

Кафедра «Инженерных дисциплин»	76/11
«Прикладная механика»	1 стр. из 61

## ЛЕКЦИОННЫЙ КОМПЛЕКС

**Дисциплина: «Прикладная механика»**

**Код дисциплины: РМ 2206**

**Название и шифр ОП: Проектирование фармацевтического  
производств**

**Объем учебных часов (кредитов): 90 часов (3 кредита)**

**Курс и семестр изучения: 2 курс, 4 семестр;**

**Объем лекции: 5 часов**

Кафедра «Инженерных дисциплин»	76/11
«Прикладная механика»	2 стр. из 61

Лекционный комплекс разработан в соответствии с МУП по ОП  
«Теоретическая и прикладная механика» и обсужден на заседании кафедры.

Протокол: №\_\_от\_\_\_\_ «\_\_»\_\_\_\_2024 г.

Зав.кафедрой                      Байзаков О.Д.

## Лекция №1

**1. Тема:** Содержание дисциплины «Прикладная механика» и ее значение для инженерного образования. Основные понятия и определения предмета. Виды и группировка механизмов. Звено механизма и их классификация. Общие сведения об аппаратах и приборах.

**2. Цель:** Ознакомление содержанием дисциплины ПМ. Изложение основные понятия и определения. Изучение классификации машин и оборудования и виды механизмов. Формирование общего сведения об аппаратах и приборах.

### 3. Тезисы лекции:

#### 1. Содержание дисциплины ПМ и ее значение для инженерного образования.

Современный этап индустриально-инновационного развития в Республике требует решения ряда важнейших задач, среди них подготовка специалистов в совершенстве владеющих техникой и технологией производства. Подготовка этих специалистов не связывая теоретические знания с практикой является невозможным, поэтому будущий бакалавр-технолог химико-фармацевтической промышленности должен знать не только теорию механики и основные положения сопротивления материалов, но и ее применение.

В связи с образованием инженерно-технического направления при подготовке в ВУЗ-ах бакалавров по 6В07201 – Технология фармацевтического производства дисциплина «Прикладная механика» в образовательную программу была внесена в число базовых дисциплин. Прикладная механика – это общепромышленная дисциплина, которая изучает методы анализа и синтеза механизмов машин и оборудования, а также правила и нормы расчета и проектирования типовых деталей и сборочных единиц машин и аппаратов. Курс охватывает теорию машин и механизмов и основу конструирования изделий и оборудований медико-фармацевтического назначения.

#### 2. Основные понятия и определения

В производстве различных фармацевтических отраслей используется общие и специальные оборудованья, характерные только для конкретного технологического процесса. Еще на каждой стадии технологического цикла может использоваться другая специальная техника. В производстве используемые все оборудованья общего и специального назначения делятся на две группы: машины и аппараты. Машины и аппараты по способу управления могут быть механические и автоматизированные непрерывного или периодического действия.

Машина есть устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации в целях замены или облегчения физического и умственного труда человека, а также повышения его качества и производительности. Под термином «машина» обычно понимается механические устройства согласованно работающими частями, осуществляющие определенные движения, служащий для выполнения полезной работы. Из принципиальной схемы понятно, что машина состоит из двигателя как источник

энергии передаточного устройства, исполнительного механизма и системы управления.



Рис1. Принципиальная схема машины

Машины и оборудования по выполняемым функциям можно разделить на следующие классы: энергетические машины и оборудования; транспортные машины и технологические оборудования; информационной техники и машины; кибернетические машины.

Энергетические машины и оборудования предназначены для получения тепловой и электрической энергии. Энергетической машиной, называется машина, предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую или наоборот. В первом случае она носит название двигателя, во втором случае – генератора. Двигателями являются: паровые машины, турбины, электродвигатели, ДВС и т.д. В условиях медико-фармацевтического производства в качестве двигателей чаще всего используются электродвигатели и в меньшей степени паровые машины.

Транспортные машины и технологические оборудования относятся к рабочим машинам, с помощью которых производятся изменения формы, свойств и положения объектов труда. Рабочие машины используются во всех отраслях народного хозяйства.

Информационной техникой и машиной назначается для преобразования информации. К этим машинам относятся все средства массовой информации и компьютерные техники. Кибернетической машиной называется машина, заменяющая или имитирующая различные механические, физиологические, или биологические процессы, присущие человеку и живой природе, и обладающая элементами искусственного интеллекта. Это – автооператоры, роботы, манипуляторы и искусственные органы.

Машины бывают обычными механическими и машинами-автоматами. Процессы преобразования энергии, материалов и информации, выполняемой машиной, в некоторых случаях происходят без непосредственного участия человека. Такие машины получили название машин-автоматов. Совокупность машин-автоматов, соединенных между собой и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса, называется автоматической линией.

### 3. Виды и группировки механизмов

Обычные машины и оборудования представляют собой совокупность многих устройств и механизмов. Система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел, называется механизмом. Механизмы, входящие в состав машины, весьма разнообразны. Один из них представляют твердые тела, другие из них состоят их несколько твердых тел. Следующие имеют в своем основном составе гидравлические, пневматические, электрические, магнитные и другие устройства. Соответственно такие механизмы называются гидравлическими, пневматическими, электрическими и т.д.

В производстве используемые механизмы по структурным и конструктивным особенностям делятся на шарнирно-рычажные, зубчато-червячные, кулачково-эксцентрикковые, винтовые, планетарные и механизмы с гибкой связью. С точки зрения их функционального назначения механизмы машин группируются на следующие виды:

- а) механизмы двигателей и преобразователи энергии или движения
- б) передаточные и исполнительные механизмы
- в) механизмы управления, контроля и регулирования
- г) механизмы подачи, транспортировки, сортировки и подъема
- д) автоматические механизмы с электронными устройствами

Все машины и оборудования состоят из отдельных деталей. Деталь – это изделие, изготавливаемое из однородного материала без сборочных и монтажных операций. Детали могут быть простыми или сложными. Простые детали выполняют одну функцию. Сложные детали состоят из нескольких простых деталей. Детали не только составляют машины, но и определяют их работоспособность.

В соответствии с ГОСТ 2. 101-68 в состав машины кроме деталей входят сборочные единицы. Сборочная единица – изделие, состоящее из нескольких деталей, соединенных между собой с помощью сборочных или монтажных операций и имеющих общее функциональное назначение.

Детали в составе машины частично или полностью объединяют узлы. Узел тоже представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение. Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие, которые применяют почти во всех машинах. Эти детали и узлы называют общего назначения и изучаются в курсе прикладной механики. Все другие детали и узлы относятся к специальному назначению и изучаются в специальных инженерных курсах. Детали общего назначения применяют в очень больших количествах и во всех отраслях.

### 4. Звено механизма и их классификация.

Всякий механизм состоит из отдельных деталей. В механизмах стационарного типа некоторые детали являются неподвижными, другие детали движутся относительно их. Каждая подвижная деталь или группа деталей,

образующие одну жёсткую подвижную систему тел, носит названия подвижного звена механизма. Таким образом, шатун двигателя является одним подвижным звеном, хотя шатун состоять из нескольких деталей; тела шатуна, крышек, болтов, стягивающие крышки и т.д. Все неподвижные детали образуют одну жесткую неподвижную систему тел, которая называется неподвижным или стойким звеном. Например, корпус двигателя с подшипниками вала образуют одно неподвижное звено или стойку.

Звеном называют одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма. Звено механизма которому сообщается движение, преобразуемое в требуемое движение других звеньев механизма, называется входным звеном. Звено механизма, совершающее требуемое движение, для которого предназначен механизм, называется выходным звеном. Соответственно их параметры тоже называются данные при входе и выходе.

В практике в основном применяют термин ведущее и ведомое звено. Звенья, которые передаются движению, для приведения движения других звеньев механизма называются ведущими. А звенья, которых получает движения, для выполнения требуемую функцию называется ведомым. Остальные относятся промежуточными и называются соединительными. В большинстве случаев входное звено является и ведущим, но, конечно, могут быть случаи инверсии, когда входное звено становится ведомым.

### **5. Общие сведения об аппаратах и приборах**

При производстве лекарственных препаратов и лекарств, кроме машин широко используются различные аппараты и приборы. Если в предприятии к группе машин относятся все техники, имеющее движущиеся части, посредством которых осуществляется механическое воздействие на обрабатываемый продукт, то группе аппаратов относятся остальные оборудования, в которых осуществляется такое воздействие на вещества, в результате происходит изменение их физических или химических свойств.

Аппарат – устройство, в котором на продукт или на исходные материалы осуществляется воздействие, сопровождающееся изменением физико-химических свойств или их агрегатного состояния. Характерной особенностью аппаратов является обязательное наличие рабочего пространства, в котором осуществляется процесс. В некоторых аппаратах используется движущиеся приспособления или устройства, которые выполняют вспомогательные или дополнительные роли.

Прибор – общее название устройств и контрольных инструментов предназначенных для измерения, вычисления, наблюдения, управления движениями машин, регулирование технологических процессов, а также для определения значения или количества различных параметров. Машины и оборудования зачастую оснащены множеством приборами. Приборы также встречаются в виде отдельных устройств.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	76/11
«Прикладная механика»	7 стр. из 61

**4. Иллюстративный материал:** плакаты, слайды, макеты механизмов и деталей машин, видеоролик действующего механизма.

#### **5. Литература:**

##### **Основная:**

1. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. Учебник -М: Машиностроение, 2016.-576 с.
2. Скайбеда А.Т. Прикладная механика. Учебник. -М: Альянс, 2016.-522 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник.-М.:Альянс, 2016 . - 640 с.
4. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. Учебник.- М.:Высшая школа, 2009. -316 с.
5. Ищенко В.И. Промышленная технология лекарственных средств. Учебник – Витебск, 2012 -565с.
6. Эрдеди А.А. Теория механизмов и детали машин: Учебник - М.: Машиностроение, 2016. -516с.
7. Торланова Б.О. Машины и автоматы для фасовки лекарственных форм. Учебное пособие.-Шымкент: ЮКГМА, 2003-162с.
8. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Структурный анализ механизмов. Методическое указание – Шымкент, ЮКГУ, 2014 – 56с.

##### **Дополнительная:**

1. Николаенко В.Л. Прикладная механика. Учебное пособие. – Минск.: Изд-во Гревцова, 2010. – 386 с.
2. Олофинский В.П. Детали машин. Учебное пособие -М: Форум., 2006.-208 с.
3. Муравьев И.А. Технология лекарств. Учебник, Т.1 – М: Изд-во Медицина, 1980 – 704 с.
4. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Основы конструирования и детали машин. Методические указания. – Шымкент.: ЮКГУ, 2017. – 31 с.
5. Мырзалиев Д.С. Курс теоретической и прикладной механики. Учеб.пособие. – Шымкент, 2008. – 186 с.

##### **Электронные ресурсы:**

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулиа, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

#### **6. Контрольные вопросы:**

1. Свободное движение твердого тела и их ограничение. Число связей.
2. Терминологическое название деталей машин, звеньев механизма и элементов конструкции.
3. Что такое звено и какие виды бывают. Понятие о деталях машин.
4. Кинематические пары и их классификация.



Кафедра «Инженерных дисциплин»	76/11
«Прикладная механика»	8 стр. из 61

5. Уметь определить условные обозначения и изображения в схемах.
6. Понятие и пояснения о механизмах и машинах, об оборудовании и аппаратах.
7. Что такое кинематическая цепь и какие виды бывают у них.
8. Уметь отличать ведущие, промежуточные и ведомые звенья в составе механизма.
9. Определение степени свободы плоского и пространственного механизма.
10. Классификация механизмов в составе машин и оборудования.
11. Что такое кинематическое соединение и как их изготовить.
12. Разложение на группы Ассур при различных вариантах начальных звеньев.
13. Используемые формулы при вычислении степени свободы механизма.
14. Звенья в составе механизма и их названия.
15. Как определяется виды, класс и порядок структурных групп.

## Лекция №2

**1. Тема:** Передачи и их назначение. Механические передачи и их параметры. Передачи с зацеплением. Зубчатые передачи и их классификация. Геометрия и кинематика цилиндрических передач. Общие сведения и расчеты конических и червячных передач.

**2. Цель:** Изучение передачи и их назначение, механические передачи, виды и параметры. Освоение передачи с зацеплением и их классификации. Подробное разложение цилиндрических, конических и червячных передач. Знать отличие конических и червячных передач.

**3. Тезисы лекции:**



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	9 стр. из 61

*Механическими передачами, или передачами, называют механизмы, передающие энергию от двигателя к рабочим органам машины с преобразованием скоростей, сил или моментов, а иногда и характера движения.*

***Основные причины применения передач в машинах:***

- требуемые скорости рабочих органов машины часто не совпадают со скоростями стандартных двигателей;
- скорости рабочего органа машины часто необходимо регулировать (изменять) в процессе работы;
- большинство рабочих органов машин должны работать при малых скоростях и обеспечивать большие вращающие моменты, а высокооборотные двигатели экономичнее;
- двигатели изготовляют для равномерного вращательного движения, а в машинах иногда требуется прерывистое поступательное движение с изменяющимися скоростями.

***Классификация передач:***

- по принципу передачи движения: передачи трением и передачи зацеплением; внутри каждой группы существуют передачи непосредственным контактом и передачи гибкой связью;
- по взаимному расположению валов: передачи с параллельными валами (цилиндрические), передачи с пересекающимися осями валов (конические), передачи со скрещивающимися валами (червячные, цилиндрические с винтовым зубом, гипоидные);
- по характеру передаточного числа: с постоянным передаточным числом и с бесступенчатым изменением передаточного числа (вариаторы).

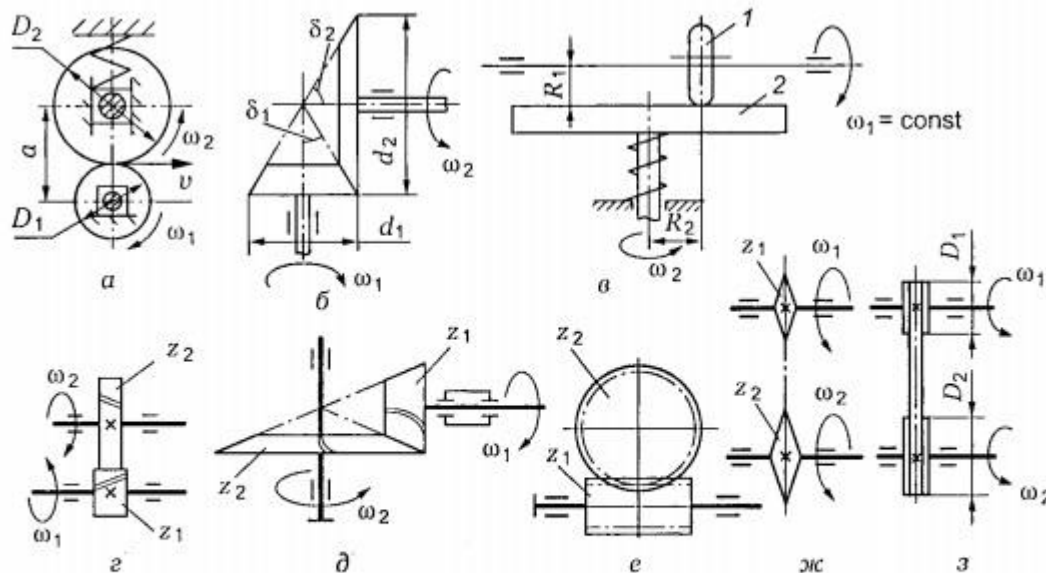


Рис. 1.1. Кинематические схемы механических передач: а — цилиндрическая фрикционная передача; б — коническая фрикционная передача; в — фрикционный вариатор: 1 — ролик; 2 — ведомый диск; г — цилиндрическая зубчатая передача; д — коническая зубчатая передача; е — червячная передача; ж — цепная передача; з — ременная передача

### Общий КПД передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n,$$

где  $\eta_1, \eta_2, \eta_n$  — КПД ступеней.

Например, для привода, изображенного на рис. 1.2, а, общий КПД

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_p \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{подш}}^2,$$

где  $\eta_p$  — КПД ременной передачи;  $\eta_{\text{ц}}$  — КПД цилиндрической зубчатой передачи;  $\eta_{\text{подш}}$  — КПД подшипников.

Для передачи, изображенной на рис. 1.3, можно записать

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_2 = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{\text{общ}} = u_1 u_2; \quad \omega_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{вх}}}{u_{\text{общ}}}.$$

$$\text{Скорости валов: } \omega_1 = \omega_{\text{дв}}; \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1}; \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2}.$$

$$\text{Мощности на валах: } P_2 = P_1 \eta_1; \quad P_3 = P_2 \eta_2.$$

$$\text{Вращающие моменты на валах: } T_2 = T_1 u_1 \eta_1; \quad T_3 = T_2 u_2 \eta_2.$$

### Классификация зубчатых передач

В зубчатых передачах движение передается за счет зацепления пары зубчатых колес. Меньшее колесо сцепляющейся пары называют *шестерней*, большее — *колесом*.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	11 стр. из 61

Зубчатые передачи применяют при любом расположении осей колес. При параллельном расположении осей колес используют *цилиндрическую передачу*, при пересекающихся осях — *коническую передачу*, при скрещивающихся осях валов — *винтовые, гипоидные, спироидные* (рис. 3.1).

Зубчатые передачи выполняют в основном *закрытыми* — работающими в корпусе и со смазкой.

*Открытые* передачи, работающие на воздухе без смазки, обычно отличаются крупными размерами. Для них характерно ускоренное изнашивание.

В зависимости от расположения зубьев на колесе различают *прямозубые, косозубые, шевронные колес* и колес с круговыми зубьями (рис. 3.1, *а—в, и, к*).

Винтовые передачи (зубчатые цилиндрические передачи с винтовым зубом) из-за повышенного скольжения и низкой нагрузочной способности применяют ограниченно (рис. 3.1, *е*).

Для преобразования вращательного движения в поступательное применяют передачу шестерня — рейка (рис. 3.1, *г*).

В зависимости от формы профиля зубьев передачи делятся на передачи с эвольвентными зубьями и зубьями очерченными дугами окружности (передача Новикова).

В зависимости от взаимного положения колес различают передачу с внешним (рис. 3.1, *а*) и с внутренним (рис. 3.1, *д*) зацеплением.

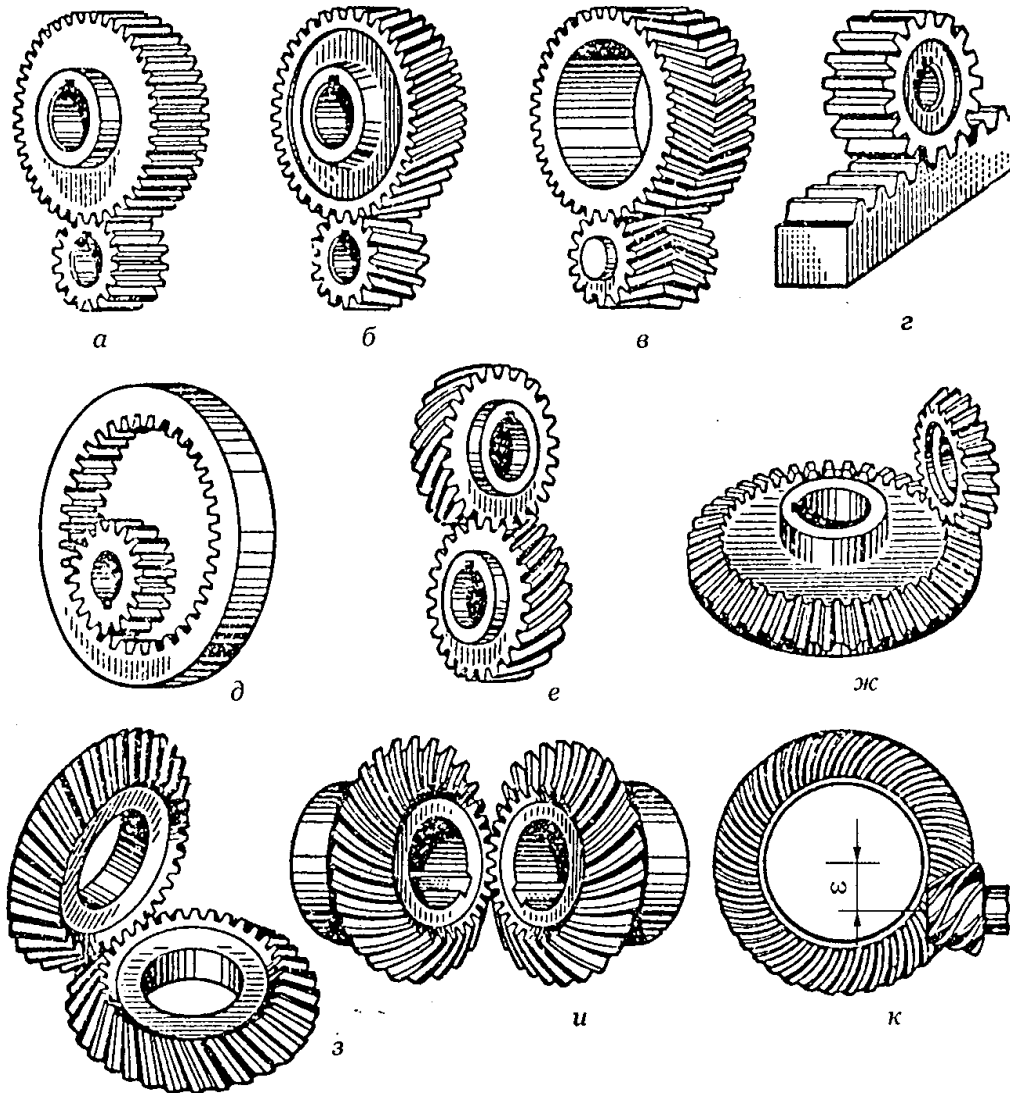
### **Геометрия и кинематика зубчатых колес**

Поверхности взаимодействующих зубьев должны обеспечить *постоянство передаточного числа*. Профили зубьев должны подчиняться определенным требованиям, вытекающим из *основной теоремы зацепления*: общая нормаль, проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами  $O_1 O_2$  на части, обратно пропорциональные угловым скоростям (рис. 3.2).

Практическое применение получило *эвольвентное* зацепление благодаря технологичности и достаточно высокой несущей способности. Рабочими профилями зубьев колес служит эвольвента. Каждое эвольвентное колесо нарезано так, что может сцепляться с соответствующими колесами, имеющими любое число зубьев.

Все геометрические параметры зубчатых передач стандартизированы.

С кинематической точки зрения зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения двух окружностей с диаметрами  $O_2 P$  и  $O_1 P$ .



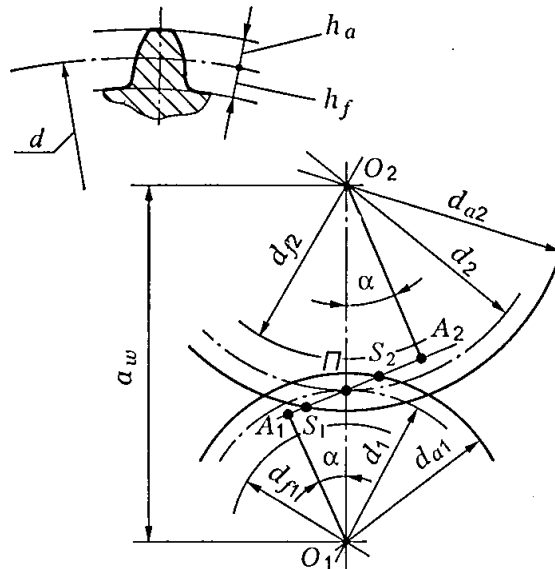
**Рис. 3.1.** Типы зубчатых передач: цилиндрические с внешним зацеплением (*a* — с прямозубыми колесами; *б* — с косозубыми колесами; *в* — с шевронными колесами); *г* — шестерня — рейка; *д* — цилиндрические с прямыми зубьями и внутренним зацеплением; *е* — цилиндрическая винтовая; конические передачи (*ж* — с коническими прямозубыми колесами; *з* — с коническими косозубыми колесами; *и* — с круговыми зубьями; *к* — гипоидная передача со скрещивающимися валами);  $\varepsilon$  — расстояние между осями валов

В качестве основного параметра зубчатых колес принят модуль.

*Модуль* — расчетная величина, равная отношению окружного шага зубьев  $p_t$  по делительной окружности к числу  $\pi$ :

$$m = \frac{p_t}{\pi}.$$

*Шаг зацепления* — расстояние между двумя одноименными профилями соседних зубьев по делительной окружности. Шаги сцепляющих зубьев должны быть равны.



**Рис. 3.2.** Геометрия цилиндрической передачи:  $\Pi$  — полюс зацепления;  $A_1A_2$  — линия зацепления;  $S_1S_2$  — длина активной линии зацепления;  $\alpha$  — угол зацепления;  $a_w$  — межосевое расстояние;  $d_1, d_2$  — диаметры делительных окружностей;  $h_a, h_f$  — высота головки и ножки зуба соответственно;  $d_{f1}, d_{f2}$  — диаметры окружностей впадин;  $d_{a1}, d_{a2}$  — диаметры окружностей выступов

*Делительная окружность* делит зуб на две части: головку и ножку.

Геометрия цилиндрических колес определяется несколькими концентрическими окружностями.

*Начальные окружности* — это сопряженные окружности двух сцепляющихся колес. Их радиусы равны  $O_1\Pi$  и  $\Pi O_2$ . Начальные окружности относятся только к зацеплению пары колес. При изменении межосевого расстояния  $O_1O_2$  диаметры начальных окружностей также меняются.

Делительная окружность принадлежит каждому отдельно взятому колесу. Делительная окружность является начальной при зубонарезании, при зацеплении колеса с производящей рейкой. У большинства зубчатых передач делительные окружности совпадают с начальными:

$$|O_1\Pi| = \frac{d_1}{2}; \quad |O_2\Pi| = \frac{d_2}{2}.$$

Основные параметры зубчатого колеса могут быть выражены через модуль  $m$ .

Диаметр делительной окружности  $d = mz$ , где  $z$  — число зубьев.

Диаметр окружности выступов  $d_a = d + 2h_a = m(z + 2)$ .

Диаметр окружности впадин  $d_f = d - 2h_f = m(z - 2,5)$ .



Высота головки зуба  $h_a = m$ .

Высота ножки зуба  $h_f = 1,25m$ .

Для обеспечения взаимозаменяемости модули зубьев цилиндрических колес стандартизированы (см. табл. П1 Приложения).

При передаче движения зубья колес сцепляются на линии  $A_1A_2$  (линия зацепления). Линия зацепления образует с касательной, проведенной в точке касания  $P$  (полюс зацепления), угол зацепления  $\alpha$ ; для цилиндрических колес  $\alpha = 20^\circ$ .

Линия  $A_1A_2$  — общая нормаль к поверхностям зубьев в точке касания. Практически зацепление происходит между точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин колес  $S_1S_2$ .

Основным геометрическим параметром цилиндрической передачи является межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = m(z_1 + z_2).$$

Межосевые расстояния и передаточные числа цилиндрических зубчатых колес стандартизованы (см. табл. П4, П5 Приложения).

Непрерывность работы передачи обеспечена, если последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей (перекрытие). Коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  — отношение длины активной линии зацепления к основному шагу,  $\varepsilon_\alpha > 1$ .

### **Материалы**

Основные требования к материалам:

- прочность поверхностного слоя и высокое сопротивление истиранию;
- достаточная прочность при изгибе;
- обрабатываемость, возможность получения достаточной точности и чистоты поверхности.

Основным материалом зубчатых колес является *сталь*, используют также *чугун* и *пластмассу*. Для уменьшения опасности повреждения поверхности зубьев применяют термообработку. Твердость поверхности должна быть такой, чтобы получить колеса необходимой точности.

Наибольшее распространение получили углеродистые *стали* 35; 40; 50; 50Г. Применяют легированные стали 40Х; 45ХН. Углеродистые стали подвергают нормализации и улучшению, твердость поверхности 300...320 НВ.

Легированные стали закаливают, иногда применяют поверхностную закалку, цементацию, азотирование (НВ > 350).

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	15 стр. из 61

Применение *высокопрочных материалов* уменьшает габаритные размеры передачи и увеличивает ее долговечность. Однако колеса из таких материалов требуют повышенной точности изготовления и монтажа, а обработку резанием производят до термообработки. Рекомендации по выбору материалов и термообработке приводятся в табл. П7 Приложения.

Крупные зубчатые колеса из пластмассы применяют для обеспечения бесшумной работы. Шестерня из пластмассы работает с колесом из стали; нагрузочная способность таких передач невысока.



Для зубчатых передач основными причинами выхода из строя являются повреждения поверхности: усталостное выкрашивание для закрытых передач, работающих в масле, и износ поверхности для открытых передач.

В высоконагруженных и высокоскоростных передачах может возникнуть заедание — сваривание частиц металла с последующим отрывом от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности.

Все виды повреждений поверхности связаны с нормальными напряжениями в контакте зубьев  $\sigma_H$ , называемыми *контактными напряжениями*.

Основными критериями работоспособности зубьев являются контактная прочность и прочность при изгибе.

#### **Силы в зацеплении прямозубых колес**

Распределенную нагрузку на площадке контакта принято представлять в виде сосредоточенной силы, приложенной в точке зацепления и направленной по линии зацепления (рис. 4.1).

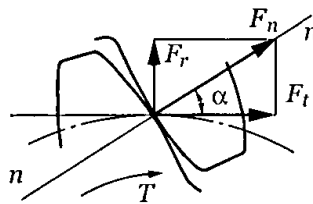


Рис. 4.1. Силы в зацеплении прямозубого колеса

Для расчетов силу  $F_n$  раскладывают на составляющие:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r,$$

где  $F_t$  — окружная сила,  $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$ ;

$F_r$  — радиальная сила,  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$ .

#### **Косозубые и шевронные зубчатые передачи**

У косозубых колес зубья образуют с образующей делительного цилиндра угол  $\beta$ . Оси колес остаются параллельными. Зубья нарезают теми же инструментами, что и прямые зубья. У пары зубчатых колес с внешним зацеплением одинаковые углы наклона зуба, но зубья противоположно направлены. У косозубого колеса параметры измеряют в торцовом (окружном) и нормальном ( $n-n$ ) направлениях (рис. 5.1).

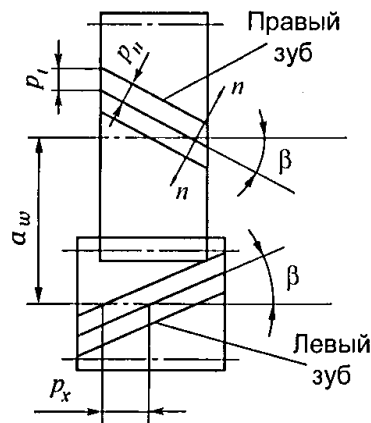


Рис. 5.1. Схема косозубых цилиндрических колес

### Геометрические параметры косозубых цилиндрических колес

Нормальный модуль:  $m = m_n = \frac{p_n}{\pi}$ .

Шаг в нормальном сечении  $p_n$ ; окружной шаг  $p_t$ .

Окружной модуль  $m_t = \frac{p_t}{\pi}$ .

Делительный диаметр  $d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}$ .

Диаметр вершин  $d_a = d + 2m_n$ ; диаметр впадин  $d_f = d - 2,5m_n$ .

Коэффициент осевого перекрытия косозубой передачи  $\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_x}$ , где

$b$  — ширина венца колеса;  $p_x$  — осевой шаг.

### Силы в зацеплении косозубой передачи

Нормальную силу  $F_n$  в зацеплении можно разложить на три составляющие (рис. 5.2, а):

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_a,$$

где  $\vec{F}_t$  — окружная сила,  $F_t = \frac{2T}{d}$ ;

$$\vec{F}_r \text{ — радиальная сила, } F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$\vec{F}_a \text{ — осевая сила, } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

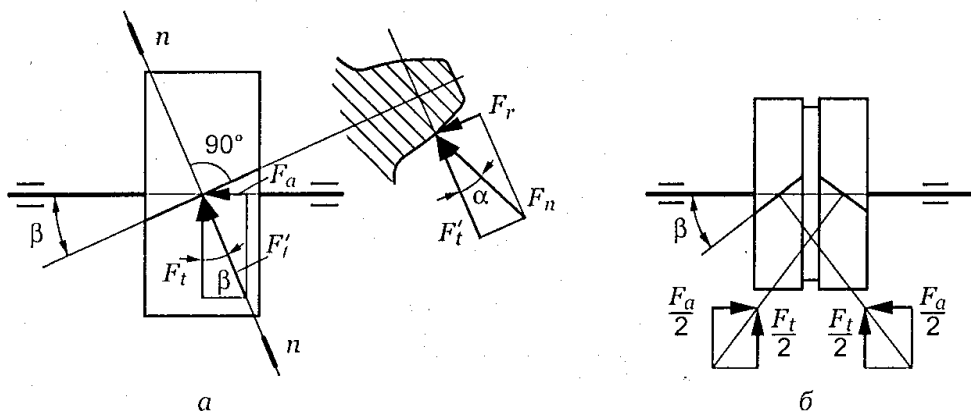


Рис. 5.2. Силы в зацеплении косозубых (а) и шевронных (б) колес

При работе косозубых передач зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В зацеплении всегда находятся минимум две пары зубьев. По сравнению с прямозубыми передачами *повышаются нагрузочная способность, плавность и бесшумность работы*. Косозубые передачи широко применяют в технике.

С увеличением угла наклона увеличиваются длина контактной линии и коэффициент перекрытия, т. е. плавность и бесшумность работы повышаются. *Одновременно увеличивается осевое усилие*, дополнительно нагружающее валы и подшипники.

Для *ограничения осевых сил* угол наклона выбирают в диапазоне  $8...20^\circ$ , стандартные косозубые колеса изготавливают с углом  $\beta < 15^\circ$ .

Для уравнивания осевых усилий применяют цилиндрические колеса с венцами, разделенными на участки с *правым и левым зубом*, — *шевронные колеса*. В шевронном колесе осевые силы на полушевронах направлены в разные стороны (рис. 5.2, б): они уравниваются внутри колеса и не передаются на валы и опоры. Углы наклона на шевронных колесах увеличивают до  $35^\circ$ , иногда больше. Недостатком шевронных колес является их высокая стоимость.

### Расчет косозубых колес на контактную прочность и изгиб

#### Проектировочный расчет по контактным напряжениям

Профиль косо́го зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба  $m_n = m$ . В колесах с косо́м зубом стандартизирован нормальный модуль. При получении формул для расчета на прочность косозубого колеса используют эквивалентное прямозубое колесо, у которого форма зуба совпадает с формой зуба в нормальном сечении косозубого колеса, радиус равен радиусу кривизны эллипса, полученного в сечении  $n-n$  зуба косозубого колеса. Эквивалентное колесо изображено на рис. 5.3.

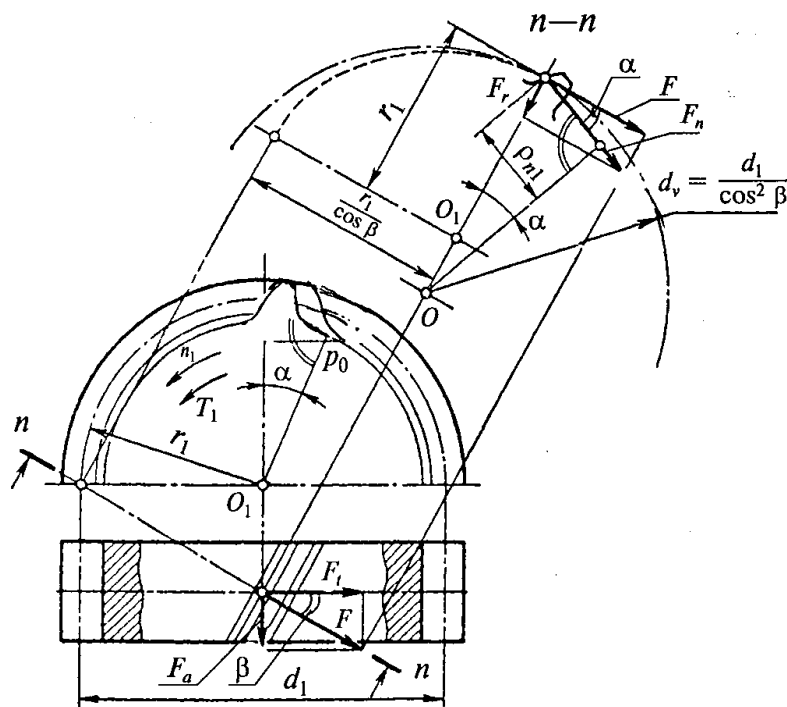


Рис. 5.3. Параметры приведенного (эквивалентного) колеса

Параметры эквивалентного колеса определяют по формулам:  
делительный диаметр

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta},$$

где  $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$ , следовательно,  $d_v = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta}$ ;

число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Ширина эквивалентного прямозубого колеса равна длине зуба косо­зубого колеса.

Для расчета на прочность по контактным напряжениям и на изгиб используем формулы для прямозубого колеса. Подставив параметры эквивалентного колеса, получим формулу для проектировочного расчета передачи:

$$a_w = K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}$$

Для косозубых передач  $K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ . Косозубые передачи работают более плавно, поэтому коэффициент  $K_{H\beta}$  меньше, чем у прямозубых.

Допускаемые напряжения рассчитывают так же, как для прямозубых колес.

Полученное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего стандартного значения, определяют геометрические параметры колес и проверяют полученную передачу по контактным напряжениям.

### Конические зубчатые передачи

*Конические зубчатые передачи* передают вращения между валами с пересекающимися осями. Основное применение нашли передачи с осями валов, пересекающимися под углом  $90^\circ$ . Передачи с межосевым углом, отличным от  $90^\circ$ , применяют редко из-за сложности изготовления.

Зацепление конических колес можно рассматривать как качение делительных круговых конусов шестерни и колеса. Диаметры основания делительных конусов шестерни и колеса и их числа зубьев связаны соотношением  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$  (рис. 6.1). При угле  $\Sigma = 90^\circ \text{ tg } \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$ ,

$\text{tg } \delta_2 = u$ .

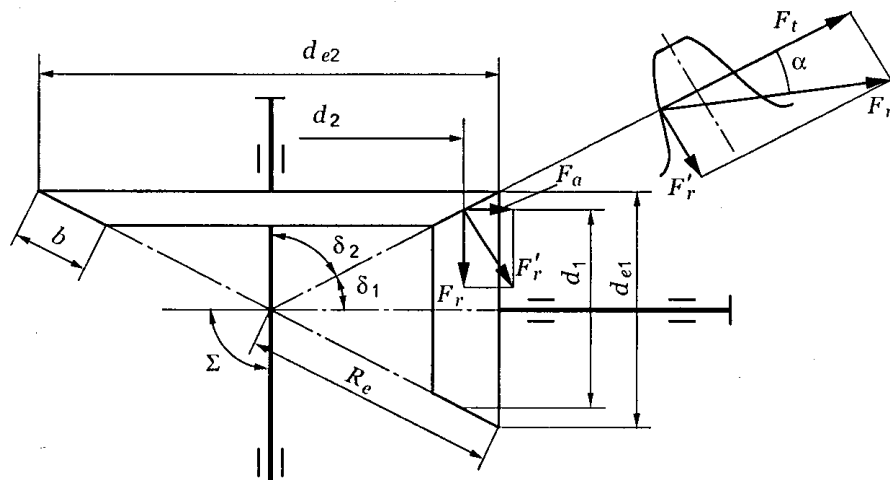


Рис. 6.1. Силы в зацеплении конической передачи

### **Основные параметры конического зубчатого колеса**

Длину отрезка делительного конуса от вершины до основания называют *внешним конусным расстоянием*  $R_e$ .

*Ширина зубчатого венца*  $b$  определяется расстоянием между внешним и внутренним торцами по образующей делительного конуса,  
 $b = 0,285R_e$ ;  $R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}$ .

Размеры конических зубчатых колес определяют по *внешнему торцовому сечению* с диаметрами  $d_{e1}$  и  $d_{e2}$ .

Основной геометрический параметр конического колеса — *внешний окружной модуль*  $m_e = \frac{d_e}{z}$ .

$$R_e = \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \text{ (см. рис. 6.1, 6.2).}$$

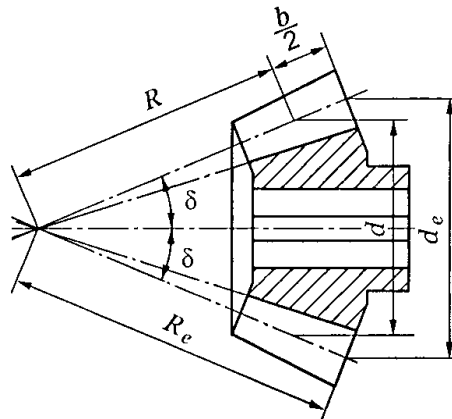


Рис. 6.2. Геометрические параметры конического колеса

Расчеты конических колес на прочность производят по *среднему делительному диаметру*  $d_m = d$ .

$$\text{Средний модуль зуба } m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z}$$

Средние делительные диаметры  $d_1 = mz_1$ ;  $d_2 = mz_2$ .

Внешний окружной модуль можно не округлять до стандартного значения.

Зубья конических колес в зависимости от изменения сечения по длине делятся на три формы (рис. 6.3). *Форма I* применяется в основном для колес с прямыми зубьями. *Форма II* обеспечивает оптимальную прочность на изгиб, технологична, используется для колес с круговыми зубьями. *Форма III* применяется для плоских колес в специальных случаях.

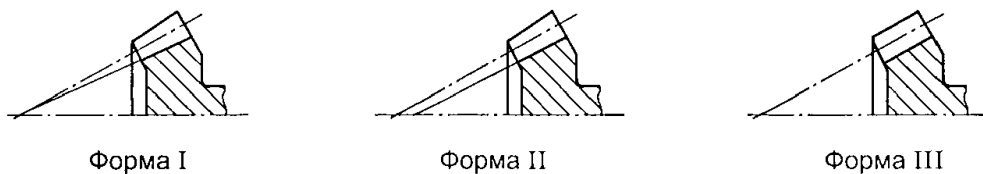


Рис. 6.3. Осевая форма зуба конического зубчатого колеса

Конические колеса выпускают с *прямыми, косыми и круговыми зубьями* (рис. 6.4). Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают с меньшим шумом. Зубья нарезают резцовыми головками методом обкатки. Угол наклона зуба в среднем сечении  $35^\circ$ , сопряженные колеса имеют противоположное направление линии зубьев. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса — с левым.

#### ***Общая характеристика конических передач***

Конические передачи сложнее цилиндрических, требуют периодической регулировки. Для нарезания зубчатых конических колес необходим специальный инструмент. Шестерня закрепляется консолью, при этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки. В зацеплении действуют осевые силы. Все это снижает нагрузочную способность по сравнению с цилиндрическими передачами. Однако конические колеса широко применяют в технике, где по условиям компоновки необходимо располагать валы под углом друг к другу.

#### ***Силы в зацеплении прямозубой конической передачи***

Нормальную силу в зацеплении конической передачи раскладывают на окружную и перпендикулярную к ней:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_a + \vec{F}'_r.$$

В свою очередь силу  $\vec{F}'_r$  раскладывают на осевую и радиальную силы (см. рис. 6.1):

$$\vec{F}'_r = \vec{F}_a + \vec{F}_r.$$



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	23 стр. из 61

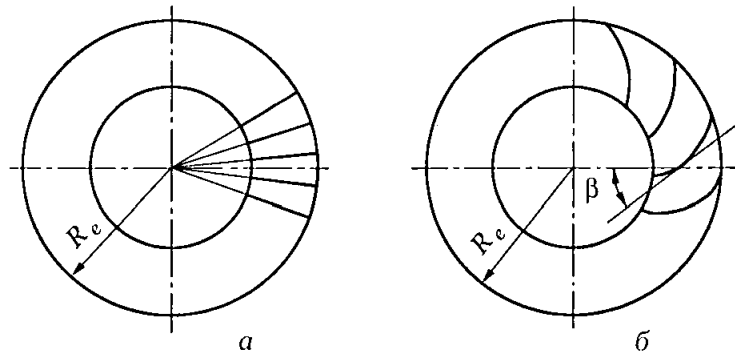


Рис. 6.4. Конические колеса с прямыми (а) и круговыми (б) зубьями  
 В результате

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_a + \vec{F}_r,$$

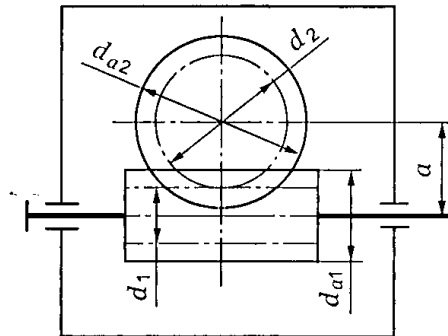
где  $F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = F_{a2}$ ;  $F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = F_{r2}$ ;  $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$ .

Для колеса направление действующих сил противоположное.

В прямозубой передаче осевая сила всегда направлена к большему торцу, радиальная — к центру колеса.

### Червячная передача

*Червячная передача* — передача зацеплением со скрещивающимися осями валов. Передача движения происходит от червяка (однозаходного или многозаходного винта) к зубчатому колесу специальной формы и осуществляется по принципу винтовой пары (рис. 8.1).



**Рис. 8.1.** Схема червячной передачи

В передаче возникает значительное взаимное *скольжение витков червяка по зубьям колеса*, что вызывает повышенный износ и значительное выделение теплоты. Для уменьшения трения венцы червячных колес изготавливают из антифрикционных материалов (бронзы, реже чугуна).

### Основные параметры червячной передачи

Рассматривается передача без смещения (рис. 8.2).

Основным расчетным параметром червяка является осевой модуль

$$m = \frac{p}{\pi}$$

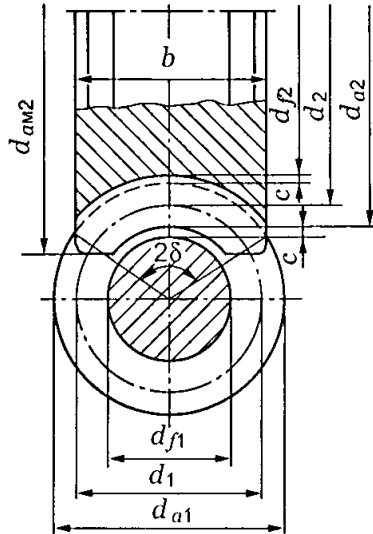


Рис. 8.2. Геометрические параметры червячной передачи

Делительный диаметр червяка  $d_1 = qm$ , где  $q$  — коэффициент диаметра червяка. Значения  $m$  и  $q$  стандартизированы (см. табл. ПЗ Приложения).

Число заходов червяка  $z_1 = 1; 2; 4$ .

Делительный угол подъема витка червяка  $\gamma$ ,  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$  (рис. 8.3). Неко-

торые значения угла подъема витка червяка приведены в Приложении.

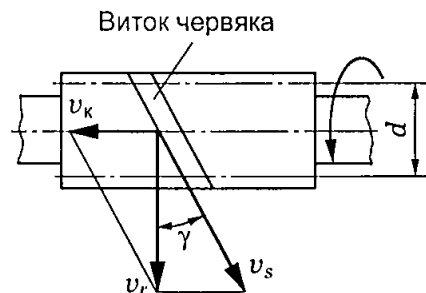


Рис. 8.3. Скольжение в передаче:  $v_k$  — линейная скорость витка колеса;  $v_r$  — линейная скорость витка червяка;  $v_s$  — скорость взаимного скольжения

Осевой модуль червяка равен торцовому модулю червячного колеса.  
Диаметр делительной окружности колеса  $d_2 = mz_2$ .

Диаметр вершин зубьев в среднем сечении  $d_{a2} = d_2 + 2m$ .

Диаметр впадин червячных колес в среднем сечении  $d_{f2} = d_2 - 2,4m$ .

Наибольший диаметр червячного колеса  $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$ .

Зубья колес имеют вогнутую форму и охватывают червяк по дуге с углом  $2\delta$ .

Ширина венца  $b$ .

Межосевое расстояние передачи  $a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2)$ .

Число зубьев червячного колеса  $z_2$ .

Передачное число червячной передачи  $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ ;  $z_2 = 30—80$ ;

$z_1 = 1; 2; 4$ . Тогда  $u = 8...80$ .

#### ***КПД червячной передачи***

КПД червячной передачи учитывает потери в зубчато-винтовой паре, в подшипниках и потери на размешивание и разбрызгивание масла.

КПД червячной передачи можно определить по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

где  $\varphi'$  — приведенный угол трения;  $\gamma$  — угол подъема линии витка.

КПД червячной передачи в зависимости от числа заходов червяка:

$$z_1 = 1; \eta = 0,7...0,75;$$

$$z_1 = 2; \eta = 0,75...0,82;$$

$$z_1 = 3; \eta = 0,82...0,87;$$

$$z_1 = 4; \eta = 0,87...0,92.$$

#### ***Силы в зацеплении червячной передачи***

Силу взаимодействия витка червяка с зубом колеса раскладывают на три составляющие (рис. 8.4):  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ .

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Осевая сила на червяке равна окружной силе на колесе:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

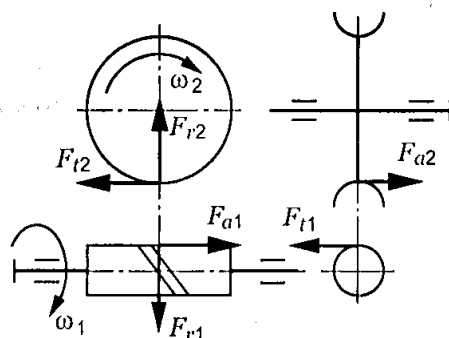


Рис. 8.4. Силы в червячной передаче

Радиальные силы равны друг другу:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \quad (\alpha = 20^\circ).$$

Вращающий момент на колесе  $T_2 = T_1 u \eta$ .

#### **Виды разрушений зубьев червячных колес**

В червячной паре слабым звеном является зуб червячного колеса. Могут происходить поверхностные повреждения: усталостное выкрашивание, износ поверхности, заедание. Крайне редко возникает поломка зуба. Зубчатые венцы чаще всего изготавливают из бронзы, выбор марки зависит от скорости скольжения в передаче (см. рис. 8.3, табл. П8 Приложения).

В передачах с венцами колес из оловянных бронз наиболее опасно выкрашивание рабочих поверхностей, в колесах из безоловянных (алюминиево-железистых) бронз и чугунов чаще происходит заедание, переходящее в задир с изнашиванием поверхности.

**4. Иллюстративный материал:** плакаты, слайды, макеты механизмов и деталей машин, видеоролик действующего механизма.

#### **5. Литература:**

##### **Основная:**

1. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. Учебник -М: Машиностроение, 2016.-576 с.
- 2.Скайбеда А.Т. Прикладная механика. Учебник. -М: Альянс, 2016.-522 с.
- 3.Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник.-М.:Альянс, 2016 . - 640 с.
- 4.Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. Учебник.- М.:Высшая школа, 2009. -316 с.
- 5.Ищенко В.И. Промышленная технология лекарственных средств. Учебник – Витебск, 2012 -565с.
- 6.Эрдеди А.А. Теория механизмов и детали машин: Учебник - М.: Машиностроение, 2016. -516с.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	28 стр. из 61

7. Торланова Б.О. Машины и автоматы для фасовки лекарственных форм. Учебное пособие.-Шымкент: ЮКГМА, 2003-162с.
8. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Структурный анализ механизмов. Методическое указание – Шымкент, ЮКГУ, 2014 – 56с.

#### Дополнительная:

1. Николаенко В.Л. Прикладная механика. Учебное пособие. – Минск.: Изд-во Гревцова, 2010. – 386 с.
2. Олофинский В.П. Детали машин. Учебное пособие -М: Форум., 2006.-208 с.
3. Муравьев И.А. Технология лекарств. Учебник, Т.1 – М: Изд-во Медицина, 1980 – 704 с.
4. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Основы конструирования и детали машин. Методические указания. – Шымкент.: ЮКГУ, 2017. – 31 с.
5. Мырзалиев Д.С. Курс теоретической и прикладной механики. Учеб.пособие. – Шымкент, 2008. – 186 с.

#### Электронные ресурсы:

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL:  
<http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулиа, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL:  
<http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

#### 6. Контрольные вопросы:

1. Что рассматривается в кинематическом анализе механизма.
2. Что такое масштабный коэффициент и как они определяются.
3. Что нужно знать для построения плана положения.
4. Что рассматривается в силовом анализе механизма.
5. Порядок кинематического и силового анализа.
6. Что означают рабочие и принципиальные схемы.
7. Эскизы сборочной единицы и узлы машин.
8. Эскизы элементов аппаратов и приборов.
9. Изучение стандартные элементы вдоль деталей машин.
10. Знать и применять схематические изображения в международных и государственных стандартах.
11. Назначение цилиндрических зубчатых передач и их классификация.
12. Понятие о простых планетарных и дифференциальных механизмах.
13. Как определяется передаточные отношения зубчатого механизма с неподвижными осями.
14. Определение степени свободы и начертить схему цилиндрического зубчатого механизма.
15. Характеристика и параметры многоступенчатой зубчатой передачи.

## Лекция №3

### 1. Тема: Фрикционные, ременные и цепные передачи и их конструкции.

Передачи с гибким звеном. Кинематика и геометрия передач. Материалы деталей передач.

2. Цель: Изучение передачи с гибким звеном и с помощью трения. Геометрия и кинематика передачи. Ознакомление с конструкцией передачи. Дать понятия о материалах деталей передач.

### 3. Тезисы лекции:

#### 1. Передачи с гибкой связью

Передачу вращательного движения с одного вала на другой при значительных расстояниях между ними можно осуществить гибкой связью, используя силу трения или с помощью зацепления между элементами передачи и гибким телом. Гибким телом является ремень и цепь. Передачи гибким телом обладает само предохранительными свойствами и еще отличия от непосредственного контакта в передачах гибкой связью допускается большие расстояния между ведущими и ведомыми звеньями. Передачу можно осуществить без гибкой связи, с помощью трения. Такая передача называется фрикционной передачей.

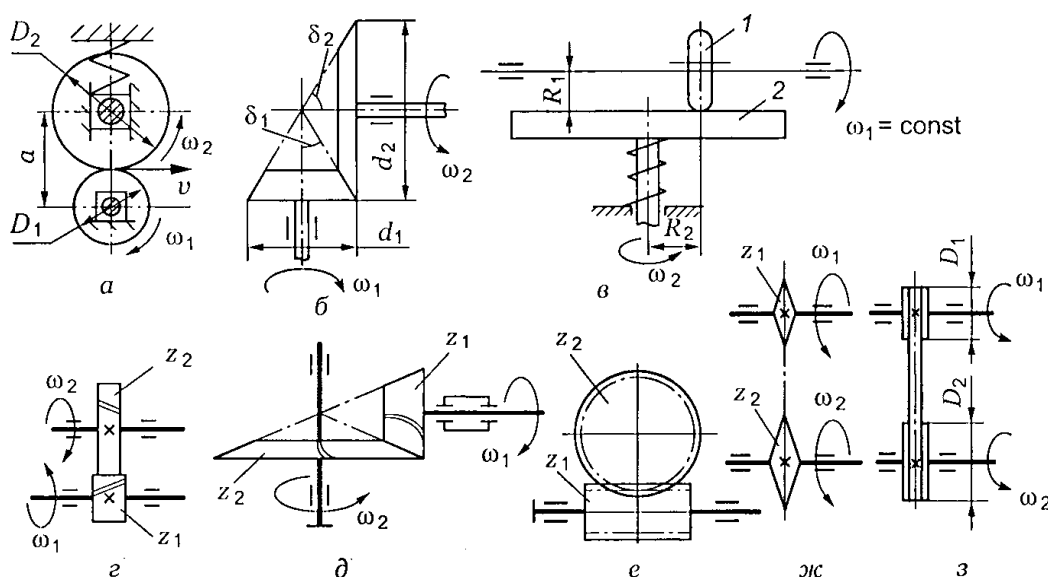


Рис. 1.1. Кинематические схемы механических передач: а — цилиндрическая фрикционная передача; б — коническая фрикционная передача; в — фрикционный вариатор: 1 — ролик; 2 — ведомый диск; г — цилиндрическая зубчатая передача; д — коническая зубчатая передача; е — червячная передача; ж — цепная передача; з — ременная передача



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	30 стр. из 61

*Фрикционные передачи (передачи трением)* — передачи, в которых передача движения осуществляется силами трения. Для создания трения в контакте катков применяют пружины и специальные нажимные и натяжные устройства. На рис. 1.1 *а, б* изображены фрикционные передачи непосредственным контактом, на рис. 1.1, *в* вариатор — фрикционная передача с бесступенчатым регулированием скорости за счет смещения ролика *1*, на рис. 1.1, *з* передача гибкой связью — ременная.

Передачи зацеплением «работают» за счет *зацепления* зубьев и шарниров цепи с зубьями звездочки. Трение в данном случае вредно, и большинство передач работает со смазкой. Основное достоинство передач зацеплением — высокий КПД, компактность и надежность.

На рис. 1.1, *г, д* изображены цилиндрическая и коническая зубчатые передачи, на рис. 1.1, *е* — червячная (зубчато-винтовая передача), на рис. 1.1, *ж* — цепная передача.

#### ***Кинематические и силовые соотношения в передаточных механизмах***

Кинематические соотношения в передаче можно рассмотреть по схеме цилиндрической фрикционной передачи (см. рис. 1.1, *а*).

Окружная скорость ведущего шкива  $v_1 = \omega_1 \frac{D_1}{2}$ .

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	31 стр. из 61

При отсутствии проскальзывания скорость ведущего и ведомого шкивов должна быть одинаковой:  $v_1 = v_2$ ;  $v_2 = \omega_2 \frac{D_2}{2}$ .

$$\text{Тогда } \omega_1 \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2}; \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Отношение угловой скорости ведущего колеса к угловой скорости ведомого или частоты вращения ведущего колеса к частоте вращения ведомого называется *передаточным отношением*:  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$ .

Для передач зацеплением можно использовать следующее выражение (поскольку диаметр колеса пропорционален его числу зубьев):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Связь между мощностями на ведущем и ведомом звеньях можно получить из известных формул механики:

$$\eta = \frac{P_{\text{полз}}}{P_{\text{затрач}}}; \quad \eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad P_2 = P_1 \eta.$$

Известно, что  $P = T\omega$ , где  $T$  — вращающий момент;  $\omega$  — угловая скорость.

$$\text{Тогда } T_2 \omega_2 = T_1 \omega_1 \eta; \quad T_2 = T_1 i \eta.$$

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	32 стр. из 61

В зависимости от величины передаточного отношения  $i$  передачи делятся на передачи с постоянным передаточным отношением ( $i > 1$ ;  $\omega_1 > \omega_2$  — редукторы, понижающие передачи;  $i < 1$ ;  $\omega_1 < \omega_2$  — мультипликаторы, повышающие передачи) и передачи с бесступенчатым регулированием скорости.

Параллельно с понятием передаточного отношения  $i$  используется понятие передаточного числа  $u$ ; для редукторов  $i = u$ .

В передачах с бесступенчатым регулированием скорости (вариаторы) передаточное отношение  $i$  — величина переменная, и их характеристикой является *диапазон регулирования*

$$D = \frac{u_{\max}}{u_{\min}}$$

Если в механизме необходимо значительное изменение скорости, применяют *многоступенчатые передачи*.

*Ступенью* считают передачу одной парой колес, одним ремнем или одной цепью.

На рис. 1.2 изображены многоступенчатые (двухступенчатые) передачи. Нумерация ступеней и колес начинается от двигателя.

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n,$$

где  $u_1, u_2, u_n$  — передаточные числа ступеней.

### Ременные передачи

*Ременная передача* — фрикционная передача (нагрузка передается силами трения) с помощью гибкой связи (упругого ремня).

Ременная передача применяется для соединения валов, расположенных на значительном расстоянии друг от друга (рис. 9.1).

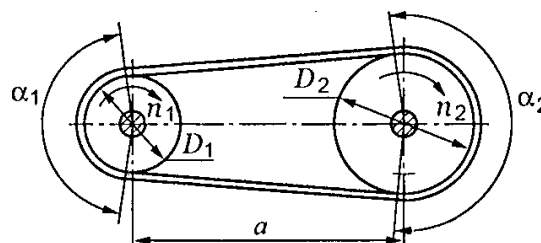


Рис. 9.1. Схема для расчета ременной передачи

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	33 стр. из 61

### ***Классификация ременных передач***

В зависимости от *формы поперечного сечения ремня* передачи делятся на *плоскоремные* (рис. 9.2, а), *клиноремные* (рис. 9.2, б), *поликлиновые* (рис. 9.2, в) и *с круглым ремнем* (рис. 9.2, г).

*По расположению валов* в пространстве различают

- передачи с параллельными валами: открытые (рис. 9.3, а), перекрестные (рис. 9.3, б);
- передачи со скрещивающимися валами — полуперекрестные (рис. 9.3, в);
- передачи с пересекающимися осями валов — угловые (рис. 9.3, г).

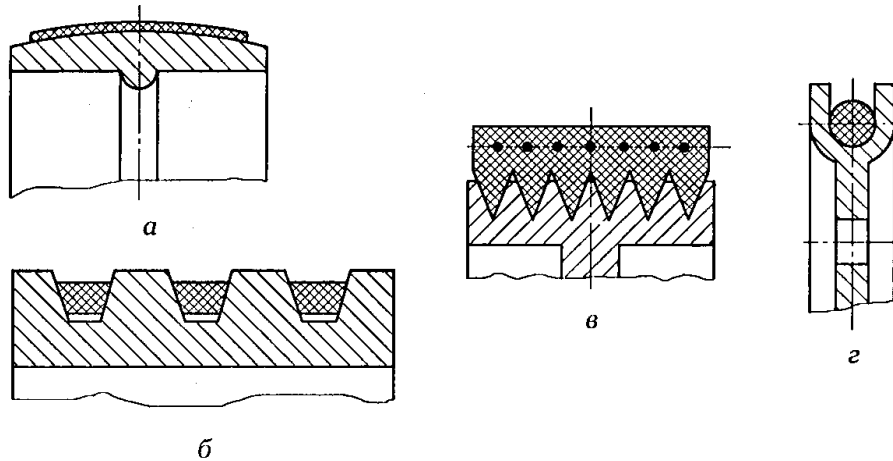


Рис. 9.2. Типы ременных передач: *a* — плоскоременная; *б* — клиноременная; *в* — поликлиновкая; *г* — с круглым ремнем

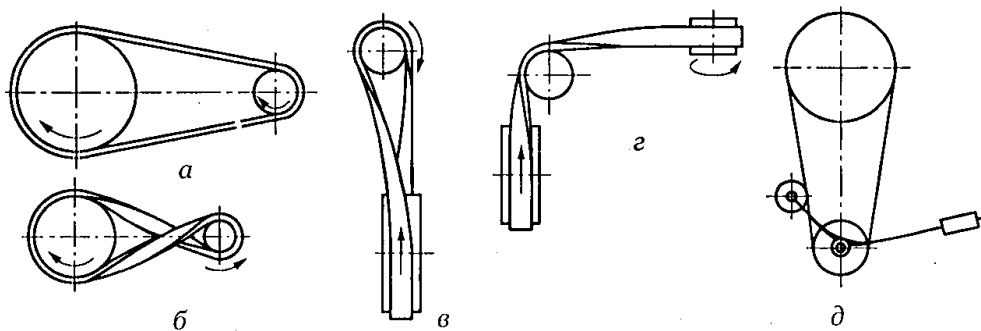


Рис. 9.3. Ременные передачи: *a* — открытая; *б* — перекрестная; *в* — полуперекрестная; *г* — угловая; *д* — открытая с натяжным устройством

Клиноременную передачу в основном применяют как открытую (см. рис. 9.3, *a*).

*Предварительное нажатие ремня необходимо для нормальной работы передачи.* Натяжение ремня может создаваться за счет перемещения одного из шкивов, за счет натяжных роликов (рис. 9.3, *д*) или установки двигателя на качающейся плите.

Клиноременная передача обладает большей тяговой способностью, требует меньшего натяжения, меньше нагружает опоры валов, допускает меньшие углы обхвата, применима при больших передаточных отношениях и меньших межосевых расстояниях (табл. П10 Приложения).

Клиновые и поликлиновые ремни выполняют бесконечными и прорезиненными. Нагрузку несет *корд* или *сложенная в несколько слоев ткань*.

Клиновые ремни выпускают трех видов: нормального сечения, узкие и широкие. Широкие ремни предназначены для вариаторов.

Поликлиновые ремни — плоские ремни с высокопрочным кордом и внутренними продольными клиньями, входящими в канавки на шкивах. Они более гибкие, чем клиновые, обеспечивают большее постоянство передаточного числа.

### ***Геометрические и кинематические зависимости ременной передачи***

Рассмотрим открытую передачу (см. рис. 9.1).

Межосевое расстояние передачи плоским ремнем  $a \geq 1,5 (D_1 + D_2)$ .

Межосевое расстояние передачи клиновым ремнем

$$a \geq 0,55(D_1 + D_2) + 3h,$$

где  $h$  — высота ремня.

Расчетная длина ремня  $L_p = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$ .

Межосевое расстояние в зависимости от длины ремня и диаметра шкивов

$$a = \frac{2L_p - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}.$$

Угол обхвата на малом шкиве  $\alpha = 180^\circ - 57^\circ(D_1 - D_2)/a$ .

Передаточное отношение

$$u = i = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)},$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент скольжения в передаче, при нормальной работе  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ .

Приближенно можно принимать  $u = \frac{D_2}{D_1}$ ;  $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$ .

### *Силы натяжения в ремне*

Сила натяжения ведущей ветви ремня (рис. 9.4) при передаче нагрузки

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

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2},$$

где  $F_t$  — передаваемая окружная сила.

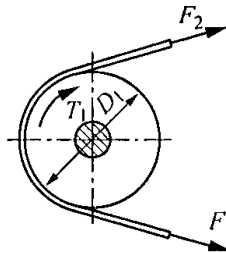


Рис. 9.4. Силы натяжения



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	37 стр. из 61

Предварительное натяжение, создающее необходимые силы трения между шкивом и ремнем:

$$F_0 = \sigma_0 A,$$

где  $\sigma_0$  — напряжение от предварительного натяжения; для плоских резинотканевых ремней  $\sigma_0 = 1,8$  МПа, для стандартных клиновых  $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$  МПа.

При движении в ремне дополнительно возникает сила натяжения от центробежных сил  $F_v = \rho A v$  (существенно влияет при скорости 20 м/с), где  $\rho$  — плотность материала ремня;  $A$  — площадь поперечного сечения ремня.

Таким образом, натяжения в ветвях ремня разные:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} + F_v; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} + F_v.$$

#### ***Напряжения в ремне***

При работе на холостом ходу (без передачи нагрузки) обе ветви ремня натянуты одинаково. При передаче полезной нагрузки натяжения ветвей ремня меняются. Напряжение от предварительного натяжения  $\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$ . Полезное напряжение в ремне  $k = \frac{F_t}{A}$  определяется по передаваемой окружной силе. Значением  $k$  оценивают тяговую способность передачи.

## Напряжения в ведущей и ведомой ветвях при передаче нагрузки

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}.$$

При огибании ремнем шкивов в ремне возникают напряжения изгиба, зависящие от диаметров шкивов передачи.

На практике значение напряжения изгиба на малом шкиве ограничивается заданием минимального диаметра шкива  $D_{\min}$ .

При круговом движении ремня на каждый его элемент действуют элементарные центробежные силы, дополнительно растягивающие ремень; возникают напряжения  $\sigma_v$ .

Таким образом, при движении ремня напряжение в элементах ремня меняется (рис. 9.5).

*Наибольшее* значение напряжения имеет в момент набегания ремня на *малый шкив*, *наименьшее* — в момент набегания на *большой шкив*; это явление вызывает упругое скольжение ремня на шкивах.

При движении на ведущем шкиве ремень укорачивается, а на ведомом удлиняется, ремень скользит на шкиве.

Необходимо отличать упругое скольжение и буксование. *Упругое скольжение* имеет место при любой нагрузке, *буксование* — только при перегрузке.

## Цепная передача

*Цепная передача* — передача зацеплением гибкой связью. Гибкую связь образует шарнирная цепь, охватывающая зубчатые звездочки (рис. 10.1).

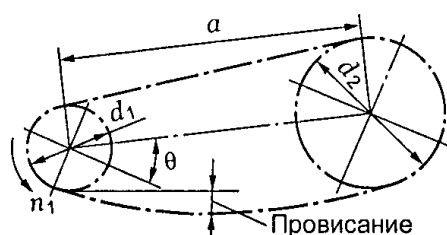


Рис. 10.1. Схема цепной передачи

Традиционно цепные передачи применяют в сельскохозяйственных и строительно-дорожных машинах, в химическом машиностроении, станкостроении и подъемно-транспортных устройствах.

### ***Оценка цепных передач***

Достоинства цепных передач:

- передача движения зацеплением, а не трением позволяет передавать большие мощности, чем с помощью ремня;
- практически не требуется натяжение цепи, следовательно, уменьшается нагрузка на валы и опоры;
- отсутствие скольжения и буксования обеспечивает постоянство среднего передаточного отношения;
- цепи могут устойчиво работать при меньших межосевых расстояниях и обеспечивать большее передаточное отношение, чем ремённая передача;
- цепные передачи хорошо работают в условиях частых пусков и торможений;
- цепные передачи имеют высокий КПД.

Недостатки цепных передач:

- износ цепи при недостаточной смазке и плохой защите от грязи;
- сложный уход за передачей;
- повышенная вибрация и шум;
- по сравнению с зубчатыми передачами повышенная неравномерность движения;
- удлинение цепи в результате износа шарниров и сход цепи со звездочек.

### ***Классификация цепных передач***

В настоящее время применяют шарнирные *роликовые*, *втулочные* (рис. 10.3, а) и *зубчатые* (рис. 10.3, б) цепи. В роликовых цепях зацепление цепи со звездочкой осуществляется через ролик: долговечность цепи возрастает, но возрастает масса и стоимость цепи.

Цепи бывают *однорядными* и *многорядными*.

Зубчатые цепи набирают из пластин; большое значение имеет конструкция шарнира. В конструкцию входит направляющая пластина, предотвращающая сползание цепи со звездочки. По сравнению с втулочными зубчатые цепи работают более плавно, обеспечивают большую кинематическую точность, могут передавать большую мощность, имеют высокий КПД, но их масса и стоимость значительно выше.

Форма профиля зуба звездочки зависит от конструкции и размеров цепи. Звездочка для втулочной и роликовой цепи представлена на рис. 10.2, а, звездочка для зубчатой цепи — на рис. 10.2, б.



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	40 стр. из 61

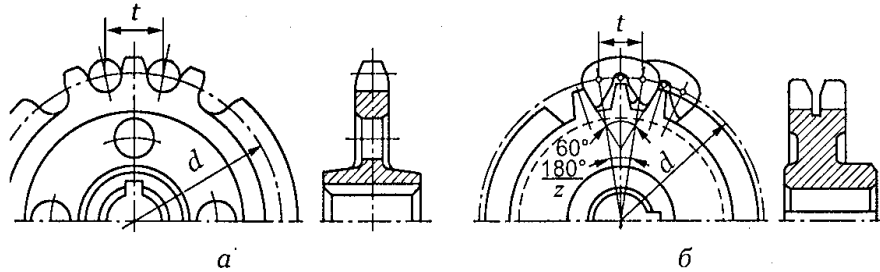


Рис. 10.2. Типы звездочек для цепных передач: а — для втулочной и роликовой цепи; б — для зубчатой цепи

### Геометрические и кинематические параметры цепной передачи

Основной геометрический параметр цепи — шаг  $t$ , мм (см. рис. 10.3).

Оптимальное межосевое расстояние  $a = (30...50)t$ .

Длина цепи в шагах

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a},$$

где  $z_1$  и  $z_2$  — число зубьев звездочек.

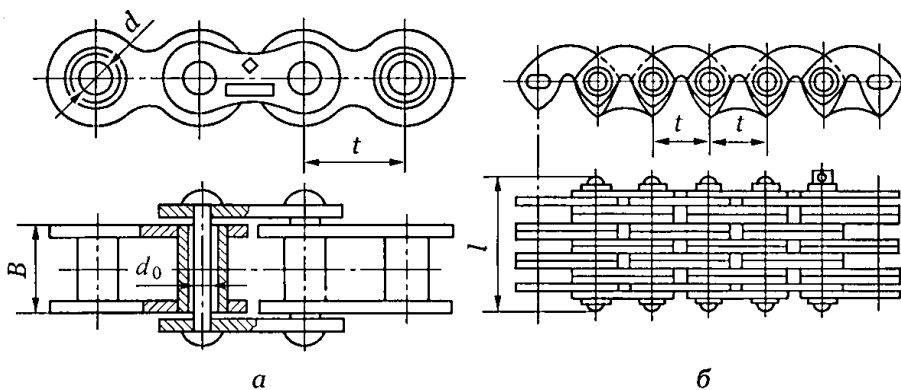


Рис. 10.3. Типы цепей: а — втулочные; б — зубчатые

Число зубьев малой звездочки выбирают из соотношения

$$z_1 = 29 - 2u.$$

Тогда  $z_2 = z_1 u$ .

Окончательное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{t}{4} \left[ L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Диаметр делительной окружности звездочки  $d = \frac{t}{\sin(180^\circ/z)}$ .

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	42 стр. из 61

$$\text{Передаточное число } u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

*Передаточное отношение передачи нельзя определять как отношение диаметров делительных окружностей звездочек. В пределах одного оборота звездочки передаточное отношение не остается постоянным, поэтому говорят о средней скорости цепи, м/с:*

$$v = \frac{\omega z t}{2\pi \cdot 1000},$$

где  $\omega$ ,  $z$  — угловая скорость и число зубьев звездочки.

#### ***Критерии работоспособности и расчет цепной передачи***

При проектировочном расчете предварительно определяют шаг цепи по формуле

$$t \geq 2,8 \sqrt{\frac{K_3 T_1}{z_1 [p_u] m}},$$

где  $K_3$  — коэффициент эксплуатации,  $K_3 = K_d K_c K_0 K_{\text{рег}} K_p$ ;  $K_d$  — коэффициент динамичности;  $K_c$  — коэффициент способа смазывания передачи;  $K_0$  — коэффициент наклона передачи к горизонту;  $K_{\text{рег}}$  — коэффициент способа регулирования;  $K_p$  — коэффициент режима нагрузки;  $T_1$  — вращающий момент на ведущей звездочке;  $[p_u]$  — допускаемое

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	43 стр. из 61

среднее давление в шарнире;  $m$  — число рядов цепи;  $z_1 = 29 - 2u$  — минимальное число зубьев ведущей звездочки роликовой цепи.

После подбора цепи по стандарту (табл. П13 Приложения) выбранная передача проверяется на износостойкость по формуле

$$p_{\text{ц}} = \frac{F_t K_3}{A} \leq [p_{\text{ц}}],$$

где  $F_t$  — окружная сила,  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ ;  $d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_1)}$ ;  $A$  — площадь проекции опорной поверхности шарнира,  $A = d_0 B$ ;  $d_0$  — диаметр оси;  $B$  — длина втулки (см. рис. 10.3, а).

### ***Силы в цепной передаче***

В цепной передаче ведущая и ведомая ветви натянуты по-разному. Натяжение ведущей ветви работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v,$$

где  $F_t$  — окружная сила, передаваемая цепью;  $F_0$  — предварительное натяжение от провисания ведомой ветви цепи;  $F_v$  — натяжение от центробежных сил.



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	44 стр. из 61

Предварительное натяжение незначительное и составляет несколько процентов от  $F_i$ ; в тихоходных передачах можно пренебречь и натяжением от центробежных сил.

Допускаемое среднее давление в шарнире, гарантирующее нормальную работу в течение принятого срока службы, определяется по табл. 10.1.

Таблица 10.1. Допускаемое среднее давление

$\omega$ , рад/с	$[p]$ , МПа при шаге цепи $t$ , мм			
	12,7...25,4	19,05...25,4	31,75...38,1	44,45...50,8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,4	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	—
126	20,6	17,2	14,7	—
167	18,1	14,7	—	—

**Обозначение роликовых цепей:** первая цифра — число рядов; вторая цифра — шаг, мм; третья — разрушающая нагрузка, пропорциональная 10 Н; четвертая — исполнение по ширине.

Например, ПР-12,7-1820-1: роликовая цепь, однорядная, шаг 12,7 мм, разрушающая нагрузка 18 200 Н, первое исполнение по ширине.

**4. Иллюстративный материал:** плакаты, слайды, макеты механизмов и деталей машин, видеоролик действующего механизма.

**5. Литература:**

**Основная:**

1. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. Учебник -М: Машиностроение, 2016.-576 с.
- 2.Скайбеда А.Т. Прикладная механика. Учебник. -М: Альянс, 2016.-522 с.
- 3.Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник.-М.:Альянс, 2016 . -640 с.
- 4.Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. Учебник.- М.:Высшая школа, 2009. -316 с.
- 5.Ищенко В.И. Промышленная технология лекарственных средств. Учебник – Витебск, 2012 -565с.
- 6.Эрдеди А.А. Теория механизмов и детали машин: Учебник - М.: Машиностроение, 2016. -516с.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	45 стр. из 61

7. Торланова Б.О. Машины и автоматы для фасовки лекарственных форм. Учебное пособие.-Шымкент: ЮКГМА, 2003-162с.
8. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Структурный анализ механизмов. Методическое указание – Шымкент, ЮКГУ, 2014 – 56с.

#### **Дополнительная:**

1. Николаенко В.Л. Прикладная механика. Учебное пособие. – Минск.: Изд-во Гревцова, 2010. – 386 с.
2. Олофинский В.П. Детали машин. Учебное пособие -М: Форум., 2006.- 208 с.
3. Муравьев И.А. Технология лекарств. Учебник, Т.1 – М: Изд-во Медицина, 1980 – 704 с.
4. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Основы конструирования и детали машин. Методические указания. – Шымкент.: ЮКГУ, 2017. – 31 с.
5. Мырзалиев Д.С. Курс теоретической и прикладной механики. Учеб.пособие. – Шымкент, 2008. – 186 с.

#### **Электронные ресурсы:**

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулия, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

#### **6. Контрольные вопросы:**

1. Назначение конических зубчатых передач и их классификация.
2. Назначение червячных передач и их классификация.
3. Как определяется передаточные отношения конических и червячных передач.
4. Определение степени свободы и начертить схему конического и червячного механизма.
5. Особенности и отличия червячного и конического зубчатого передач.
6. Классификация сил в передачах и направления их действия.
7. Расчеты на прочность, жесткость и выносливость зуб.
8. КПД зубчатых, конических и червячных передач.
9. Изнашивание, износостойкость, поломки и выхода из строя зубьев.
10. Материалы деталей зубчатых передач и их изготовление.
- Кинематика и силовые расчеты механических передач.
11. Определение передаточные отношения многоступенчатых передач.
12. Расчеты зубчатых и конических передач.
13. Назначение и конструкция зубчатых и червячных передач.
14. Межосевое расстояние зубчатых и червячных передач.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	46 стр. из 61

## Лекция №4

**1. Тема:** Соединения деталей и изделий. Виды, параметры и элементы резьбового соединения. Заклепочные и сварные соединения. Назначение и область применения.

**2. Цель:** Изложение общего сведения соединения деталей и изделий. Изучение видов, параметров и элементов соединения. Знать конструкции соединения и область применения.

**3. Тезисы лекции:**

### 1. Соединения деталей машин

Детали и узлы, составляющие машину или оборудования, связаны между собой различными способами. Во время связи тел относительно друг друга могут быть подвижными или неподвижными. Так как подвижное соединение между собой образуют кинематические пары, то неподвижные в технике называются соединениями.

Соединения являются важным элементом конструкции. Многие аварии и прочие неполадки в работе машин и оборудований обусловлены неудовлетворительным качеством соединений. Сборочные единицы, деталей и узлов машин тоже соединяются различными способами. Все виды соединений разложить на две: разъемные и неразъемные.

Резьбовые соединения – распространенный вид разъемного соединения. Это объясняется удобством сборки и разборки, относительно малой стоимостью, обусловленной стандартизацией и высокой надежностью работы. Степень ответственности этих соединений весьма велика. В ряде случаев надежность работы всей машины определяется прочностью резьбового соединения.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	47 стр. из 61

## 2. Резьбовые соединения

Профили *крепежных резьб* треугольные. Основная треугольная резьба — *метрическая* (рис. 16.1, а) с углом профиля  $60^\circ$ . Метрические резьбы делятся на резьбы с *крупным* и *мелким шагом*, за основную крепежную резьбу принята резьба с крупным шагом. Метрическую резьбу обозначают буквой М и наружным диаметром резьбы; в мелких резьбах дополнительно указывают шаг резьбы.

Например, М20 — метрическая резьба с крупным шагом и наружным диаметром 20 мм; М20×1,5 — метрическая резьба с мелким шагом, равным 1,5 мм, наружным (номинальным) диаметром 20 мм.

К крепежным резьбам относится *дюймовая резьба* (рис. 16.1, б) с треугольным профилем (угол профиля  $55^\circ$ ). Дюймовая резьба не стандартизована и для новых изделий не используется.

Для соединений труб применяется специальная *трубная резьба* (рис. 16.1, в) — *мелкая дюймовая крепежно-уплотнительная резьба*. За

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	48 стр. из 61

основной размер трубы, указанный в обозначении, принят внутренний диаметр.

Обозначение трубной резьбы: G1 — цилиндрическая трубная резьба, размер 1 дюйм.

В специальных случаях применяют *круглые* (рис. 16.1, г) и *конические* (рис. 16.1, д, е) резьбы.

Резьбы, применяемые для крепежа деталей, должны по возможности создавать большое трение при завинчивании и вывинчивании. Угол подъема и профиль крепежных резьб обеспечивают самоторможение — надежное стопорение гайки (винта) в любом положении. При вибрациях и переменных нагрузках самоторможения недостаточно, поэтому используют специальные стопорные детали (рис. 16.2).

В винтовых механизмах трение вредно, так как снижает КПД машины. Профили *ходовых резьб* (используемых в передачах винт — гайка) обеспечивают минимальное трение в резьбе. Минимальное трение возникает в *резьбе прямоугольного профиля* (рис. 16.1, ж), но основной резьбой для передачи винт — гайка является *трапецеидальная резьба* (рис. 16.1, з), более удобная в изготовлении и более прочная, чем прямоугольная. Для механизмов с большой односторонней осевой нагрузкой (домкраты, нажимные устройства) используется *упорная резьба* (рис. 16.1, и)

Обозначение трапецеидальной резьбы: Tg30×40 — наружный диаметр 30 мм, шаг 4 мм.

Обозначение упорной резьбы: S30×4 — наружный диаметр резьбы 30 мм, шаг 4 мм.



### ***Крепежные резьбовые соединения и их детали***

Основными резьбовыми соединениями являются соединения винтами с гайками (болтовые) и без гаек и соединения шпильками.

*Болтовые соединения* наиболее простые и дешевые, поскольку не требуют нарезания резьбы на соединяемых деталях, но требуют места для размещения гаек.

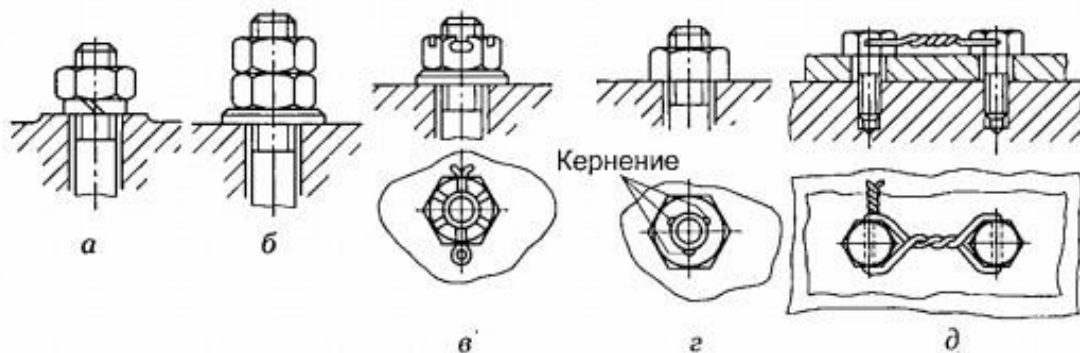
*Винт* ввинчивают в резьбовое отверстие детали.

*Соединения шпилькой* применяют там, где требуется частая разборка. Болты, винты, шайбы и гайки стандартизованы, конструкции их разнообразны.

В зависимости от характера нагружения и способа сборки деталей резьбовых соединений их делят на соединения *без предварительной затяжки* и *с предварительной затяжкой*.

### ***Материалы***

Стандартные крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей обыкновенного качества Ст3, качественных сталей — сталь 10, 20, 35 и др.



**Рис. 16.2.** Способы стопорения крепежных деталей: *a* — пружинной шайбой; *b* — двумя гайками; *в* — шплинтами; *г* — приваркой или кернением; *д* — проволокой

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	50 стр. из 61

Стальные винты, болты и шпильки изготавливают из материалов 12 классов прочности, которые обозначаются двумя числами: первое число, умноженное на 100, равно пределу прочности материала; если первое число умножить на второе и на 10, получим предел текучести материала. Например, 4,6:  $\sigma_b = 400$  МПа,  $\sigma_T = 240$  МПа.

Для ответственных деталей используют легированные стали 40Х, 30ХГСА.

Для повышения коррозионной стойкости резьбовые детали оксидируют, омедняют, оцинковывают.

### *Причины выхода из строя и критерии работоспособности крепежных деталей*

Выход из строя винтов, болтов и шпилек происходит вследствие

- разрыва стержня по резьбе или переходному сечению под головкой болта;
- смятия, износа, среза резьбы;
- разрушения головки.

Прочность является основным критерием работоспособности крепежных деталей.

*Стандартные крепежные детали* рассчитывают по главному критерию работоспособности — *прочности стержня на растяжение*.

### *Расчет одиночных болтов при постоянной нагрузке*

Опасное сечение — сечение по резьбе; диаметр опасного сечения — внутренний диаметр резьбы (табл. П32 Приложения).

1. Расчет незатянутого болта при действии осевой силы. Стержень болта работает только на растяжение (рис. 16.3). Проектировочный расчет болта выполняют по формуле

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}$$

где  $d_p$  — минимальный расчетный диаметр болта;  $F$  — внешняя осевая сила.

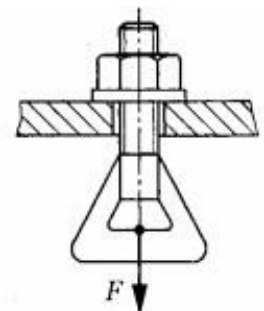


Рис. 16.3. Схема к расчету незатянутого болта



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	51 стр. из 61

2. Расчет затянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой. Для обеспечения плотности стыка и жесткости соединения болты (винты, шпильки) затягивают. В затянутом резьбовом соединении полная нагрузка на болт составляет

$$F\delta = F_0 + \chi F,$$

где  $F_0$  — сила предварительной затяжки;  $\chi$  — коэффициент внешней нагрузки, учитывающий, какая часть внешней нагрузки при совместной деформации болта и деталей стыка приходится на болт;  $\chi = 0,2...0,3$  при соединении деталей без прокладки,  $\chi = 0,4...0,5$  при соединении деталей с упругой прокладкой (резина, картон и др.).

Затянутый болт растянут и скручен за счет трения в резьбе и под головкой болта. Эквивалентное напряжение в стержне по гипотезе формоизменения  $\sigma_s = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2}$ .

Для метрической резьбы  $\sigma_s = 1,3\sigma_p$ .

Расчет болта при совместном действии растяжения и кручения сводится к расчету на растяжение по увеличенной растягивающей силе.

3. Расчет болтов для крепления крышек цилиндров, находящихся после затяжки под давлением (рис. 16.4). Используя формулу для определения полной нагрузки на болт, можно записать окончательную расчетную формулу с учетом кручения:

$$F_p = 1,3F_0 + \chi F,$$

где  $F_0$  — сила предварительной затяжки болта, рассчитывается из условия нераскрытия стыка;  $F$  — часть внешней силы в расчете на один болт,  $F = \frac{F_\Sigma}{z}$ ;  $z$  — число болтов.

Расчетный диаметр болта определяют по формуле

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}},$$

где  $[\sigma_p] = \sigma_\tau/[s]$ ;  $\sigma_\tau$  — предел текучести материала;  $[s]$  — коэффициент запаса прочности, зависящий от условий работы, материала и диаметра резьбы.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	52 стр. из 61

В начале расчета величина  $[\sigma]$  задается ориентировочно, после расчета уточняется.

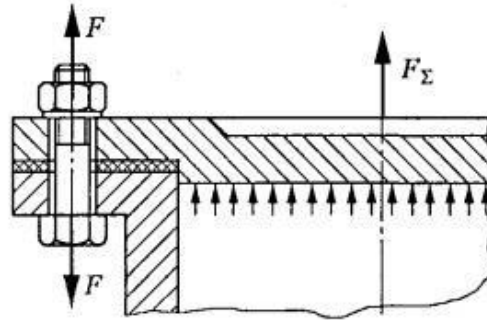


Рис. 16.4. Схема к расчету затянутого болта под действием внешней силы

4. Расчет болта под действием поперечной силы, болт установлен без зазора (рис. 16.5, а). Болт установлен в отверстие из-под развертки, работает на срез и смятие.

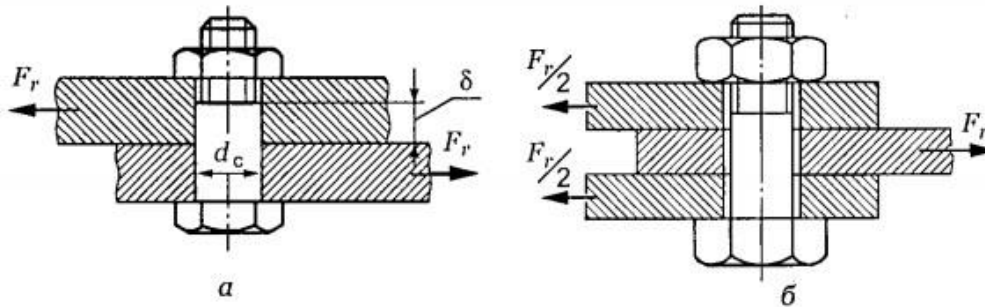


Рис. 16.5. Схема к расчету затянутого болта под действием поперечной силы:  
 а — без зазора; б — с зазором

$$\text{Условие прочности на срез: } d_c = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi[\tau_c]}}$$

$$\text{Проверочный расчет на смятие: } \sigma_{\text{см}} = \frac{F_r}{d_c \delta} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

5. Расчет болта под действием поперечной силы, болт установлен в отверстие с зазором (рис. 16.5, б).

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	53 стр. из 61

Необходимая затяжка создает силу трения, препятствующую сдвигу деталей под действием внешней силы. Затянутый болт работает на растяжение и скручен за счет трения в резьбе.

Потребная затяжка

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{F_r}{if}; F_{\text{зат}} = \frac{KF_r}{if},$$

где  $i$  — число плоскостей трения;  $K$  — коэффициент запаса сцепления,  $K = 1,3 \dots 1,5$ .

На рис. 16.5,  $b$  число плоскостей трения  $i = 2$ .

Влияние скручивания болта при затяжке учитывают, увеличивая расчетную нагрузку на 30 %:

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_{\text{зат}}.$$

Расчетный диаметр болта

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]}} = 1,3 \sqrt{\frac{KF_r}{if[\sigma_p]}}.$$

6. Формулы для проверочного расчета болтов:

болт растянут и скручен:  $\sigma_s = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p]$ ;

болт работает на сдвиг:  $\tau_c = \frac{F_r}{A_c} \leq [\tau_c]$ .



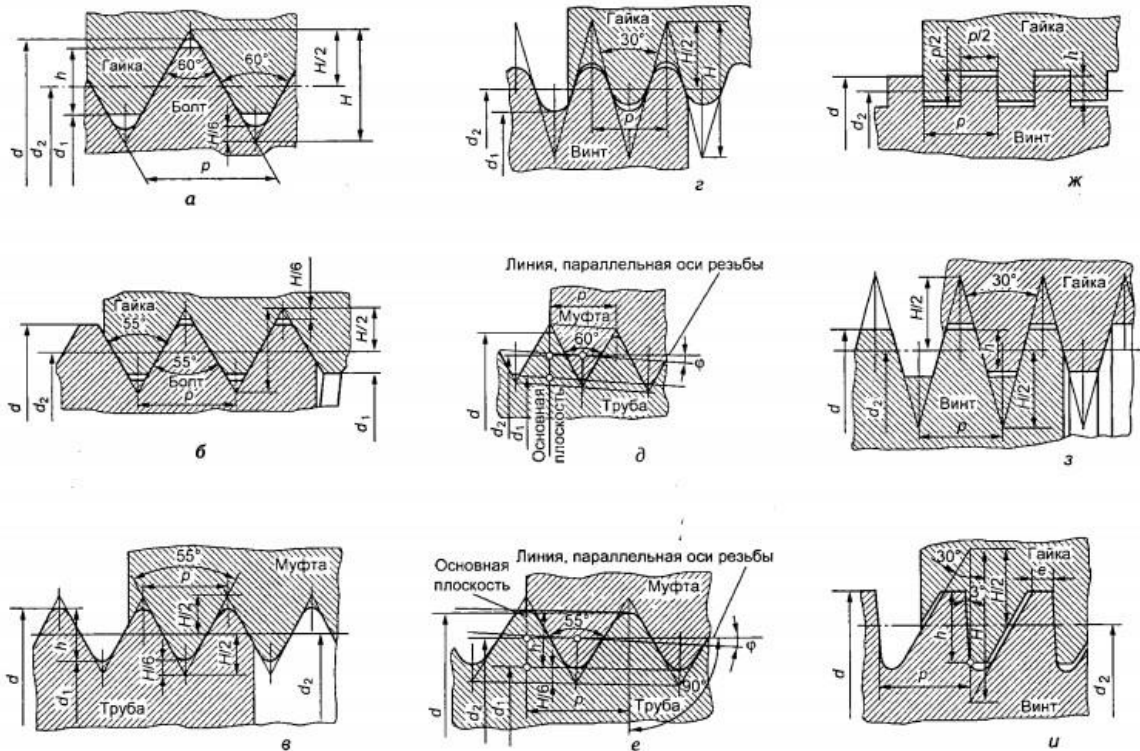


Рис. 16.1. Типы и геометрические параметры крепежной (а–е) и ходовой (ж–и) резьбы: а – метрическая; б – дюймовая; в – трубная; г – круглая; д – метрическая коническая; е – трубная коническая; ж – прямоугольная; з – трапециевидная; и – упорная

**4. Иллюстративный материал:** плакаты, слайды, макеты механизмов и деталей машин, видеоролик действующего механизма.

**5. Литература:**

**Основная:**

1. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. Учебник -М: Машиностроение, 2016.-576 с.
- 2.Скайбеда А.Т. Прикладная механика. Учебник. -М: Альянс, 2016.-522 с.
- 3.Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник.-М.:Альянс, 2016 . -640 с.
- 4.Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. Учебник.- М.:Высшая школа, 2009. -316 с.
- 5.Ищенко В.И. Промышленная технология лекарственных средств. Учебник – Витебск, 2012 -565с.
- 6.Эрдеди А.А. Теория механизмов и детали машин: Учебник - М.: Машиностроение, 2016. -516с.
- 7.Торланова Б.О. Машины и автоматы для фасовки лекарственных форм. Учебное пособие.-Шымкент: ЮКГМА, 2003-162с.
- 8.Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Структурный анализ механизмов. Методическое указание – Шымкент, ЮКГУ, 2014 – 56с.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	55 стр. из 61

### **Дополнительная:**

1. Николаенко В.Л. Прикладная механика. Учебное пособие. – Минск.: Изд-во Гревцова, 2010. – 386 с.
2. Олофинский В.П. Детали машин. Учебное пособие -М: Форум., 2006.- 208 с.
3. Муравьев И.А. Технология лекарств. Учебник, Т.1 – М: Изд-во Медицина, 1980 – 704 с.
4. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Основы конструирования и детали машин. Методические указания. – Шымкент.: ЮКГУ, 2017. – 31 с.
5. Мырзалиев Д.С. Курс теоретической и прикладной механики. Учеб.пособие. – Шымкент, 2008. – 186 с.

### **Электронные ресурсы:**

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулиа, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

### **6. Контрольные вопросы:**

1. Кинематика и силовые расчеты механических передач.
2. Определение передаточные отношения многоступенчатых передач.
3. Расчеты ременных и цепных передач.
4. Назначение и конструкция ременных и цепных передачи.
5. Фрикционные передачи и вариаторы.
6. Определение параметров резьбовых и винтовых соединений.
7. Детали конструкционные элементы резьбовых соединений.
8. Расчеты и элементы винтовых пар.
9. Назначение и применение механических соединений.
10. Разъемные и не разъемные соединения.
11. Предварительные проектировочные задачи и проверочные расчеты валов.
12. Сходства и отличия валов и осей.
13. Виды и конструкции валов и их применение.
14. Понятия об опорах оборудования и машины.
15. Виды и конструкции осей и их назначение.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	56 стр. из 61

## Лекция №5

**1. Тема:** Поддерживающие детали и узлы. Оси, валы, подшипники и муфты. Материалы и конструктивные элементы.

**2. Цель:** Изложение материалов о поддерживающих деталях и узлах оборудования: оси, валы, подшипники и муфты. Знать применяемые материалы и конструктивные элементы.

**3. Тезисы лекции:**

**4. Иллюстративный материал:** плакаты, слайды, макеты механизмов и деталей машин, видеоролик действующего механизма.

**5. Литература:**

### Основная:

1. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. Учебник -М: Машиностроение, 2016.-576 с.
- 2.Скайбеда А.Т. Прикладная механика. Учебник. -М: Альянс, 2016.-522 с.
- 3.Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник.-М.:Альянс, 2016 . -640 с.
- 4.Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. Учебник.- М.:Высшая школа, 2009. -316 с.
- 5.Ищенко В.И. Промышленная технология лекарственных средств. Учебник – Витебск, 2012 -565с.
- 6.Эрдеди А.А. Теория механизмов и детали машин: Учебник - М.: Машиностроение, 2016. -516с.
- 7.Торланова Б.О. Машины и автоматы для фасовки лекарственных форм. Учебное пособие.-Шымкент: ЮКГМА, 2003-162с.
- 8.Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Структурный анализ механизмов. Методическое указание – Шымкент, ЮКГУ, 2014 – 56с.

### Дополнительная:

1. Николаенко В.Л. Прикладная механика. Учебное пособие. – Минск.: Изд-во Гревцова, 2010. – 386 с.
2. Олофинский В.П. Детали машин. Учебное пособие -М: Форум., 2006.- 208 с.
3. Муравьев И.А. Технология лекарств. Учебник, Т.1 – М: Изд-во Медицина, 1980 – 704 с.

Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	57 стр. из 61

4. Абдрашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Основы конструирования и детали машин. Методические указания. – Шымкент.: ЮКГУ, 2017. – 31 с.
5. Мырзалиев Д.С. Курс теоретической и прикладной механики. Учеб.пособие. – Шымкент, 2008. – 186 с.

#### Электронные ресурсы:

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL:  
<http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулия, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL:  
<http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

#### 6. Контрольные вопросы:

По диаметру вала из стандартного ряда выбрать шпонки.

2. Назначение шпоночных соединений и их применение.
3. Материалы шпонки и их расчеты на прочность и жесткость.
4. Виды разъемных и неразъемных соединений.
5. Вычисление шпонки на смятие и на срезы.

Предварительный выбор подшипника по диаметру вала.

2. Сходства и отличия подшипников трения и качения.
3. Понятие об опорах машин и оборудовании.
4. Расшифровка условных обозначений подшипника качения.
5. Применение и инженерные расчеты подшипников.

Почему называются зубчатыми редукторами и какие виды знаешь.

2. Какие параметры редуктора стандартизованы.
3. Причины применения конических зубчатых редукторов.
4. Классификация червячных редукторов.
5. Преимущества и недостатки червячного редуктора.





Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	58 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	59 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	60 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	61 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	62 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	63 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	64 стр. из 61





Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	65 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	66 стр. из 61



Кафедра «Инженерных дисциплин»	044-76/11
«Прикладная механика»	67 стр. из 61

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН  
**MEDISINA**  
**AKADEMIASY**  
«Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ



SOUTH KAZAKHSTAN  
**MEDICAL**  
**ACADEMY**  
АО «Южно-Казакстанская медицинская академия»

Кафедра Технологии фармацевтического производства

Лекционный комплекс

044-31/15 ( )  
68 стр. из 7