.}$$

5 Мощность на приводном валу барабана $N_{\text{ВЫХ}}$:

$$N_{\text{ВЫХ}} = \eta_{\text{М}} N_{\text{Т}} = 10,98 \cdot 2,28 = 12 \text{ кВт.}$$

7.6 Определение крутящих моментов на валах привода

1 Крутящий момент на валу электродвигателя $T_{\text{Э}}$:

2 Крутящий момент на быстроходном валу $T_{\text{Б}}$:

$$T_{\text{Б}} = \frac{N_{\text{Б}}}{\omega} = \frac{60N_{\text{Б}}}{2\pi n_{\text{Б}}} = \frac{13,59 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 722,77} = 179,64 \text{ Нм.}$$

3 Крутящий момент на промежуточном валу $T_{\text{ПР}}$:

$$T_{\text{ПР}} = \frac{N_{\text{ПР}}}{\omega} = \frac{60N_{\text{ПР}}}{2\pi n_{\text{ПР}}} = \frac{12,92 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 229,45} = 537,98 \text{ Нм.}$$

4 Крутящий момент на тихоходном валу $T_{\text{Т}}$:

$$T_{\text{Т}} = \frac{N_{\text{Т}}}{\omega} = \frac{60N_{\text{Т}}}{2\pi n_{\text{Т}}} = \frac{12,28 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 82} = 1430,79 \text{ Нм.}$$

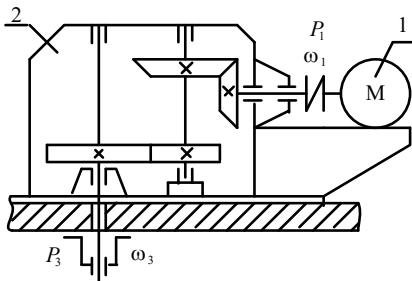
5 Крутящий момент на приводном валу $T_{\text{ВЫХ}}$:

$$T_{\text{ВЫХ}} = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{\omega} = \frac{60N_{\text{ВЫХ}}}{2\pi n_{\text{Т}}} = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 82} = 1398,17 \text{ Нм.}$$

Полученные результаты кинематического и силового расчета необходимы для прочностного расчета и проектирования механизмов привода.

8 Задания для практической работы по теме «Кинематический расчет приводов механизмов»

Задание 1

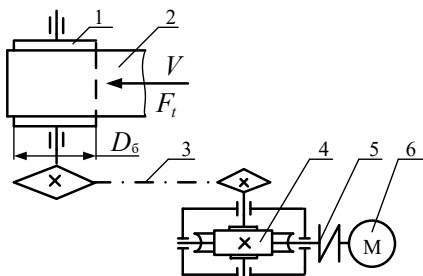


Подобрать электродвигатель 1, разбить передаточное число редуктора 2 (см. рисунок) по ступеням зацепления, если задана передаваемая ведомым валом редуктора мощность N_3 и угловая скорость этого вала ω_3 (см. таблицу 2.3).

Таблица 2.3 – Исходные данные к заданию 1

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_3 , кВт	8	9	10	11	12	8	9	10	11	12
ω_3 , рад/с	15	15	10	10	15	15	10	10	15	15

Задание 2



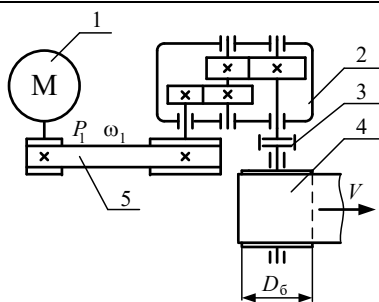
Привод к ленточному конвейеру состоит из электродвигателя 6, упругой муфты 5, червячного редуктора 4 и цепной передачи 3 (см. рисунок).

Подобрать электродвигатель и выполнить кинематические и силовые расчеты привода, если известны окружная сила F_t на приводном барабане 1, скорость движения V ленты 2 и диаметр приводного барабана $D_б$ (см. таблицу 2.4).

Таблица 2.4 – Исходные данные к заданию 2

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
V , м/с	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6
$D_б$, мм	400	450	500	400	450	500	400	450	500	400

Задание 3



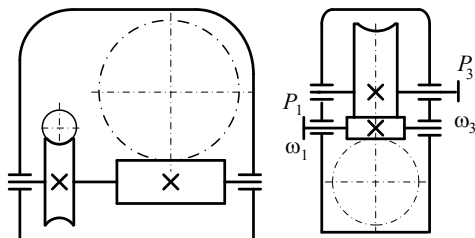
Привод ленточного транспортера 4 (см. рисунок) состоит из электродвигателя 1, плоскоременной передачи 5, двухступенчатого цилиндрического редуктора 2, соединительной муфты 3.

Выполнить кинематические и силовые расчеты привода, если известны мощность N_1 и угловая скорость ω_1 электродвигателя, скорость ленты транспортера v (см. таблицу 2.5) и диаметр его барабана $D_\delta = 500$ мм.

Таблица 2.5 – Исходные данные к заданию 3

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_1 , кВт	22	22	20	20	18	18	16	16	12	12
ω_1 , рад/с	77	77	77	100	100	100	150	150	150	150
V , м/с	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	1,0

Задание 4



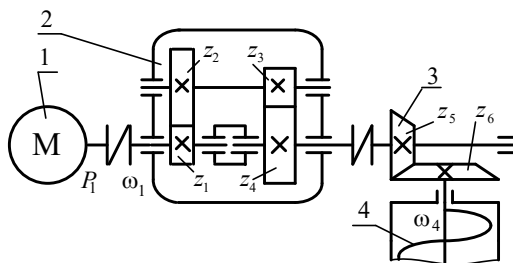
Привод к ленточному конвейеру осуществляется от электродвигателя через двухступенчатый червячный редуктор (см. рисунок).

Подобрать электродвигатель, найти общее передаточное число редуктора. Мощность на ведомом валу редуктора N_3 и угловая скорость вращения этого вала ω_3 заданы (см. таблицу 2.6). Недостающие данные назначить самостоятельно.

Таблица 2.6 – Исходные данные к заданию 4

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_3 , кВт	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
ω_3 , рад/с	3	3	3	3	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5

Задание 5

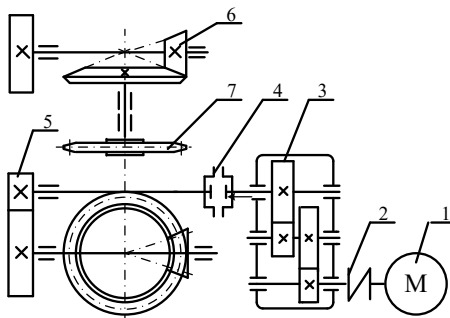


Привод к шнеку 4 (см. рисунок) состоит из электродвигателя 1, соосного зубчатого редуктора 2, открытой конической зубчатой передачи 3. Определить общее передаточное число привода u , разбить его по ступеням, подобрать электродвигатель и выполнить силовые расчеты привода. Данные для расчета приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Исходные данные к заданию 5

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_1 , кВт	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14
ω_1 , рад/с	76	76	76	98	98	98	150	150	150	150
ω_4 , рад/с	2	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6	6,5

Задание 6



Приводная станция подвесного конвейера (см. рисунок к заданию 6) состоит из электродвигателя 1, упругой 2 и предохранительной 4 муфт, двухступенчатого цилиндрического редуктора 3, цилиндрической и конической открытых зубчатых передач 5 и 6, звездочки для тяговой цепи 7.

Необходимо подобрать электродвигатель и разбить общее передаточное отношение u привода

по ступеням, включая общее передаточное число $u_{ред}$ редуктора. Окружное усилие F_t на звездочке 7, скорость цепи V , шаг цепи t , число зубьев звездочки z заданы в таблице 2.8.

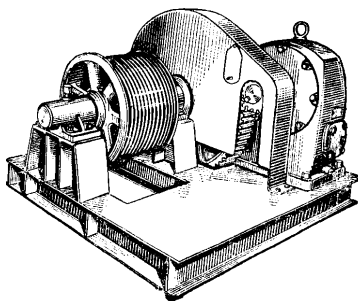
Таблица 2.8 – Исходные данные к заданию 6

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
V , м/с	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9
t , мм	25	30	35	35	30	35	40	40	45	50
z	19	23	27	19	23	27	30	23	27	30

Задание 7

Привод электрической лебедки осуществляется через червячный редуктор и цилиндрическую зубчатую пару с прямозубыми колесами (см. рисунок). Диаметр барабана лебедки $D_6 = 400$ мм; натяжение каната, наводимого на барабан, 30 кН. Барабан вращается со скоростью $n_6 = 16$ об/мин. Принять, что вал электродвигателя вращается со скоростью $n_d = 1440$ об/мин.

Необходимо составить кинематическую схему привода, выбрать число заходов червяка, числа зубьев червячного и зубчатого колес. Определить (приблизительно) общий КПД привода и номинальную мощность электродвигателя.



Часть III. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа № 1

РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПРИВОДОВ

Цель работы: изучить условные графические обозначения элементов кинематики согласно ГОСТ 2.770–68 и правила выполнения кинематических схем согласно ГОСТ 2.703–2011; освоить методику составления кинематических схем приводов механизмов.

1 Общие сведения

1.1 Понятие о схемах

Схемой называется конструкторский документ, на котором составные части изделия, их взаимное расположение и связи между ними показаны

ны в виде условных обозначений.

Схемами пользуются в тех случаях, когда не требуется показывать конструкцию соединений и отдельных узлов. Общие требования к выполнению схем, их виды и типы установлены ГОСТ 2.701–2008 «ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению».

В зависимости от элементов и связей схемы подразделяют на следующие виды: электрические, гидравлические, пневматические, газовые (кроме пневматических), кинематические, вакуумные, оптические, энергетические, деления, комбинированные.

В зависимости от назначения схемы подразделяют на следующие типы: структурные, функциональные, принципиальные, соединений (монтажные), подключения, общие, расположения, прочие, объединенные.

Наименование и код схем определяет их вид и тип. Код схемы должен состоять из буквенной части, определяющей вид схемы, и цифровой части, определяющей тип схемы.

Виды схем обозначают буквами: электрические – Э; гидравлические – Г; пневматические – П; газовые (кроме пневматических) – Х; кинематические – К; вакуумные – В; оптические – Л; энергетические – Р; деления – Е; комбинированные – С.

Типы схем обозначают цифрами: структурные – 1; функциональные – 2; принципиальные (полные) – 3; соединений (монтажные) – 4; подключения – 5; общие – 6; расположения – 7; объединенные – 0.

Например, схема электрическая принципиальная – ЭЗ; схема гидравлическая соединений – Г4; схема деления структурная – Е1; схема электрогидравлическая принципиальная – СЗ.

Структурная схема определяет основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязь.

Функциональная схема разъясняет процессы, протекающие в отдельных функциональных цепях изделия или в изделии в целом.

Принципиальная схема определяет полный состав элементов и связей между ними в изделии и, как правило, дает детальное представление о принципах работы изделия.

Монтажная схема соединений показывает соединения составных частей изделия и определяет элементы, которыми они соединяются, а также места их присоединения.

1.2 Кинематические схемы

Кинематическими называют схемы, показывающие передачу движения в машинах или механизмах. Соответственно, изображенные и соединенные между собой условные обозначения кинематических схем указывают на порядок передачи движения от двигателя к исполнительным механизмам.

Правила выполнения кинематических схем изделий всех отраслей про-

мышленности установлены ГОСТ 2.703 – 2011 «ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем». Схему вычерчивают в виде развертки или аксонометрической проекции.

Элементы схемы изображают условными графическими обозначениями по ГОСТ 2.770 – 68. Условные знаки вычерчивают, не придерживаясь масштаба изображения. Однако соотношение размеров условных графических обозначений взаимодействующих элементов должно примерно соответствовать действительному соотношению их размеров. Одинаковые знаки выполняются одним размером. Условные обозначения элементов показывают на схеме в положении, в котором они приведены в соответствующих стандартах, или повернутыми на угол, кратный 90°. На схемах допускается помещать различные технические данные, характер которых определяется назначением схем. Их помещают или около условных графических обозначений, или на свободном поле схемы, над основной надписью.

Каждому кинематическому элементу, изображенному на схеме, присваивают порядковый номер, начиная от двигателя. Валы нумеруют римскими цифрами, остальные элементы – арабскими. Порядковый номер элемента проставляют на полке линии-выноски. Под полкой указывают основные характеристики и параметры кинематического элемента. Например, для электродвигателя указывают мощность и частоту вращения, для зубчатых колес – модуль и число зубьев, для шкивов – диаметр и ширину.

Читать кинематические схемы рекомендуется в следующем порядке:

- изучить технический паспорт машины, механизма или устройства;
- выяснить название и назначение системы;
- установить, где на схеме изображены двигатель или источник питания и исполнительные механизмы (устройства);
- проследить кинематическую связь от двигателя или источника питания до исполнительных механизмов по ходу передачи движения;
- установить название, назначение и взаимосвязь промежуточных деталей

Пример: на рисунке 3.1 изображена кинематическая схема механизма поворота стрелового гусеничного дизель-электрического крана ДЭК-251.

Механизм поворота приводится в действие от электродвигателя 1 (рисунк 3.1). Вал электродвигателя и входной вал I двухступенчатого редуктора соединены муфтой предельного момента 2. На выходном валу III редуктора установлена коническая шестерня 7, входящая в зацепление с коническим колесом 8, жестко закрепленном на общем валу IV с бегунковой шестерней 10.

При включении электродвигателя от его вала через редуктор и открытую коническую передачу вращается шестерня 10, которая обегает зубчатый венец 9, жестко прикрепленный к неповоротной раме крана.

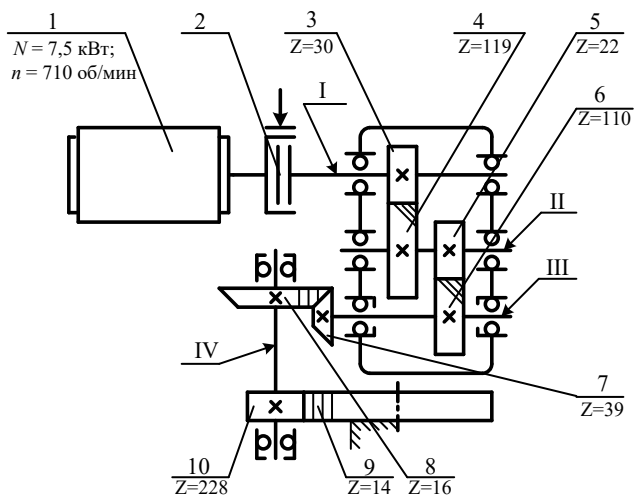


Рисунок 3.1– Кинематическая схема привода механизма поворота крана ДЭК-251:

1 – электродвигатель; 2 – муфта предельного момента; 3, 4, 5, 6 – зубчатые колеса цилиндрического двухступенчатого редуктора; 7 – коническая шестерня; 8 – коническое колесо; 9 – зубчатый венец; 10 – цилиндрическая (бегунковая) шестерня

1.2.1 Условные графические обозначения в кинематических схемах

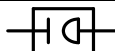
Из большого количества обозначений, содержащихся в ГОСТ 2.770-68 «Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики» в таблице 3.1 приведены наиболее часто встречающиеся обозначения.

В соответствии с ГОСТ 2.701–2008 при необходимости применяют нестандартные условные графические обозначения.

Таблица 3.1 – Основные графические обозначения элементов кинематики

Наименование	Условное обозначение
1 Вал, ось, стержень, шатун и т.д.	
2 Неподвижное звено (стойка). Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой	
3 Подшипники качения и скольжения на валу (без уточнения типа): а) радиальный б) упорный односторонний	
4 Подшипники скольжения: а) радиальный б) радиально-упорный односторонний	
5 Подшипники качения: а) радиальный б) радиально-упорный односторонний	
6 Муфта. Общее обозначение (без уточнения типа)	
7 Муфты постоянно действующие (неуправляемые): а) глухая б) упругая	

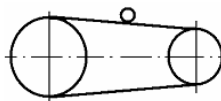
в) компенсирующая



Продолжение таблицы 3.1

Наименование	Условное обозначение
8 Тормоз. Обще обозначение (без уточнения типа)	
9 Передачи фрикционные: а) с цилиндрическими роликами б) с коническими роликами	
10 Передача ремнем (без уточнения типа ремня)	
11 Передача плоским ремнем	
12 Передача клиновым ремнем	

13 Передача круглым ремнем



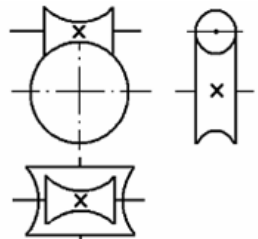
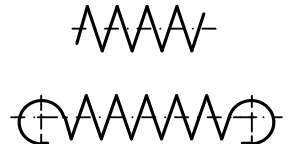
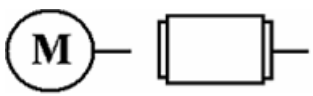
Продолжение таблицы 3.1

Наименование	Условное обозначение
14 Передача зубчатым ремнем	
15 Передача цепью. Общее обозначение (без уточнения типа цепи)	
<p>16 Передачи зубчатые (цилиндрические):</p> <p>а) внешнее зацепление, общее обозначение (без уточнения типа зубьев)</p> <p>б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями</p>	

--	--

Окончание таблицы 3.1

Наименование	Условное обозначение
17 Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические: общее обозначение без уточнения типа зубьев	
18 Передачи зубчатые со скрещивающимися валами: а) червячные с цилиндрическим червяком	
б) червячные глобоидные	

	
<p>19 Пружины:</p> <p>а) цилиндрическая сжатия</p> <p>б) цилиндрическая растяжения</p>	
<p>20 Электродвигатель</p>	

1.2.2 Пример выполнения кинематической схемы привода

На рисунке 3.2 показана модель привода с ременной передачей и двух-ступенчатым цилиндрическим редуктором.

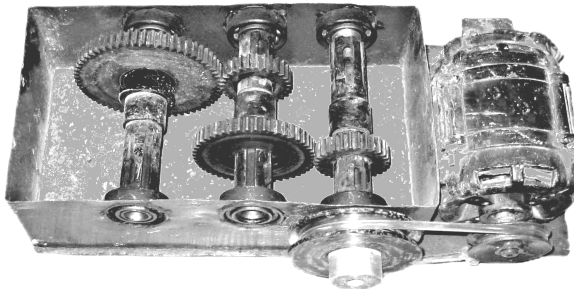


Рисунок 3.2 – Модель привода с зубчатым редуктором

Кинематическая схема приведенной на рисунке 3.2 модели показана на рисунке 3.3.

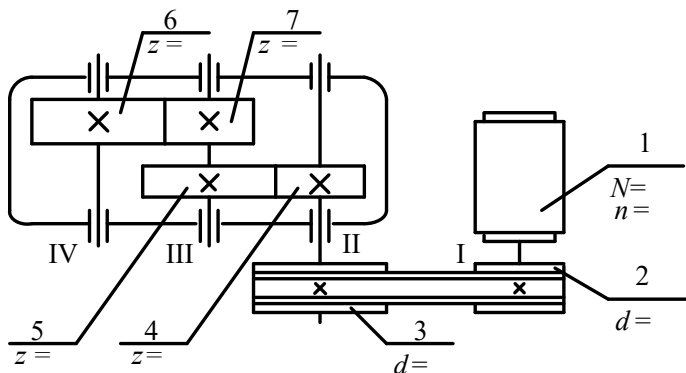


Рисунок 3.3 – Кинематическая схема привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором и ременной передачей:
 1 – электродвигатель; 2 – шкив ведущий; 3 – шкив ведомый; 4-7 – зубчатые колеса редуктора; I, II, III, IV – валы

2 Порядок выполнения работы

2.1 Изучают ГОСТ 2.770-68 «Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики» и ГОСТ 2.703-2011 «ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем».

2.2 Анализируют устройства моделей приводов, установленных в лаборатории кафедры: прослеживают кинематическую связь от двигателя до исполнительного механизма по ходу передачи движения; определяют назначение и взаимосвязь элементов привода; устанавливают основные параметры двигателя и деталей привода, необходимые для оформления кинематических схем.

2.3 Составляют кинематические схемы обследованных моделей приводов механизмов в соответствии с ГОСТ 2.770 – 68 и ГОСТ 2.703 – 2011; дают описание принципа работы приводов по составленным схемам (см. текст к рисунку 3.1).

2.4 Оформляют отчет.

3 Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Основные определения.
- 3 Постановка задач, подлежащих выполнению.
- 4 Графически оформленные кинематические схемы приводов механизмов, выполненные в соответствии с ГОСТ 2.703-2011 и ГОСТ 2.770-

68, и описание принципа работы привода к каждой схеме.

5 Выводы.

4 Вопросы для самоконтроля

- 1) Что такое схема?
- 2) Какой стандарт устанавливает общие требования к выполнению схем?
- 3) Назовите все виды схем.
- 4) Что характеризует принципиальная схема?
- 5) Какие схемы называют кинематическими?
- 6) Какими стандартами руководствуются при выполнении кинематических схем? Какой код присваивают схеме?
- 7) В каком порядке следует читать кинематические схемы?
- 8) Присвоить код схеме электрокинематической принципиальной.
- 9) Присвоить код схеме гидравлической структурной, принципиальной и соединений.

Лабораторная работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучить конструкцию и ознакомиться с технологией разборки и сборки червячного редуктора; определить основные параметры исследуемого редуктора.

1 Общие сведения

Редуктор – передаточный механизм, служащий для понижения частоты вращения и увеличения вращающего момента, выполненный в виде отдельного агрегата. Редуктор 2 (рисунок 3.4) является промежуточным звеном (передачей) между двигателем 1 и исполнительным органом 3. В роли последнего может быть колесная ось, барабан лебедки или конвейера, шнек, и другие механизмы. Редуктор обеспечивает согласование параметров (кинематических, силовых и геометрических) между двигателем и исполнительным органом.

Классифицируют редукторы по следующим основным признакам:

- а) *по типу передачи* – зубчатые, червячные или зубчато-червячные;
- б) *по числу ступеней* – одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.;
- в) *по типу зубчатых колес* – цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические редукторы;

г) по относительному расположению валов редуктора в пространстве – горизонтальные, вертикальные;

д) по особенностям кинематической схемы – редукторы с развернутой или соосной схемой, с раздвоенной ступенью и т. д.

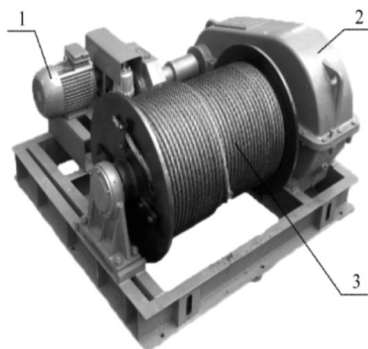


Рисунок 3.4 – Лебедка с электроприводом:
1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – барабан лебедки

Редуктор (рисунок 3.5) состоит из корпуса (обычно литого чугунового или сварного стального), в котором размещены элементы передач: зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.

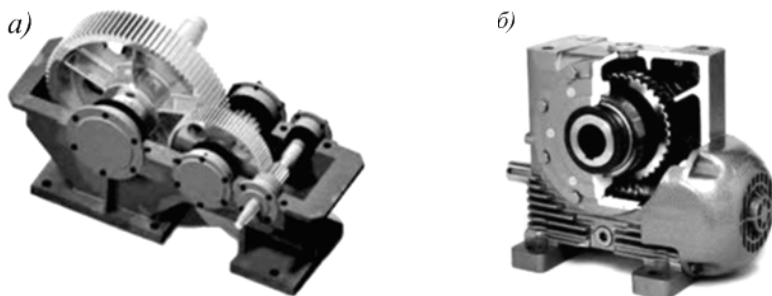


Рисунок 3.5 – Редукторы:
а) – зубчатый цилиндрический двухступенчатый; б) – червячный

Для удобства сборки и разборки редукторов их корпуса обычно выполняют составными. В ряде случаев применяют окна больших размеров в стенках корпуса для ввода деталей и сборочных единиц, собранных вне

корпуса (например, вал в соединении с зубчатым колесом). В качестве опор валов чаще всего применяют подшипники качения.

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения, а также для предохранения от заеданий, задиrow и коррозии, должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей. Для смазывания передач широко применяют наиболее простой способ – погружение зубчатых колес в ванну с трансмиссионным маслом (так называемая картерная смазка). Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса.

В червячных редукторах при нижнем расположении червяка уровень масла обычно назначают из условия полного погружения витков червяка. Уровень масла при верхнем расположении червяка назначают из условия полного погружения зуба червячного колеса.

2 Основные параметры червячного редуктора

К основным параметрам редуктора относят его передаточное число u и межосевое расстояние a_w . Они определяют размеры редуктора и характеризуют его массу.

2.1 Передаточное число одноступенчатого редуктора или одной ступени многоступенчатого редуктора (за исключением планетарных и волновых редукторов) определяет отношение

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.1)$$

где z_1 – число зубьев шестерни (или число заходов червяка);

z_2 – число зубьев колеса.

Общее передаточное число многоступенчатого редуктора и передаточные числа его отдельных ступеней связаны зависимостью

$$u_p = u_1 u_2 \dots u_n; \quad (3.2)$$

где u_1, u_2, \dots, u_n – передаточные числа 1-й, 2-й, ..., n -й ступени редуктора.

2.2 Межосевое расстояние червячной передачи с архимедовым червяком (рисунок 3.6) определяют по формуле

$$a_w = 0,5m(q + z_2), \quad (3.3)$$

где m – осевой модуль, мм;
 q – коэффициент диаметра червяка.

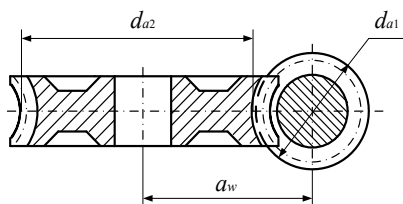


Рисунок 3.6 – Схема червячной передачи

Основным расчетным параметром червячной передачи является осевой модуль червяка, равный окружному модулю зубьев колеса:

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (3.4)$$

Шаг зацепления p , модуль m и профильный угол $\alpha = 20^\circ$ (рисунок 3.7) измеряют в осевом сечении червяка.

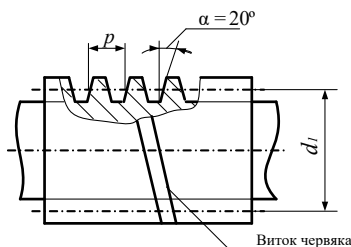


Рисунок 3.7 – Цилиндрический архимедов червяк

Окружной модуль колеса и коэффициент диаметра червяка определяют по формулам:

$$m = \frac{d_{a2}}{z + 2}; \quad q = \frac{d_{a1} - 2m}{m}, \quad (3.5)$$

где d_{a1} – диаметр вершин червяка, мм;

d_{a2} – средний диаметр вершин червячного колеса, мм.

Формулы для определения геометрических параметров червяка и червячного колеса приведены в подпункте 2.2 Червячные передачи, Часть I данного пособия.

3 Порядок выполнения работы

В лабораторной работе изучают конструкцию одного из двух червячных редукторов, отличающихся друг от друга расположением червяка по отношению к червячному колесу, а также габаритными размерами.

При малых и средних габаритах редукторов ($a_w = 80 \dots 160$ мм) корпус выполняют, как правило, неразъемным с двумя окнами на боковых стенках, через которые вводят при сборке тихоходный вал с насаженными на него червячным колесом и подшипниками.

3.1 Определяют быстроходный и тихоходный валы редуктора. Проворачивая быстроходный вал, совмещают метку на поверхности тихоходного вала с вертикальной меткой на крышке подшипника. Затем вращают быстроходный (ведущий) вал и по числу его оборотов на один оборот тихоходного (ведомого) вала определяют общее передаточное число редуктора u .

3.2 Разбирают редуктор и знакомятся с его конструкцией. Для этого следует открутить винты крепления крышек подшипников к корпусу редуктора, снять крышки с прокладками и вынуть из корпуса вал с червячным колесом и подшипниками. Затем следует вынуть из корпуса вал-червяк. Определяют вариант структурной схемы редуктора и вычертить кинематическую схему. На схеме наносят диаметры делительных окружностей d_1 , d_2 и межосевое расстояние a_w .

3.3 Подсчитывают число зубьев колеса z_2 и число заходов червяка z_1 . «Заходность» червяка определяют по числу сбегов резьбы на его торце. Зная число зубьев колеса и число заходов червяка, определяют передаточное число ступени по формуле (3.1) и сравнивают полученное значение с передаточным числом, определенным в пункте 3.1.

3.4 Измеряют средний диаметр вершин червячного колеса d_{a2} и диаметр вершин червяка d_{a1} (см. рисунок 3.5).

3.5 Собирают редуктор. Для этого в корпус редуктора устанавливают вал-червяк с насаженными на него подшипниками и вал с червячным колесом и подшипниками. Устанавливают в корпус редуктора крышки подшипников с регулировочными прокладками и закрепляют крышки винтами. Особое внимание следует уделить регулировке радиально-упорных подшипников. Величину зазора регулируют с помощью прокладок. Проверяют вращение валов от руки (оно должно быть свободным, без люфтов и заеданий).

3.6 Определяют размеры A_1 , d_1 , A_2 , d_2 (см. рисунок 3.8) и вычисляют

межосевое расстояние a_w редуктора

$$a_w = \left(A_2 - \frac{d_2}{2} \right) - \left(A_1 - \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.6)$$

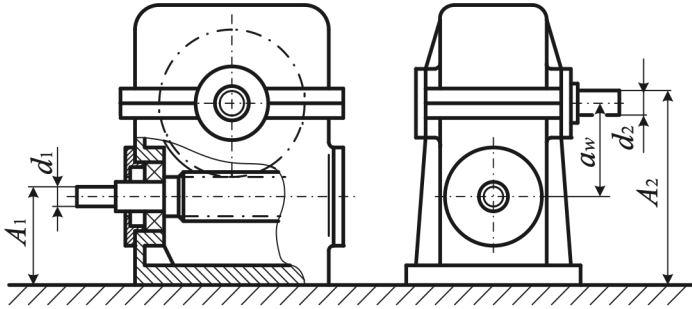


Рисунок 3.8 – Схема червячного редуктора

3.7 Вычисляют по формуле (3.3) межосевое расстояние a_w , предварительно определив по формулам (3.5), модуль m и коэффициент диаметра червяка q .

3.8 Сравнивают полученные по формулам (3.3) и (3.6) значения межосевого расстояния (допускаемая погрешность – не более двух процентов). В случае превышения допустимой погрешности повторяют измерения и вычисления.

3.9 Данные измерений и вычислений заносят в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты измерений и вычислений параметров редуктора

Основные параметры редуктора	Обозначения	Формулы	Результаты замеров и расчетов
Число заходов червяка	z_1	–	
Число зубьев червячного колеса	z_2	–	
Диаметр вершин червяка, мм	d_{a1}		
Средний диаметр вершин червячного колеса, мм	d_{a2}		
Модуль зацепления, мм	m		

Коэффициент диаметра червяка	q		
Межосевое расстояние (измеренное), мм	a_w		
Межосевое расстояние, мм	a_w		
Передаточное число редуктора	u		

4 Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Термины и определения.
- 3 Постановка задач, подлежащих выполнению.
- 4 Кинематическая схема рассмотренного редуктора.
- 5 Таблица результатов измерений и вычислений.
- 6 Выводы.

5 Вопросы для самоконтроля

- 1) В чем состоит назначение редуктора?
- 2) Привести основные классификационные признаки редукторов.
- 3) Назвать достоинства и недостатки червячных передач в сравнении с зубчатыми, а также области применения червячных редукторов.
- 4) Как определить передаточное число многоступенчатого редуктора?

Лабораторная работа № 3

ИСПЫТАНИЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

Цель работы: ознакомиться с назначением и принципом действия механических муфт, представленных в лаборатории «Детали машин и основы конструирования»; определить теоретически и экспериментально момент срабатывания предохранительных муфт.

1 Краткие теоретические сведения

Муфты – это устройства, предназначенные для соединения концов валов или для соединения валов, на которых установлены зубчатые колеса, цепные звездочки или шкивы, с целью передачи вращающего момента без изменения его величины и направления.

В современном машиностроении применяют большое количество механических муфт, различающихся по назначению и принципу действия (см. рисунок 1.43).

Муфты предохранительные предназначены для защиты машин от перегрузок при передаче вращающего момента между валами. Иногда их называют муфтами предельного момента. Их устанавливают в машинах ударного действия; в машинах, обрабатывающих неоднородную среду; в автоматических механизмах и устройствах. Поскольку предохранительные муфты не могут устранить несоосность валов, нередко их комбинируют с компенсирующими муфтами.

По принципу действия предохранительные муфты разделяют на пружинно-кулачковые (рисунок 3.9), фрикционные (рисунки 3.10 и 3.11) и с разрушающимся элементом (см. рисунок 1.49).

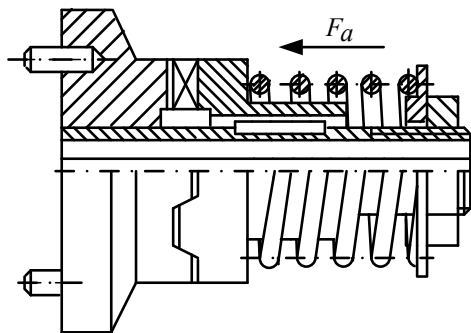


Рисунок 3.9 – Муфта предохранительная кулачковая

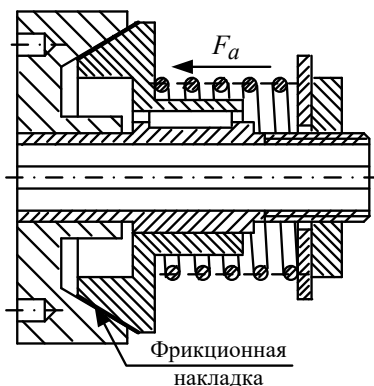


Рисунок 3.10 – Муфта предохранительная фрикционная конусная

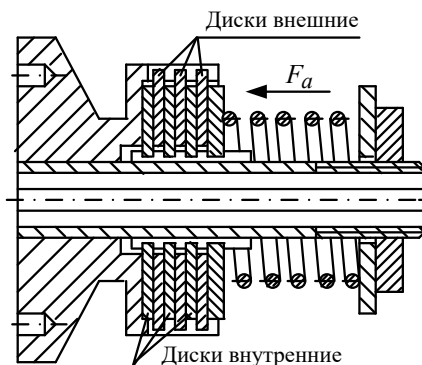


Рисунок 3.11 – Муфта предохранительная фрикционная многодисковая

При возрастании крутящего момента сверх допустимой величины эти муфты разъединяют валы полностью (муфты со срезным штифтом) или автоматически ограничивают величину передаваемого момента (муфты фрикционные, пружинно-кулачковые).

Пружинно-кулачковые муфты делят на кулачковые (рисунок 3.9), шариковые и другие. В кулачковых муфтах рабочие поверхности кулачков выполняют по винтовой линии, что технологически достаточно сложно реализовать. Поэтому наибольшее распространение получили шариковые муфты, которые легче изготавливать. В них кулачки заменены шариками, а трение скольжения частично заменено трением качения.

Фрикционные предохранительные муфты отличаются большим разнообразием конструкций. Их применяют при частых кратковременных перегрузках. Силу прижима полумуфт друг к другу создает пружина сжатия, длину которой регулируют для обеспечения необходимого момента срабатывания. Срабатывание выражается в проскальзывании ведомой части муфты относительно ведущей при превышении значения крутящего момента.

2 Конусная фрикционная муфта

Схема конусной фрикционной муфты показана на рисунке 3.12. Муфта состоит из ведущего конуса 1, свободно сидящего на ведомой втулке 3, по которой на шпонке скользит ведомый конус 2, прижимаемый пружиной 4 к ведущему конусу. Осевое усилие затяжки пружины 4 регулируют гайкой 5.

Коэффициент трения скольжения рабочих поверхностей муфты зависит от применяемого материала. Обычно для лучшего сцепления применяют накладки из фрикционных материалов (ретинакса, текстолита и др.).

Крутящий момент $T_{ср}$, при котором происходит срабатывание конусной

фрикционной муфты, определяют по формуле

$$T_{\text{ср}} = \frac{F_a D_{\text{ср}} f}{2 \sin \alpha}, \quad (3.7)$$

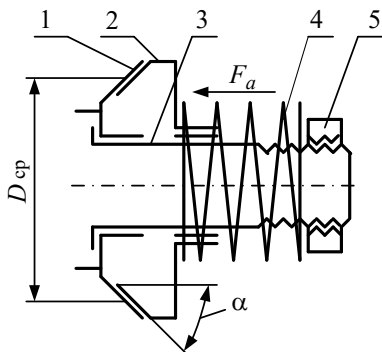


Рисунок 3.12 – Схема предохранительной фрикционной конусной муфты:
 1 – ведущий конус; 2 – ведомый конус; 3 – втулка; 4 – пружина сжатия; 5 – гайка;
 α – угол между образующей и осью конуса; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр контакта рабочих
 (фрикционных) поверхностей; F_a – усилие пружины

где F_a – осевое усилие затяжки пружины, Н;

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр контакта фрикционных поверхностей, м;

$D_{\text{ср}} = 0,095$ м;

f – коэффициент трения скольжения; $f = 0,15$ (сталь по текстолиту);

α – угол между образующей и осью конуса, $\alpha = 20$.

3 Многодисковая фрикционная муфта

В многодисковой фрикционной муфте (рисунок 3.13) крутящий момент передается от ведущих дисков 1 к ведомым дискам 2 силами трения на их рабочих поверхностях. Осевое усилие затяжки пружины 3 регулируют гайкой 4.

Для такой муфты предельный крутящий момент, при котором происходит срабатывание, определяют по формуле

$$T_{\text{ср}} = \frac{F_a D_{\text{ср}} z f}{2}, \quad (3.8)$$

где F_a – осевое усилие, создаваемое пружиной, Н;

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр контакта дисков, м; $D_{\text{ср}} = 0,065$ м;

z – число контактов трения; для исследуемой муфты $z = 5$;
 f – коэффициент трения; для исследуемой муфты $f = 0,15$.

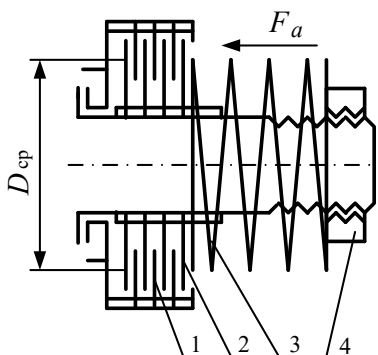


Рисунок 3.13 – Схема предохранительной фрикционной многодисковой муфты:
1 – ведущий диск; 2 – ведомый диск; 3 – пружина сжатия; 4 – гайка;
 $D_{ср}$ – средний диаметр контакта рабочих (фрикционных) поверхностей; F_a – усилие пружины

4 Описание лабораторной установки типа ДМ-40

Вращение от электродвигателя 6 (рисунок 3.14) на ведомый вал 18 передается через клиноременную передачу 27 и пару зубчатых колес 26 и 17, смонтированных в корпусе редуктора 16.

Натяжение клиноременной передачи осуществляют посредством ролика с винтовым натяжным устройством 1. Ведомый вал устанавливают на подшипниках, сидящих внутри зубчатого колеса 17. Нагрузку ведомого вала осуществляют балансирным колодочным тормозом 15, позволяющим плавно менять силу нажатия колодок и величину нагрузки. Рычаги тормоза соединены штангой 10 с обоймой 11, сидящей на подшипниках ведомого вала, что позволяет тормозной системе качаться вокруг оси вала. Тормоз снабжен гидравлическим демпфером 7. Штанга 10 через призму 9 опирается на плоскую пружину 8, прогиб которой измеряется индикатором 3 часового типа с ценой деления 0,01 мм. Балансирная система тормоза может быть зафиксирована при помощи винтового устройства 2.

Испытываемую муфту 22 одевают на выступающий конец ведомого вала 18 и закрепляют в осевом направлении гайкой. При этом ведущую полу-муфту соединяют с зубчатым колесом 17 через опорную подушку 24, что уменьшает усилия, действующие на измерительный вал.

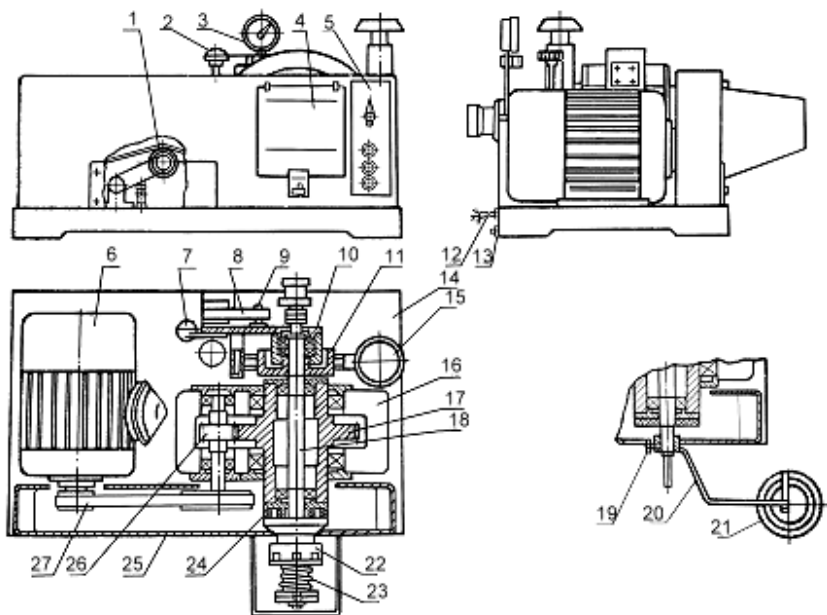


Рисунок 3.14 – Установка ДМ-40 для испытания предохранительных муфт:
 1 – ролик с натяжным устройством; 2 – винт фиксации балансирующей системы тормоза; 3 – индикатор часового типа; 4 – защитный коллак; 5 – пульт управления; 6 – электродвигатель; 7 – гидравлический демпфер; 8 – плоская пружина; 9 – призма; 10 – штанга; 11 – обойма; 12 – электрошнур; 13 – болт заземления; 14 – станина; 15 – тормоз колодочный; 16 – корпус редуктора; 17 – зубчатое колесо; 18 – ведомый вал; 19 – винт; 20 – рычаг тарировочного приспособления; 21 – грузы; 22 – муфта; 23 – пружина муфты; 24 – подушка; 25 – защитный кожух; 26 – шестерня; 27 – клиноремная передача

Конструкция муфты обеспечивает необходимую величину силы сжатия F_a полумуфт путем регулировки длины предварительно оттарированной пружины сжатия 23. График зависимости осевого усилия пружины от ее длины приведен на рисунке 3.15.

Все узлы установки смонтированы на чугунной станине 14, имеющей резьбовые отверстия для крепления к столу. На передней части станины установлен защитный кожух 25 с пультом управления 5, на который вынесены клеммы датчиков момента и тумблер управления двигателем. Выступающий конец муфты закрыт прозрачным откидывающимся коллаком 4.

Установку подключают к сети при помощи электрошнура 12 при наличии болта заземления 13. Привод установки осуществляют от электродвигателя мощностью $N = 0,55$ кВт и частотой вращения $15,7 \text{ с}^{-1}$ (940 об/мин). Номинальная частота вращения ведомого вала составляет $1,92 \text{ с}^{-1}$ (115

об/мин).

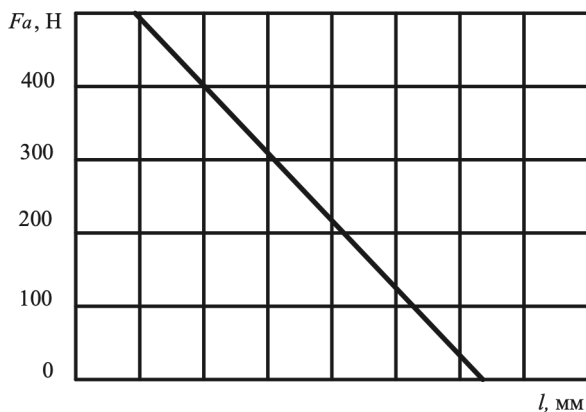


Рисунок 3.15 – График зависимости осевого усилия пружины от ее длины

Нагружение ведомого вала осуществляют колодочным тормозом.

Тарировочное приспособление состоит из рычага 20 и подвески с грузами 21. Приспособление одевают на ведомый вал и закрепляют винтом 19. Зная расстояние от оси вала до оси подвески и вес подвешиваемого груза, определяют момент и, соответственно, показание индикатора. В результате тарировки плоской пружины 8 получают график зависимости показаний индикатора 3 от предельного крутящего момента (рисунок 3.16).

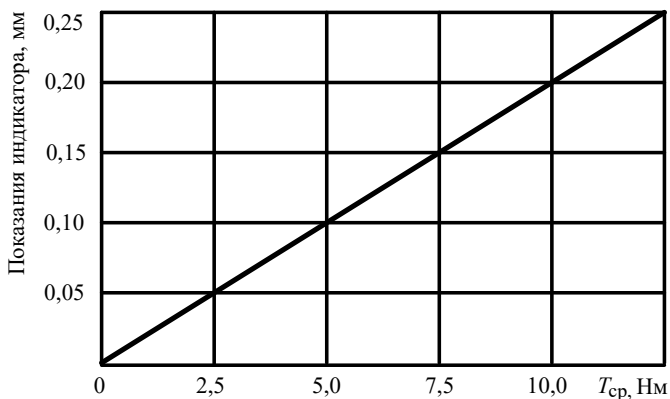


Рисунок 3.16 – График зависимости показаний индикатора и предельного крутящего момента срабатывания муфты

5 Порядок выполнения работы

5.1 Изучают конструкцию испытываемых предохранительных муфт. Заданное преподавателем осевое усилие пружины муфты устанавливают при помощи регулировочной гайки на муфте. Для этого используют тарировочный график зависимости осевого усилия пружины и ее длины (см. рисунок 3.15). Замеряют длину пружины штангенциркулем.

5.2 Определяют по формулам (3.7) и (3.8) момент срабатывания фрикционных муфт при установленном осевом усилии пружины.

5.3 Закрепляют конусную фрикционную муфту на валу установки, зажать балансирную систему тормоза винтом 2 (см. рисунок 3.14) и включают двигатель. Нагружают муфту, вращая маховик тормоза по часовой стрелке, и фиксируют максимальное значение отклонения стрелки индикатора в момент срабатывания муфты. Показание индикатора, в миллиметрах, записывают в таблицу 3.3. С целью получения более точного значения выполняют эксперимент еще два раза. Затем определяют среднее значение показаний индикатора и по графику (см. рисунок 3.16) устанавливают экспериментальный момент срабатывания исследуемой муфты. Значение момента записывают в соответствующую графу таблицы 3.3.

5.4 Устанавливают вместо конусной муфты многодисковую и определяют момент срабатывания (см. пункт 5.3).

5.5 Сравнивают экспериментальные значения момента срабатывания муфт с расчетными и делают выводы о причинах расхождения полученных результатов.

Таблица 3.3– Результаты измерений и вычислений предельного момента

Тип муфты	Параметры исследуемых муфт					Показания индикатора, мм				$T_{ср}$, Н·м	
	F_a , Н	L , м	$D_{ср}$, м	α	f	1	2	3	ср.	расчетный момент	экспериментальный момент
				z							
1 Конусная фрикционная											
2 Многодисковая фрикционная											

6 Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Термины и определения.
- 3 Постановка задач, подлежащих выполнению.
- 4 Схемы испытываемых муфт.
- 5 Расчеты предельных моментов исследуемых муфт.
- 6 Таблица результатов измерений и вычислений.
- 7 Выводы.

7 Вопросы для самоконтроля

- 1) Дать классификацию механических муфт.
- 2) Обосновать критерии выбора муфт. Привести формулу расчетного момента муфты в общем виде.
- 3) В каких случаях используют упругие и компенсирующие муфты?
- 4) Определить назначение самоуправляемых муфт. Как устроены и работают центробежные муфты?
- 5) Определить назначение предохранительных муфт. Как различают типы предохранительных муфт по принципу действия?
- 6) Какими силами передается момент с ведущей на ведомую полумуфту фрикционной муфты?

Лабораторная работа № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Цель работы: определить аналитически и экспериментально критическое число оборотов вращающегося вала при различном расположении дисков относительно опор; выполнить сравнительный анализ полученных результатов и сделать вывод.

1 Краткие теоретические сведения

Наиболее характерными колебаниями валов являются *поперечные* и *крутильные*. *Крутильные* колебания изучают в специальных курсах при расчетах шпинделей, коленчатых валов и т.д.

В данной работе рассмотрены *поперечные колебания* валов. Они возникают при вращении вала и вызывают вибрацию всей конструкции. При значительной амплитуде колебаний вращающийся вал испытывает знакопеременные напряжения, которые могут явиться причиной быстрого разрушения опор и других деталей механизма. Амплитуда колебаний резко возрастает при совпадении (или кратности) частоты возмущающих сил (в данном

случае частоты вращения вала) и частоты собственных (поперечных) колебаний вала, т.е. при наступлении *резонанса*. *Частоту вращения вала, при которой наступает резонанс, называется критической* ($n_{кр.}$)

Близость резонанса проявляется в сильной вибрации вала и может быть опасной. Учитывая зависимость прогиба вала от частоты вращения, выделяют зону от $0,7n_{кр}$ до $1,3n_{кр}$, в которой деформации вала повышены. При переходе через зону критических скоростей центр тяжести несбалансированной массы приближается к геометрической оси вращения, т.е. наступает динамическое центрирование вала. Поэтому валы работают и при оборотах $n \geq (2-3)n_{кр}$. Такие валы называют гибкими.

Большинство валов работает в дорезонансной зоне, причем для уменьшения опасности резонанса повышают жесткость валов или применяют специальные ограничители амплитуд колебаний, а быстровращающиеся валы и детали тщательно балансируют. В закритической зоне работают валы турбин, центрифуг, сепараторов и т.п. Например, частота вращения валов центрифуг достигает 20000 об/мин и более.

Рассмотрим систему, представляющую собой вал 1 постоянного сечения, на котором закреплен несбалансированный диск 2 массой m (рисунок 3.17). Центр тяжести диска c смещен относительно оси вращения на величину e . Под действием веса диска G вал прогнется на величину f (статический прогиб). При вращении вала под действием центробежной силы возникает дополнительный (динамический) прогиб y (рисунок 3.18).

Центробежная сила, вызывающая динамический прогиб,

$$F_a = \frac{G}{g}(e + y)\omega^2 = m(e + y)\omega^2, \quad (3.9)$$

где G – вес диска, Н;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

e – смещение (эксцентриситет) центра массы диска относительно оси вращения, мм;

y – динамический прогиб вала, мм;

ω – угловая скорость вращения вала, рад/с.

m – масса вращающихся частей в месте действия силы F_a , кг.

Так как центробежная сила при вращении вала изменяет свое направление, вал находится в состоянии гармонических колебаний.

Сила F_a уравнивается восстанавливающей силой упругости F_c

$$F_c = Cy, \quad (3.10)$$

где C – коэффициент жесткости вала на изгиб (это сила, которую нужно

приложить к валу, чтобы упруго деформировать его на единицу длины);
 y – деформация вала.

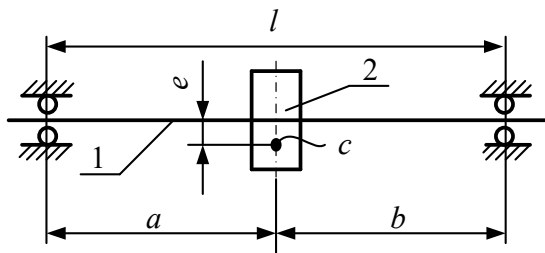


Рисунок 3.17 – Схема двухопорного вала с диском посередине:

l – вал; 2 – несбалансированный диск; a, b – расстояния от центров опор вала до оси диска;
 e – смещение (эксцентриситет) центра массы c диска от оси вращения;
 l – расстояние между опорами вала

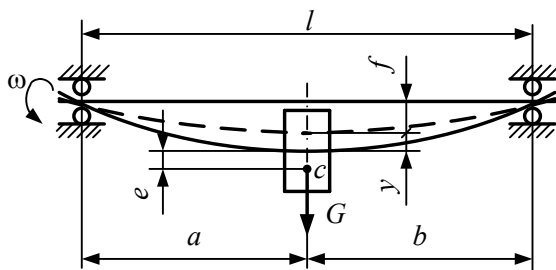


Рисунок 3.18 – Расчетная схема вращения вала в опорах:

c – центр массы диска; e – эксцентриситет; f – статический прогиб вала; G – вес диска, Н;
 l – расстояние между опорами вала; y – динамический прогиб вала; ω – угловая скорость вращения вала

Приравнявая (3.9) и (3.10), определяют y :

$$y = \frac{m\omega^2 e}{C - m\omega^2}. \quad (3.11)$$

Угловая скорость вращения вала ω может достигнуть такого значения, при котором знаменатель $(C - m\omega^2) \rightarrow 0$. Тогда при $y \rightarrow \infty$ и наступает резонанс. В этом случае критическая угловая скорость в радианах в секунду будет равна круговой частоте поперечных колебаний вала p :

$$\omega_{кр} = p = \sqrt{\frac{C}{m}} = \frac{\pi n_{кр}}{30}, \quad (3.12)$$

где $n_{кр}$ – критическое число оборотов вала, об/мин.

Следовательно, критическое число оборотов будет равно:

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}. \quad (3.13)$$

Подставив $C = G/f$ (коэффициент жесткости), где f – статический прогиб вала (мм), и $m = G/g$ в формулу (3.13),

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f}} \approx 946 \sqrt{\frac{1}{f}}. \quad (3.14)$$

При дальнейшем увеличении числа оборотов (выше $n_{кр}$) знаменатель уравнения (3.11) превращается в неравенство $(C - m\omega^2) < 0$. При этом эксцентриситет e будет иметь отрицательное значение и, следовательно, динамический прогиб y станет равным

$$y = \frac{m\omega^2 e}{m\omega^2 - C} = \frac{e}{1 - \frac{C}{m\omega^2}} = \frac{e}{1 - \frac{\omega_{кр}^2}{\omega^2}}. \quad (3.15)$$

Из формулы (3.15) следует, что при увеличении угловой скорости выше критического динамический прогиб уменьшается, а при $\omega \rightarrow \infty$ $y \rightarrow e$.

Для определения критического числа оборотов вала по формуле (3.14) необходимо рассчитать величину прогиба вала f под действием статических нагрузок или же найти величину прогиба экспериментальным путем.

2 Описание лабораторной установки

Установка ДМЗ6М (рисунок 3.19) представляет собой устройство для сообщения исследуемому валу критической скорости вращения. Все механизмы и узлы установки смонтированы на чугунной станине.

Вал 15 ($\varnothing 12$ мм) с закрепленным на нем диском 20 установлен в двух сферических шарикоподшипниках, размещенных в кронштейнах 14 и 23.

Максимальное расстояние между опорами $l = 550$ мм. Вал приводят во вращение универсальным коллекторным двигателем 13 типа УЛ-062, мощностью 180 ватт, с частотой вращения 5000 об/мин. С помощью цангового зажима 17 диск 20 фиксируют на валу. Для увеличения массы диска, на него навинчивают дополнительные грузы (диски) 18 и 21. Передняя опора вала, расположенная на кронштейне 14, является неподвижной. Для изменения жесткости вала заднюю опору 23 можно передвигать в осевом направлении

на 50 мм. Она выполнена в виде втулки, которая выдвигается вращением винта, а затем зажимается рукояткой 12. Кронштейны 16 и 22 с полиэтиленовыми втулками служат для ограничения амплитуды колебаний вала при вращении. На левом кронштейне (со стороны электродвигателя) расположено контактное устройство 9, которое включает лампочку «Резонанс» на пульте управления в момент, когда амплитуда колебаний вала достигает заданной величины. Поперечную жесткость вала изменяют перемещением правой опоры 23 и (или) смещением диска 20 относительно опор. Суммарная масса дисков $m_d = 2,8$ кг; масса вала $m_b = 0,488 \approx 0,5$ кг.

Вращающиеся части установки и опоры закрыты защитными кожухами 8 и 11. Между ними установлен подвижный кожух 10 со смотровым окном.

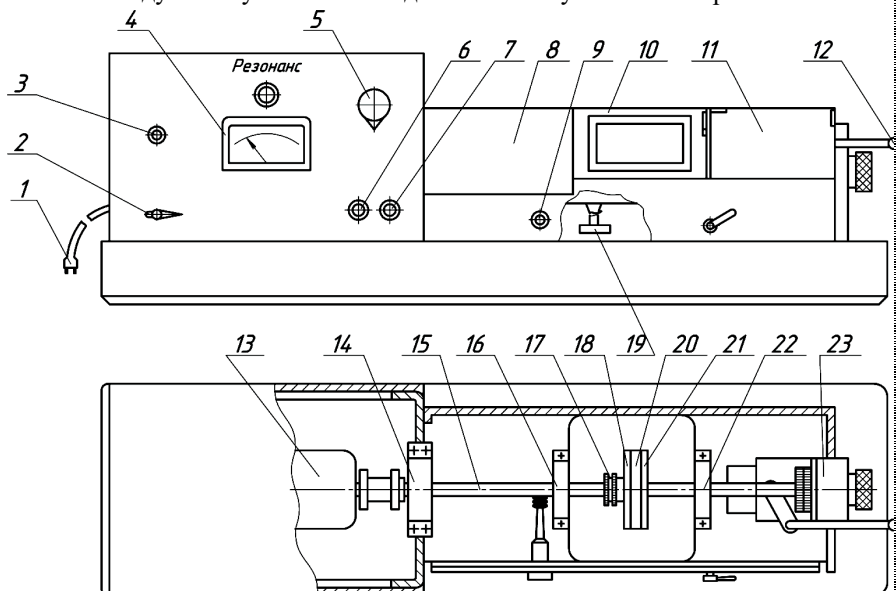


Рисунок 3.19 – Установка ДМ36М:

1 – электровилка со шнуром; 2 – тумблер включения питания; 3 – контрольная лампа «Сеть»; 4 – тахометр; 5 – ручка регулировки числа оборотов вала; 6 – кнопка пуска электродвигателя; 7 – кнопка выключения электродвигателя; 8 – неподвижный кожух; 9 – контактное устройство включения лампы «Резонанс»; 10, 11 – подвижные защитные кожухи; 12 – рукоятка; 13 – электродвигатель; 14 – кронштейн с неподвижной опорой; 15 – вал; 16, 22 – кронштейны (опоры) для ограничения амплитуды вала; 17 – цапговый зажим; 18, 21 – дополнительные грузы; 19 – блокировочное устройство; 20 – диск; 23 – кронштейн с подвижной опорой

Перед включением установки кожух 10 сдвигают (закрывают) до упора влево. При этом блокировочное устройство 19 выключается.

Установку подключают к сети электропитания напряжением 220 вольт

электрошнуром с вилкой 1. Включают установку тумблером 2, при этом загорается контрольная лампа 3 «Сеть». Двигатель 13 запускают кнопкой 6. Регулировку числа оборотов осуществляют вращением ручки 5 и контролируют по тахометру 4.

Когда частота вращения вала приближается к критической, контактное устройство 9 включает лампу «Резонанс». При этом появляется значительная вибрация установки. При дальнейшем увеличении числа оборотов вал выходит из резонансной зоны и лампа гаснет. При уменьшении частоты вращения лампа снова загорается при входе в зону резонанса и гаснет при выходе из этой зоны. Двигатель выключают кнопкой 7.

3 Порядок выполнения работы и обработка результатов

Определяют критическую скорость вращения вала для двух различных положений диска. Для этого следует:

- 1) расположить диск на равном расстоянии от опор (см. рисунок 3.17):
 $l = 550$ мм; $a = b = 275$ мм; $m = m_{\text{д}} + 0,5m_{\text{в}}$;
- 2) сместить диск от середины вала: $l = 550$ мм; $a = 325$ мм; $m = m_{\text{д}} + 0,5m_{\text{в}}$.

3.1 Определяют расчетное значение величины статического прогиба вала для двух различных положений диска по формуле:

$$f_{\text{р}} = \frac{Fa^2b^2}{3Ejl}, \quad (3.16)$$

где F – сила, на линии действия которой определяется прогиб вала, Н,

$$F = mg; m = m_{\text{д}} + 0,5m_{\text{в}} = 2,8 + 0,5 \cdot 0,5 = 3,05 \text{ кг}; g = 9,81 \text{ м/с}^2$$

a, b – расстояния от опор вала до средней линии диска, мм (см. рисунок 3.18);

l – расстояние между опорами вала, мм;

E – модуль упругости материала вала, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

j – осевой момент инерции площади сечения вала, мм⁴, $j = \pi d^4 / 64$;

d – диаметр вала, $d = 12$ мм.

3.2 Определяют расчетное значение критического числа оборотов вала для двух различных положений диска по формуле:

$$n_{\text{кр}} \approx 946 \sqrt{\frac{1}{f_{\text{р}}}}, \text{ об/мин.} \quad (3.17)$$

3.3 Определяют критическую скорость вращения вала экспериментально. Для этого:

- а) поворачивают тумблер включения питания 2 (см. рисунок 3.19); при этом должна включиться контрольная лампа 3 «Сеть»;

б) нажимают на кнопку пуска электродвигателя 6 и, плавно вращая ручку регулировки числа оборотов вала 5 по часовой стрелке, увеличивают скорость вращения вала;

в) при загорании лампы «Резонанс» (при этом должна ощущаться вибрация установки) определяют по шкале тахометра 4 и записывают величину скорости вала. Установка должна работать в режиме резонанса *не менее 5 секунд*;

г) для выхода из зоны резонанса продолжают увеличение скорости и в момент затухания лампы «Резонанс» повторно фиксируют значение скорости;

д) затем, уменьшая скорость вала (вращением ручки регулировки числа оборотов в противоположную сторону), фиксируют по шкале тахометра число оборотов аналогичным образом – при загорании и затухании лампы «Резонанс».

Опыт повторяют по 3 раза – при размещении диска посередине вала и при его расположении на расстоянии 325 мм от левой опоры (со стороны электродвигателя).

б) для каждого положения диска на валу рассчитывают среднее арифметическое значение записанных показаний и определяют критическую частоту вращения вала

$$n_{кр} = \frac{n_{1cp} + n_{2cp}}{2}, \quad (3.18)$$

где n_{1cp} – среднее значение частоты вращения в момент входа вала в резонансную зону, об/мин;

n_{2cp} – то же при выходе из резонансной зоны.

3.4 Заполняют таблицу 3.4 расчетных и экспериментальных данных.

3.5 Сравнивают расчетные значения критических скоростей со значениями, полученными в ходе эксперимента, и делают выводы.

Таблица 3.4 – Результаты измерений и вычислений

I Результаты экспериментальных значений							
Положение диска	Критическая частота вращения вала, об/мин					Угловая скорость, с ⁻¹	
	№ опыта	В момент входа в зону резонанса, n_1	В момент выхода из зоны резонанса, n_2	Среднее арифметическое значение			$\omega_{кр} = \pi \cdot n_{кр} / 30$
				n_{1cp}	n_{2cp}	$n_{кр}$	
Диск на середине	1						

вала: $a = b =$ 275 мм	2						
	3						
Диск смещен: $a = 325$ мм, $b = 225$ мм	1						
	2						
	3						

II Результаты вычислений

№ п/п	Формулы	Результаты расчетов	
		Диск на середине вала: $a = b = 275$ мм	Диск смещен: $a = 325$ мм, $b = 225$ мм
1	$m =$		
2	$F =$		
3	$j =$		
4	$f_p =$		
5	$n_{кр} =$		
6	$\omega_{кр} =$		

4 Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Постановка задач, подлежащих выполнению.
- 3 Расчетные схемы для двух рассмотренных в работе случаев.
- 4 Таблица результатов измерений и вычислений.
- 5 Выводы.

5 Вопросы для самоконтроля

- 1) При каком условии возникает резонанс?
- 2) Что является собственной, а что вынужденной частотой колебаний вала?

- 3) Как зависит частота свободных поперечных колебаний вращающегося вала от коэффициента жесткости?
- 4) Как уменьшить вредное влияние критической скорости?
- 5) Какой силой уравнивается центробежная сила инерции?
- 6) Когда наступает динамическое центрирование вращающегося вала?
- 7) Чем вызвана необходимость определения критической частоты вращения вала?

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Цель работы: определить экспериментально момент инерции ротора электродвигателя и вращающихся масс, закрепленных на валу лабораторной установки.

1 Краткие теоретические сведения

Современный электропривод представляет собой сложную многомассовую электромеханическую систему, динамические режимы работы которой описываются дифференциальным уравнением высокого порядка. Исследование динамики электропривода усложняется наличием изменяющихся со временем статического момента и момента инерции.

При постоянной угловой скорости электропривода момент, развиваемый электродвигателем, уравнивается моментом статической нагрузки. Если же в электроприводе возникает режим работы с изменением угловой скорости (переходный режим), то электродвигатель преодолевает не только статическую, но и динамическую нагрузки.

Динамический момент возникает под влиянием ускорений при изменении скорости вращения. Приведенный момент инерции $J_{пр}$ системы электропривода определяется как сумма моментов инерции ротора электродвигателя и вращающихся масс элементов механической части привода:

$$J_{пр} = J_p + \sum_{k=1}^n \frac{J_k}{i_k^2}, \quad (3.19)$$

где J_p – момент инерции ротора электродвигателя, кг·м²;

J_k – момент инерции k -го элемента механической части, кг·м², угловая скорость которого меньше в i_k раз по сравнению со скоростью электродвигателя.

Нередко момент инерции определяют по формуле

$$J = m\rho^2, \quad (3.20)$$

где m – масса вращающегося тела, кг;

ρ – радиус инерции тела, м.

Физический смысл радиуса инерции состоит в том, что если массу тела сосредоточить в одной точке (приведенная масса) и разместить ее от оси вращения на расстоянии, равном радиусу инерции, то момент инерции приведенной массы будет равен моменту инерции данного тела относительно той же оси.

Удвоенный радиус инерции называют диаметром инерции D , м.

Вместо момента инерции иногда пользуются понятием махового момента GD^2 . Маховым моментом называют произведение силы тяжести G вращающегося тела на квадрат его диаметра инерции D^2 .

Маховый момент связан с моментом инерции зависимостью:

$$GD^2 = m(2\rho)^2 = 4J, \quad (3.21)$$

где $G = m$ – сосредоточенная масса вращающегося тела, кг;

D и ρ – диаметр и радиус инерции соответственно, м;

J – момент инерции, кгм^2 .

Иногда в каталогах для электродвигателей указывают значение махового момента $G'D^2$ в $\text{Н}\cdot\text{м}^2$, который больше, чем GD^2 в g раз, где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, а G' – сила тяжести вращающегося тела, Н.

Следует учитывать, что большинство параметров трудно поддаются расчету. При этом не всегда можно найти в каталогах значения маховых моментов роторов электрических машин. Если же данные о маховых моментах электрической машины отсутствуют, то их можно определить экспериментально с помощью методов:

- свободного выбега;
- падающего груза;
- маятниковых колебаний;
- крутильных колебаний.

Перечисленные методы определения моментов инерции, кроме первого, больше подходят к электрическим машинам относительно малой мощности. При значительных габаритах и массе машин большой мощности определение моментов инерции методами маятниковых колебаний и падающего груза становится практически не пригодным. В этих случаях применяют метод *свободного выбега*.

Сущность метода свободного выбега или самоторможения заключается в следующем. Если отключить приводной двигатель, работающий от источника питания, то вращающиеся части (ротор, маховик, тормозной шкив и т.п.) будут продолжать вращаться за счет накопленной кинетической энергии, постепенно замедляясь из-за действия сил сопротивления вращению. Чем больше сила сопротивления (трения) и чем меньше запас кинетической энергии, тем быстрее будет замедляться система.

Рассмотрим схему электропривода, изображенную на рисунке 3.20. При пуске электродвигателя 1 разгон его ротора, муфты 2, тормозного шкива 3, инерционных дисков 4 и других вращающихся масс совершается за счет потребления электроэнергии. При торможении кинетическая энергия вращающихся масс превращается в тепловую энергию. Согласно принципу Даламбера для рассматриваемой системы уравнение моментов при торможении будет иметь вид

$$M_{\text{ин}} = M_{\text{т}} + M_{\text{с}}, \quad (3.22)$$

где $M_{\text{ин}}$ – момент сил инерции вращающихся масс, Н·м,

$$M_{\text{ин}} = J \frac{d\omega}{dt}; \quad (3.23)$$

$M_{\text{т}}$ – момент сил трения при включенном тормозе, Н·м;

$M_{\text{с}}$ – момент сил сопротивления вращению вала при выбеге, Н·м;

J – момент инерции вращающихся масс, Н·м².

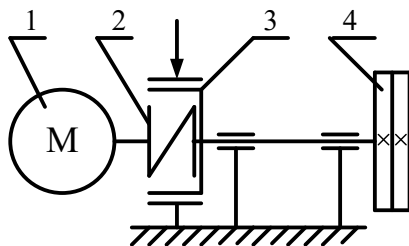


Рисунок 3.20 – Схема электропривода:

1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – шкив тормозной; 4 – инерционные диски

Принимая допущение, что угловая скорость вала ω при торможении изменяется по линейному закону (угловое ускорение постоянно),

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_1}{t_T}, \quad (3.24)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения вала, рад/с;

t_T – время торможения, с.

Подставляя значение $M_{ин}$ в зависимость (3.22) и решая уравнение относительно J ,

$$J = \frac{t_T(M_T + M_c)}{\omega_1}. \quad (3.25)$$

Для вращающейся цилиндрической массы действительно соотношение

$$J = G\rho^2 \approx \frac{0,9GD^2}{4}, \quad (3.26)$$

где G – вращающаяся сосредоточенная масса, кг;

ρ – радиус инерции, м;

GD^2 – маховый момент вращающихся масс, кг·м².

В формуле (3.26) коэффициент 0,9 учитывает, что не вся вращающаяся масса сосредоточена на наружном диаметре.

Измерив t_T и M_c , можно по формулам (3.25) и (3.26) определить соответственно моменты инерции и маховые моменты ротора электродвигателя и инерционных дисков.

КПД установки η можно определить, используя зависимость:

$$\eta = 1 - \psi = 1 - \frac{M_c}{M_0}, \quad (3.27)$$

где ψ – коэффициент потерь;

M_c – момент сил сопротивления вращению вала при выбеге, Н·м;

M_0 – номинальный момент электродвигателя, Н·м,

$M_0 = 9,554N/n$,

N – мощность электродвигателя, Вт;

n – частота вращения вала двигателя, об/мин.

2 Описание лабораторной установки ДМЗ8М

На литом чугунном основании 1 (рисунок 3.21) установлен электродвигатель 5, который через втулочно-пальцевую муфту 6 соединен с валом 8, на который насаживаются инерционные диски. Одна из полумуфт 7 конструктивно выполнена как тормозной шкив. Инерционная масса состоит из

трех дисков, один из которых 9 постоянно закреплен на валу, а два диска 10 – сменные. Сменные диски позволяют изменять величину момента инерции вращающихся масс установки.

В установке ДМ38М применен колодочный тормоз 12 типа ТКТ-100 конструкции ВНИИПТМАШ. Величину тормозного момента M_t регулируют перемещением гайки 19 по штоку тормоза (рисунок 3.21, вид А) маховиком 23. При этом изменяется длина главной пружины 22, и, следовательно, усилие прижима колодок к поверхности тормозного шкива. На скобе 21 закреплена шкала 20, по которой контролируют величину деформации главной пружины.

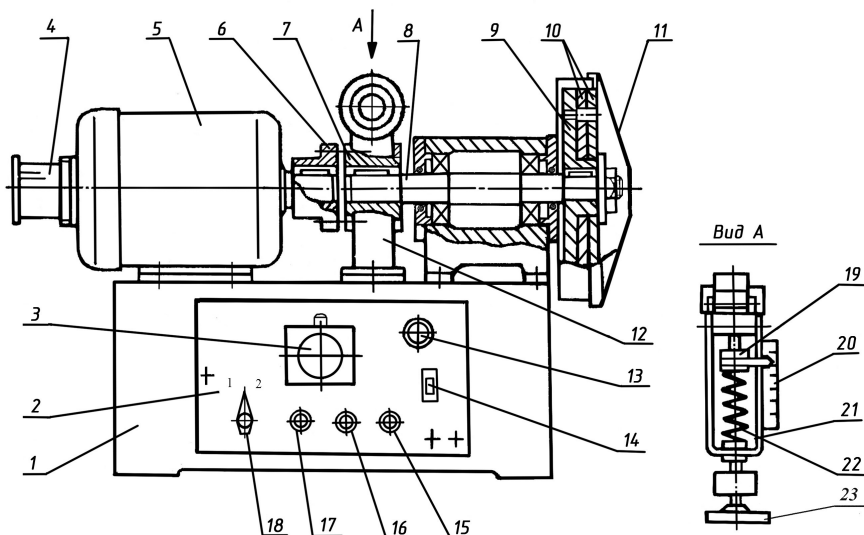


Рисунок 3.21 – Лабораторная установка ДМ38М:

1 – основание установки; 2 – панель управления; 3 – электросекундомер; 4 – реле контроля скорости; 5 – электродвигатель; 6 – втулочно-пальцевая муфта; 7 – тормозной шкив; 8 – вал; 9 – диск несъемный; 10 – диски сменные; 11 – крышка съемная; 12 – колодочный тормоз; 13 – лампа сигнальная «Сеть»; 14 – автоматический выключатель; 15 – кнопка «Разгон»; 16 – кнопка «Торможение»; 17 – кнопка «Выбег»; 18 – переключатель «Скорость»; 19 – гайка; 20 – шкала; 21 – скоба; 22 – пружина

Частота вращения тормозного шкива соответствует частоте вращения вала электродвигателя и составляет 955 об/мин или 1440 об/мин в зависимости от положения переключателя скорости 18. Мощность электродвигателя составляет $N = 0,75/1,31$ кВт.

Для управления и контроля за работой установки служит панель 2. На панели смонтированы: электросекундомер 3 с кнопкой «Сброс», сигнальная

лампа 13 «Сеть», автоматический выключатель 14, кнопки 15, 16, 17 («Разгон», «Торможение», «Выбег»), переключатель 18 «Скорость». Переключатель «Скорость» имеет два положения: положение 1 (левое) соответствует частоте вращения 955 об/мин, положение 2 (правое) – 1440 об/мин.

Электросекундомер 3 предназначен для замера времени торможения и соединен с реле контроля скорости 4, которое разрывает цепь питания электросекундомера при остановке тормозного шкива. Кнопка «Сброс», расположенная над секундомером, служит для установки стрелок секундомера на нуль.

Лампа 13 сигнализирует о подключении установки к сети. Съёмная крышка 11 служит защитой от вращающихся дисков при работе установки.

3. Порядок выполнения работы

3.1 Снимают защитный кожух 11 (рисунок 3.21), откручивают с вала лабораторной установки гайку, прижимной диск и вынуть сменные инерционные диски 10. Установив на место прижимной диск 5, закрепляют на валу приспособление (см. рисунок 3.22).

Рычаг 3 представляет собой разноплечее коромысло с отверстием для крепления на вал. На коротком плече рычага приварен стержень, на который навинчен по резьбе противовес 7. На длинном плече рычага выполнены пазы для подвешивания отвеса 2, на площадку которого следует уложить тарированный груз (гири) 1. Масса подвеса равна 0,5 кг. Для определения расстояния l от оси вала до подвеса на рычаг нанесена шкала.

Рычаг 3 (без подвеса) следует уравновесить, вращая по резьбе противовес 7. При этом главная пружина тормоза должна быть полностью ослаблена.

3.2 Определяют момент статических сопротивлений повороту вала M_c (тормоз выключен, сменные диски сняты). Для этого устанавливают на рычаг 3 подвес 2 на расстоянии l от оси вала, добиваясь состояния, при котором рычаг начнет отклоняться от горизонтального положения. Подсчитывают момент сопротивления вращению вала M_c по формуле $M_c = Gl = mgl$, где m – масса подвеса, g – ускорение свободного падения.

3.3 Определяют суммарный момент статических сопротивлений и сил трения в тормозе при заданном усилии тормозных колодок – $(M_c + M_T)$. Для этого выставляют заданное преподавателем тормозное усилие, регулируя вращением маховика 23 длину пружины 22 (рисунок 3.21). Затем, варьируя весом грузов (и/или длиной плеча l) добиваются состояния системы, при котором рычаг 3 начнет отклоняться от горизонтального положения.

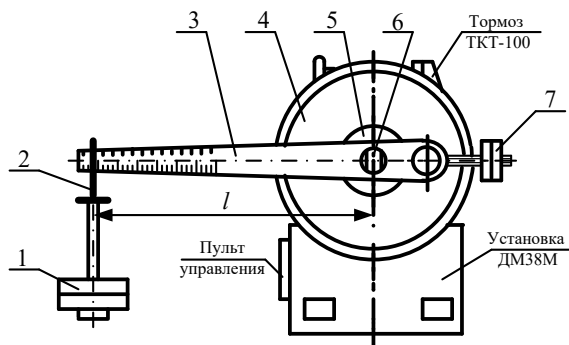


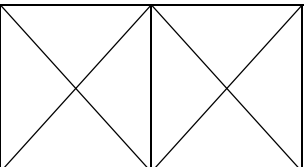
Рисунок 3.22 – Схема установки приспособления:
 1 – тарированный груз (гири); 2 – отвес; 3 – рычаг; 4 – сменные инерционные диски;
 6 – прижимной диск; 6 – гайка; 7 – противовес

Суммарный момент сил сопротивлений и сил трения определяют как произведение веса груза $G = mg$ на плечо l .

После этого снимают приспособление и ослабляют пружину тормоза. Измеренные и расчетные параметры заносят в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Определение моментов статических сопротивлений повороту вала

Рассчитываемые параметры	Измеряемые параметры		Усилие нажатия колодок на тормозной шкив, Н		
			0 (свободный выбег)	100	200
	Масса груза, кг	Плечо, м	$M_c = mgl$	$M_{c1} = M_c + M_{T1} = m_1gl_1$	$M_{c2} = M_c + M_{T2} = m_2gl_2$
Момент статических сопротивлений повороту вала $M_c, Н \cdot м$	m	l			
Момент статических сопротивлений повороту вала при включенном тормозе $M_{c1}, Н \cdot м$	m_1	l_1			

Момент статических сопротивлений повороту вала при включенном тормозе M_{c2} , Нм	m_2	l_2	
КПД установки η	согласно зависимости (3.27)		

3.4 Подключают лабораторную установку ДМ38М к электросети напряжением 380 вольт и тумблером «Сеть» включить электродвигатель. Удерживая кнопку «Разгон» в нажатом положении, устанавливают постоянную частоту вращения вала n_1 . После этого отпускают кнопку и, кратковременно нажав кнопку «Выбег», фиксируют по электросекундомеру время t_c до полной остановки вала.

3.5 Определяют время t_c^T до полной остановки вала, предварительно установив заданное преподавателем усилие нажатия тормозных колодок. При этом после отпускания кнопки «Разгон» нажимают кнопку «Торможение»

3.6 Рассчитывают по формуле (3.25) величину момента инерции J вращающихся масс:

- 1) через сопротивление вращению вала M_c и время свободного выбега t_c ;
- 2) через суммарный момент сил сопротивления и сил трения ($M_T + M_c$) и время торможения t_c^T .

3.7 Определяют маховый момент GD^2_1 ротора электродвигателя и вращающихся масс установки по формуле (3.26).

3.8 Определяют КПД установки по формуле (3.27).

3.9 Закрепляют на валу один съемный диск, навесить защитный кожух и, отрегулировав заданное усилие нажима колодок тормоза на шкив, кнопкой «Разгон» устанавливают постоянную частоту вращения вала n_1 . После этого отпускают кнопку и, кратковременно нажав кнопку «Торможение», фиксируют по электросекундомеру время t_T^T до полной остановки вала. Определяют момент инерции вращающихся масс J и суммарный маховый момент GD^2_2 по формулам (3.25) и (3.26).

3.10 Установив на вал второй съемный диск (не снимая ранее установленного), повторяют действия, аналогичные п. п. **3.9**. Определяют момент инерции вращающихся масс J и суммарный маховый момент GD^2_3 .

3.11 Определяют маховые моменты сменных дисков, учитывая, что:

- маховый момент первого сменного диска $GD^2_{д1} = GD^2_2 - GD^2_1$;
- маховый момент второго сменного диска $GD^2_{д2} = GD^2_3 - GD^2_2$.

3.12 Результаты измерений и вычислений заносят в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 – Определение моментов инерции и маховых моментов вращающихся масс электропривода

Кол-во установленных сменных дисков	Измеряемые и расчетные параметры	Усилия нажатия колодок на тормозной шкив, Н		
		0	100	200
–	t – время свободного выбега/ время торможения, с			
	J_1 – момент инерции вращающихся масс (без сменных дисков), кг·м ²			
	GD^2_1 – маховый момент вращающихся масс, кг·м ²			
один	t^t_T – время торможения, с			
	J_2 – момент инерции вращающихся масс с одним установленным диском, кг·м ² ;			
	GD^2_2 – маховый момент вращающихся масс, кг·м ²			
	Маховый момент съёмного диска $GD^2_{д1} = GD^2_2 - GD^2_1$			
два	t^t_T – время торможения, с			
	J_3 – момент инерции вращающихся масс с двумя установленными дисками, кг·м ² ;			
	GD^2_3 – маховый момент вращающихся масс, кг·м ²			
	Маховый момент второго съёмного диска $GD^2_{д2} = GD^2_3 - GD^2_2$			

4 Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Постановка задач, подлежащих выполнению.
- 3 Расчетная схема установки.
- 4 Таблицы результатов измерений и вычислений.
- 5 Выводы.

5 Вопросы для самоконтроля

- 1) В чем состоит физический смысл понятия «момент инерции вращающихся масс»?
- 2) В чем состоит физический смысл понятия «радиус инерции»?
- 3) На чем основан метод свободного выбега?
- 4) Как изменится время выбега установки, если на валу двигателя установить маховик?

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

Таблица А.1 – Основные параметры асинхронных трехфазных двигателей с короткозамкнутым ротором серии АИР (по ТУ РБ-05755950-420-93)

Тип двигателя	Мощность, кВт	Номинальная (асинхронная) частота вращения, об/мин	Отношение крутящего момента к номинальному		Масса, кг
			$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$	
АИР56А2	0,18	2730	2,2	2,2	3,5
АИР56В2	0,25	2700	2,2	2,2	3,8
АИР63А2	0,37	2730	2,2	2,2	5,2
АИР63В2	0,55	2730	2,2	2,2	6,1
АИР71А2	0,75	2820	2,6	2,7	8,7
АИР71В2	1,10	2800	2,2	2,4	9,5
АИР80А2	1,50	2880	2,2	2,6	12,4
АИР80В2	2,20	2860	2,1	2,6	15,0
АИР90L2	3,00	2860	2,3	2,6	19,0
АИР100S2	4,00	2850	2,0	2,4	26,0
АИР100L2	5,50	2850	2,1	2,4	31,5
АИР112M2	7,50	2900	2,0	2,2	40,0
АИР132M2	11,00	2910	1,6	2,2	60,4
АИР160S2	15,00	2920	2,1	3,0	95,7
АИР160M2	18,50	2920	2,2	3,0	96,9
АИР180S2	22,00	2930	2,2	2,9	118,9
АИР180M2	30,00	2930	2,4	2,9	137,9
АИР56А4	0,12	1350	2,2	2,2	3,6
АИР56В4	0,18	1350	2,2	2,2	4,2
АИР63А4	0,25	1320	2,2	2,2	5,1
АИР63В4	0,37	1320	2,2	2,2	6,0
АИР71А4	0,55	1360	2,3	2,4	8,1
АИР71В4	0,75	1350	2,5	2,6	9,4
АИР80А4	1,10	1420	2,2	2,4	11,9
АИР80В4	1,50	1410	2,2	2,4	13,8
АИР90L4	2,20	1430	2,0	2,4	18,1
АИР100S4	3,00	1410	2,0	2,2	23,0
АИР100L4	4,00	1410	2,1	2,4	29,2
АИР112M4	5,50	1430	2,0	2,5	38,5
АИР132S4	7,50	1440	2,0	2,5	53,5
АИР132M4	11,00	1450	2,4	2,9	66,3
АИР160S4	15,00	1460	2,3	2,7	97,1

АИР160М4	18,50	1460	2,3	2,7	103,9
АИР180S4	22,00	1460	2,4	2,5	129,9

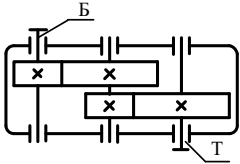
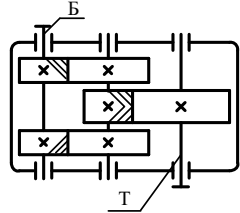
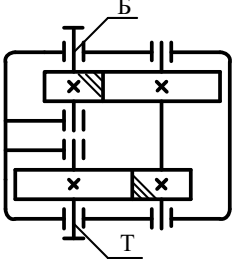
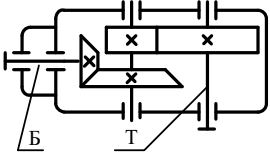
Окончание таблицы А1

Тип двигателя	Мощность, кВт	Номинальная (асинхронная) частота вращения, об/мин	Отношение крутящего момента к номинальному		Масса, кг
			$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$	
АИР180М4	30,00	1460	2,4	2,5	150,9
АИР63А6	0,18	860	2,2	2,2	4,8
АИР63В6	0,25	860	2,2	2,2	5,6
АИР71А6	0,37	900	2,1	2,2	8,6
АИР71В6	0,55	920	1,9	2,2	9,9
АИР80А6	0,75	920	2,1	2,2	11,6
АИР80В6	1,10	920	2,2	2,3	15,3
АИР90L6	1,50	940	2,0	2,3	19,0
АИР100L6	2,20	940	1,9	2,2	27,0
АИР112МА6	3,00	950	2,0	2,2	33,4
АИР112МВ6	4,00	950	2,0	2,2	38,8
АИР132S6	5,50	960	2,0	2,2	52,3
АИР132М6	7,50	950	2,0	2,2	64,5
АИР160S6	11,00	970	1,9	2,6	98,3
АИР160М6	15,00	970	2,0	2,6	113,9
АИР180М6	18,50	980	2,0	2,7	138,9
АИР71В8	0,25	680	1,6	1,9	9,9
АИР80А8	0,37	680	2,0	2,3	12,8
АИР80В8	0,55	680	2,0	2,1	14,8
АИР90LА8	0,75	700	1,5	2,0	17,7
АИР90LВ8	1,10	710	1,5	2,2	20,5
АИР100L8	1,50	710	1,6	2,0	24,0
АИР112МА8	2,20	700	1,8	2,2	33,4
АИР112МВ8	3,00	700	1,8	2,2	39,0
АИР132S8	4,00	700	1,8	2,2	52,2
АИР132М8	5,50	700	1,8	2,2	62,2
АИР160S8	7,50	720	1,7	2,3	86,9
АИР160М8	11,00	720	1,7	2,3	108,9
АИР180М8	15,00	730	1,8	2,4	138,9

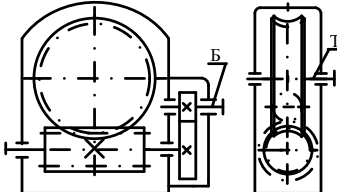
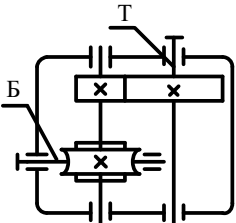
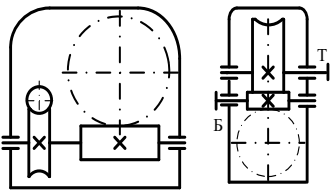
ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)

Таблица Б.1 – Соотношения передаточных чисел быстроходной и тихоходной ступеней двухступенчатых редукторов

Тип редуктора	Кинематическая схема редуктора	Соотношения и средние значения передаточных чисел в редукторах	
		Быстроходная ступень, u_b	Тихоходная ступень, u_t
Двухступенчатый по развернутой схеме		$\frac{u_{ред}}{u_t}$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$
		3,15–5,00	2,0–5,0
Двухступенчатый соосный		$\frac{u_{ред}}{u_t}$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$
		3,15–6,30	2,5–5,0
Коническо-цилиндрический		$\frac{u_{ред}}{u_t}$	$1,1\sqrt{u_{ред}}$
		1,0–4,0	2,0–5,0

Окончание таблицы Б.1

Тип редуктора	Кинематическая схема редуктора	Соотношения и средние значения передаточных чисел в редукторах	
		Быстроходная ступень, u_6	Тихоходная ступень, $u_т$
Цилиндрическо-червячный		1,60–3,15	$\frac{u_{ред}}{u_6}$ $u_{чер} = 16–50$
Червячно-цилиндрический		$u_{чер} = 16–50$	$u_{цил} \leq 2–5$ или $u_{цил} = (0,03–0,06)u_{ред}$
Двухступенчатый червячный		$0,95\sqrt{u_{ред}}$	$\frac{u_{ред}}{u_6}$

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Задания к контрольной работе по теме «Кинематический расчет приводов механизмов» для студентов заочного обучения

По приведенным в таблице В.1 данным необходимо:

- 1) начертить кинематическую схему привода;
- 2) выполнить разбивку общего передаточного отношения привода $i_{пр}$ по ступеням, подобрав для каждой передачи (ступени) привода оптимальное передаточное число u ;
- 3) выразить u каждой ступени привода через геометрические характеристики передачи.

Таблица В.1 – Варианты заданий к контрольной работе

Номер задания	Условное обозначение привода*	Общее передаточное отношение привода механизма $i_{пр}$ для вариантов				
		1	2	3	4	5
1	ЭД – ЧЦР – ЦП	20	24	28	32	36
2	ЭД – СОР – ЦП	10	12	14	16	20
3	ЭД – КРП – 2 ^х ЧР	120	124	128	132	136
4	ЭД – КЦР – ОЦП	12	14	16	18	20
5	ЭД – ЦЧР – ОКП	24	26	30	32	36
6	ЭД – КЦР – ЦП	8	10	12	16	18
7	ЭД – КРП – 2 ^х ЦР – ЦП	36	40	42	44	46
8	ЭД – КРП – СОР	8	10	12	14	16
9	ЭД – 2 ^х ЦР – ОЦП – ОКП	12	24	32	36	48
10	ЭД – 2 ^х ЧР – ЦП	120	124	128	132	140

* Условные обозначения:

КРП – клиноремная передача; КЦР – коническо-цилиндрический редуктор; ОКП – открытая коническая передача; ЦП – открытая цилиндрическая передача; СОР – соосный редуктор; ЦП – цепная передача; ЦР – цилиндрический редуктор; ЦЧР – цилиндрическо-червячный редуктор; ЧЦР – червячно-цилиндрический редуктор; ЭД – электродвигатель. 2^д – двухступенчатый.

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

1 ГОСТ 591-69. Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски.

2 ГОСТ 592-81. Звездочки для пластинчатых цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. Предельные отклонения.

3 ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры.

4 ГОСТ 2.770-68. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.

5 ГОСТ 2.701-2008. Единая система конструкторской документации. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению.

6 ГОСТ 2.703-2011. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения кинематических схем.

7 ГОСТ 3189-89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений.

8 ГОСТ 3395-89. Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения.

9 ГОСТ 5813-76. Ремни вентиляторные клиновые и шкивы для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов. Технические условия.

10 ГОСТ 6982-75. Ремни приводные хлопчатобумажные цельнотканые пропитанные. Технические условия.

11 ГОСТ 9484-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная. Профили.

12 ГОСТ 10177-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная. Профиль и основные размеры.

13 ГОСТ 12289-76. Передачи зубчатые конические. Основные параметры.

14 ГОСТ 13568-75. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия.

15 ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения.

16 ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.

17 ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.

18 **ГОСТ 18498-89**. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения.

19 **ГОСТ 18697-73**. Ремни приводные кожаные плоские. Технические условия.

20 **ГОСТ 19325-73**. Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения.

21 **ГОСТ 19326-73**. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.

22 **ГОСТ 19523-81**. Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А мощностью от 0,06 до 400 кВт. Общие технические условия.

23 **ГОСТ 19650-97**. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров.

24 **ГОСТ 19624-74**. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.

25 **ГОСТ 19672-74**. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка.

26 **ГОСТ 23179-78**. Подшипники качения радиальные шариковые однорядные гибкие. Технические условия.

27 **ГОСТ 23831-79**. Ремни плоские приводные резинотканевые. Технические условия.

28 **ГОСТ 24793-81**. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная многозаходная.

29 **ГОСТ Р 50369-92**. Электроприводы. Термины и определения.

30 **ГОСТ Р 50371-92**. Муфты механические общемашиностроительного применения. Термины и определения.

31 **ГОСТ Р 50891-96**. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия.

32 **ТУ 16-525.564-84**. Двигатели асинхронные АИР71УЗ - АИР100УЗ.

33 **ТУ РБ 05755950-420-93**. Двигатели трёхфазные асинхронные серии АИР.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т.; под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001.– Т.1 – 920 с.; Т.2 – 912 с.; Т.3 – 864 с.

2 **Гузенков, П. Г.** Детали машин: учеб. – М. : Высш. шк., 1986. – 359 с.

3 **Врублевская, В. И.** Детали машин и основы конструирования : учеб. пособие / В. И. Врублевская, В. Б. Врублевский – Гомель: УО «БелГУТ», 2006. – 433 с.

4 **Гулиа, Н. В.** Детали машин: учеб. / Н. В. Гулиа, В. Г. Клоков, С. А. Юрков; под общ. ред. Н. В. Гулиа. – М.: Издат. центр «Академия», 2004. – 416 с.

5 **Дунаев, П. Ф.** Детали машин: учеб. пособие. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов – Высш.шк., 1990. – 399 с.

6 Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Е. И. Соболев [и др.]; под общ. ред. М. Н. Ерохина – М.: Колос, 2005.– 462 с.

7 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учеб. / Под ред. В. А. Финогенова – М. : Высш. шк., 2000. – 383 с.

8 **Ицкович, Г. М.** Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин / Г. М. Ицкович [и др.] – М. : Машиностроение, 1974. – 287 с.

9 **Кузьмин, А. В.** Расчеты деталей машин : справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов – Мн. : Выш шк., 1986. – 400 с.

10 Лабораторный практикум по курсу «Детали машин и основы конструирования» / В. А. Довгяло [и др.] – Гомель : УО «БелГУТ», 1999. – 50 с.

11 **Олофинская, В. П.** Детали машин: учеб. пособие / В. П. Олофинская – М. : ФОРУМ, 2012. – 240 с.

12 **Решетов, Д. Н.** Детали машин: учеб. /– Д. Н. Решетов – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.

13 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования: учеб. / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда – Мн. : Выш. шк., 2006. – 560 с.

14 **Тюняев, А. В.** Детали машин: учеб. / А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В. А. Вагнер – СПб. : Изд-во «Лань», 2013.— 736 с.

15 **Чернавский, С. А.** Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / С. А. Чернавский [и др.] – М. : Машиностроение, 1988.– 416 с.

16 **Поляков, В. С.** Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский – Л. : Машиностроение, 1979. – 343 с.

Учебное издание

Довгяло Владимир Александрович
Ташбаев Алексей Алексеевич

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Учебно-методическое пособие по выполнению
практических и лабораторных работ

Редактор А. А. Емельяненко
Технический редактор
Компьютерный набор и верстка

Подписано в печать 2019 г. Формат бумаги
Бумага газетная. Гарнитура Times. Печать офсетная.
Усл.печ.л. Уч.изд. л. Тираж 150 экз.
Зак. № Изд.№

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский государственный университет транспорта.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/361 от 13.06.2014.
№ 2/104 от 01.04.2014.
№ 3/1583 от 14.11.2017
Ул. Кирова, 34, 246653, Гомель