

Федеральное агентство по образованию  
СОЧИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(СГУ)

Кафедра организации сервиса и безопасности на транспорте

А.М. Кириллов, Т.П. Карапетян

## **МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ**

Учебно-методическое пособие для студентов СГУ  
по курсу «Общая электротехника»

**УДК 531.8**

**ББК 34.4**

**Составители:** Кириллов Андрей Михайлович, доцент, к.ф.-м.н.

**Карапетян Тариел Паруйрович**, доцент, к.т.н.

**Рецензент:** Макаров Константин Николаевич, профессор, д.т.н.

Учебно-методическое пособие для студентов Сочинского государственного университета по курсу «Техническая механика», целью изучения которой является изучение основных методов кинематического и динамического анализа механизмов, методы расчета деталей машин на прочность, жесткость и устойчивость.

**Согласовано:**

декан Факультета туризма и сервиса СГУ  
кандидат экономических наук, А.В. Апухтин  
«    » октября 2013 г.

Рассмотрена на заседании кафедры  
«Организация сервиса и безопасности на транспорте»  
«    » октября 2013 г. (Протокол №    )

Заведующий кафедрой  
«Организация сервиса и безопасности на транспорте»  
кандидат технических наук, доцент  
Т.П. Карапетян

# СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Выбор электродвигателя

1.1 Определение требуемой мощности двигателя

1.2 Определение частоты вращения вала электродвигателя

2. Ременная передача

2.1 Общие сведения о ременных передачах

2.2 Расчет ременной передачи

3. Зубчатая передача

3.1 Общие сведения о зубчатых передачах

3.2 Расчет зубчатой передачи

4. Цепная передача

4.1 Общие сведения о цепных передачах

4.2 Расчет цепной передачи

5. Контрольная работа

Литература

## Введение

**Механическая передача** — механизм, служащий для передачи и преобразования механической энергии от энергетической машины до исполнительного механизма (органа) одного или более, как правило, с изменением характера движения (изменения направления, сил, моментов и скоростей). Как правило, используется передача вращательного движения.

Механизмы вращательного движения позволяют осуществить непрерывное и равномерное движение с наименьшими потерями энергии на преодоление трения и наименьшими инерционными нагрузками.

Механические передачи вращательного движения делятся:

- по способу передачи движения от ведущего звена к ведомому на передачи *трением* (фрикционные, ременные) и *зацеплением* (цепные, зубчатые, червячные);
- по соотношению скоростей ведущего и ведомого звеньев на *замедляющие* (редукторы) и *ускоряющие* (мультипликаторы);
- по взаимному расположению осей ведущего и ведомого валов на передачи с *параллельными*, *пресекающимися* и *перекрещивающимися* осями валов.

Замедляющие передачи получили большее распространение по сравнению с ускоряющими. Это объясняется тем, что скорости вращения валов двигателей различного вида, как правило, значительно выше скоростей валов рабочих машин. Более быстроходные двигатели имеют меньшие массогабаритные параметры по сравнению с тихоходными двигателями той же мощности, т.к. с увеличением частоты вращения уменьшаются силы и моменты, действующие на детали двигателя. Например, передавать вращение от быстроходной газовой турбины на вал несущего винта вертолета через специальную замедляющую зубчатую передачу (редуктор) значительно выгоднее, чем применять имеющий большие габаритные размеры и массу тихоходный двигатель, вал которого соединялся бы непосредственно с винтом.

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый. Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.

В данном пособии приведем общие сведения о трех часто встречающихся в механизмах видах механических передач (ременную, зубчатую, цепную). В качестве примера проведем упрощенный расчет ленточного транспортера с электроприводом (рис.1.1), который содержит указанные виды передач.

В дальнейшем привод, включающий в себя одну или несколько ступеней механических передач, будем называть *редуктором*.

**Редуктор (механический)** — механизм, передающий и преобразующий крутящий момент, с одной или более механическими передачами. Основные характеристики редуктора — КПД, передаточное отношение, передаваемая мощность, максимальные угловые скорости валов, количество ведущих и ведомых валов, тип и количество передач и ступеней.

В рассматриваемом случае имеем дело с трехступенчатым редуктором, содержащем ременную, зубчатую и цепную передачи.

**Исходные данные:** диаметр барабана транспортера  $D=500$  мм=0,5 м, тяговое усилие на ленте  $F=4000$  Н, скорость ленты  $v=0,8$  м/с.

# 1. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя предусматривает определение его *мощности, типа, частоты вращения* вала и основных *размеров*.

## 1.1 Определение требуемой мощности двигателя

Требуемую мощность электродвигателя определяют на основании исходных данных. Если указана мощность  $P_p$  на ведомом валу редуктора, то необходимая мощность электродвигателя

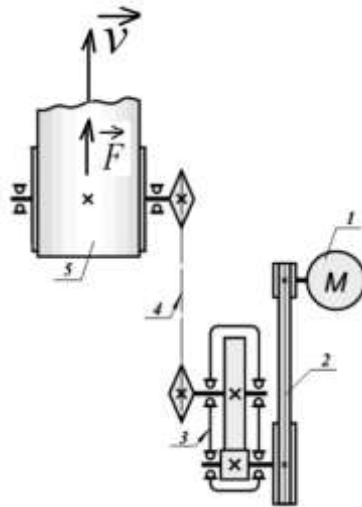
$$P_{эд} = P_p / \eta, \quad (1.1)$$

где  $\eta$  – коэффициент полезного действия (КПД) привода, в общем случае равный произведению частных КПД ступеней редуктора  $\eta_i$  ( $i=1..k$ ):

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_k \cdot \eta_{овм}, \quad (1.2)$$

где  $\eta_{овм}$  – КПД опор валов и упругих компенсирующих муфт (при наличии).

Потери на трение в подшипниках оцениваются множителем  $\eta_{нк}$ .



1 – электродвигатель, 2 – ременная передача, 3 – зубчатая передача, 4 – цепная передача, 5 – лента транспортера

Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода ленточного транспортера

КПД ступеней редуктора выбираем на основании данных таблицы 1.1.

Значения КПД различных передач приведены в таблице 1.

Таблица 1.1 - Средние значения КПД механических передач

Тип передачи	Закрытая (в масляной ванне)	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,96 ... 0,97	0,93 ... 0,95
Зубчатая коническая	0,95 ... 0,97	0,92 ... 0,94
Цепная	0,95 ... 0,97	0,90 ... 0,93
Ременная плоским ремнем:	-	0,96 ... 0,98
Ременная клиновыми (поликлиновыми) ремнями	-	0,95 ... 0,97
Червячная при числе заходов червяка: $Z_1=1; 2; 4$	0,70...0,75; 0,80...0,85; 0,80...0,95	

### Примечания:

- Ориентировочные значения КПД закрытых передач в масляной ванне приведены для колес, выполненных по 8-й степени точности, а для открытых – по 9-й; при более точном выполнении колес КПД может быть повышен на 1 ... 1,5 %; при меньшей точности – соответственно понижен.
- Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают  $\eta_{нт}=0,75 \dots 0,85$ . После установления основных параметров передачи значение КПД следует уточнить.

3. КПД подшипников, учитывающий потери на трение, оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения  $\eta_{нк}=0,99 \dots 0,995$ ; для одной пары подшипников скольжения  $\eta_{нс}= 0,98 \dots 0,99$ .
4. КПД муфты принимается  $\eta_m=0,98$ .
5. В приводах с параллельными передачами, например, с раздвоенными колёсами, значения КПД из табл.1.1 учитывают только один раз.

Если заданы вращающий момент  $M$  и частота вращения вала  $n$  ( $c^{-1}$ ), то «снимаемая» с вала мощность:

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi n \text{ (Вт)}, \quad (1.3)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения.

В случае если частота вращения задана в об/мин, а мощность выразить в кВт, то формула (1.3) примет вид:

$$P = \frac{M \cdot n}{9554} \text{ (кВт)}. \quad (1.4)$$

Принимаем КПД передач, показанных на рисунке 1.1 (согласно данным таблицы 1.1): ременной передачи  $\eta_1=0,98$ ; зубчатой пары  $\eta_2=0,98$ ; цепной передачи  $\eta_3= 0,96$ ; потери в опорах трех валов  $\eta_{ов}^3=0,99^3$ .

По выражению (1.3) КПД всего привода

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{ов}^3 = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,89.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{эд} = \frac{P_p}{\eta} = \frac{F \cdot v}{\eta} = \frac{4000 \cdot 0,8}{0,89} = \frac{3200 \cdot 0,8}{0,89} = 3600 \text{ Вт}.$$

## 1.2 Определение частоты вращения вала электродвигателя

Требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле

$$n_{эд} = n_p \cdot i, \quad (1.5)$$

где  $i$  – передаточное отношение привода.

Передаточное отношение для многоступенчатой передачи в общем случае равно произведению частных передаточных отношений ступеней редуктора  $\eta_i$  ( $i=1..k$ ):

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_k, \quad (1.6)$$

Часто в расчетах вместо передаточного отношения  $i=n_1/n_2$  (где  $n_1$  – частота вращения ведущего звена передачи,  $n_2$  – частота вращения ведомого звена) применяют передаточное число  $u=z_2/z_1$ , где  $z_2$  – число зубьев ведомого звена (для зубчатой или цепной передачи), а  $z_1$  – число зубьев ведущего звена.

Таблица 1.2 - Рекомендуемые значения передаточных чисел

Тип передачи	$u$	$u_{\max}$	Допускаемые отклонения
зубчатая цилиндрическая	2...5	6,3	при $u \leq 4,5 \pm 2,5 \%$ при $u > 4,5 \pm 4,0 \%$
зубчатая коническая	1...4	6,3	$\pm 3 \%$
червячная	8...63	80	$\pm 5 \%$
цепная передача	1,5...4	10	
ременная передача	2...4	8	

Примечание: при окружных скоростях более 6 м/с целесообразно применять колеса косозубые и шевронные.

Руководствуясь рекомендациями по выбору значений передаточных чисел в соответствии с заданным типом передачи в редукторе (см. табл. 1.2), определяем возможный диапазон частот вращения вала электродвигателя

$$n_{эд} = n_p \cdot (u_{\min} \dots u_{\max}). \quad (1.7)$$

Частота вращения вала редуктора (барабана транспортера)

$$n_p = \frac{\omega_p}{2\pi} = \frac{v/R}{2\pi} = \frac{v}{\pi D}. \quad (1.8)$$

В (1.8)  $R$  – радиус барабана транспортера.

Произведем расчет по (1.8):

$$n_p = \frac{0,8}{\pi \cdot 0,5} = 0,51 \text{ c}^{-1} = 30,57 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

В таблице 1.3 приведен далеко не полный перечень асинхронных электродвигателей серии АИР. Более полный перечень можно посмотреть, например, по адресу - <http://electronpo.ru/production> Асинхронные электродвигатели АИР (ранее выпускались двигатели 4А, 4АМ, А2, АО2, и АОЛ2) с короткозамкнутым ротором, благодаря простоте конструкции, отсутствию подвижных контактов, высокой ремонтпригодности, невысокой цене по сравнению с другими электрическими двигателями применяются практически во всех отраслях промышленности и сельского хозяйства. Они используются для привода вентиляционного оборудования, насосов, компрессорных установок, станков, эскалаторов и многих других машин. Частота вращения  $n_{ном}$ , указываемая в каталогах электродвигателей, относится к номинальному режиму, её и принимают во внимание при определении общего передаточного отношения привода.

Таблица 1.3 - Мощности и скорости вращения электродвигателей АИР

Эл/дв.	Мощность кВт	Об/мин.	Эл/дв.	Мощность кВт	Об/мин.	Эл/дв.	Мощность кВт	Об/мин.
АИР 56 А2	0,18	3000	АИР 71 В6	0,55	1000	АИР 100 L2	5,5	3000
АИР 56 В2	0,25	3000	АИР 80 А2	1,5	3000	АИР 100 S4	3	1500
АИР 56 А4	0,12	1500	АИР 80 В2	2,2	3000	АИР 100 L4	4	1500
АИР 56 В4	0,18	1500	АИР 80 А4	1,1	1500	АИР 100 L6	2,2	1000
АИР 63 А2	0,37	3000	АИР 80 В4	1,5	1500	АИР 100 L8	1,5	750
АИР 63 В2	0,55	3000	АИР 80 А6	0,75	1000	АИР 112 М2	7,5 кВт	3000
АИР 63 А4	0,25	1500	АИР 80 В6	1,1	1000	АИР 112 М4	5,5 кВт	1500
АИР 63 В4	0,37	1500	АИР 80 А8	0,27	750	АИР 112 МА6	3 кВт	1000
АИР 63 А6	0,18	1000	АИР 80 В8	0,55	750	АИР 112 МВ6	4 кВт	1000
АИР 63 В6	0,25	1000	АИР 90 L2	3	3000	АИР 112 МА8	2,2 кВт	750
АИР 71 А2	0,75	3000	АИР 90 L4	2,2	1500	АИР 112 МВ8	3 кВт	750
АИР 71 В2	1,1	3000	АИР 90 L6	1,5	1000	АИР 132 М2	11 кВт	3000
АИР 71 А4	0,55	1500	АИР 90 LA8	0,75	750	АИР 132 S4	7,5 кВт	1500
АИР 71 В4	0,75	1500	АИР 90 LB8	1,1	750	АИР 132 М4	11 кВт	1500
АИР 71 А6	0,37	1000	АИР 100 S2	4	3000	АИР 132 S6	5,5 кВт	1000

Электродвигатели рекомендуется выбирать с коэффициентом запаса мощности 20-40 %.

В нашем случае, с учетом требуемой мощности 3600 Вт, желательно выбрать электродвигатель с мощностью 4300-5000 Вт. Однако, среди двигателей серии АИР, ближайшие по мощности электродвигатели имеют мощность 4 кВт и 5,5 кВт. В первом случае это дает запас по мощности порядка 10%, во втором – 50%. Ограничимся запасом мощности 10% и выберем двигатель АИР 112 МВ6, имеющий мощность  $P_{эд}=4$  кВт и номинальную частоту вращения  $n_{ном}=1000$  об/мин.

Определим передаточное отношение привода:

$$i = \frac{n_{эд}}{n_p} = \frac{1000}{30,57} = 32,7.$$

С учетом того, что допускается отклонение  $\pm 3\%$ , зададимся значением передаточного отношения  $i = 32$  (отклонение порядка 2 %). Данное передаточное отношение может быть реализовано, например, так: по таблице 1.2 выбираем для ременной передачи  $i_1=2$ ; для зубчатой передачи  $i_2=4$  и для цепной передачи  $i_3=4$ .

## 2. Ременная передача

### 2.1 Общие сведения о ременных передачах

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем (рис. 2.1). Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего. Параметрам ведущего шкива приписывают индекс 1, параметрам ведомого - индекс 2.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: плоскоременные (рис. 2.1, а), клиноременные (рис. 2.1, б) и круглоременные (рис. 2.1, в).

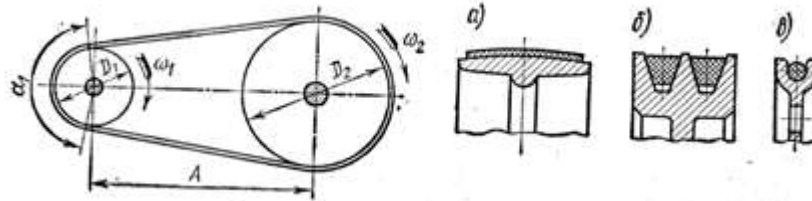


Рисунок 2.1 – Схема ременной передачи

*Достоинства:* 1) Простота конструкции, малая стоимость, легкость монтажа. 2) Возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15 м). 3) Плавность и бесшумность работы. 4) Смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня. 5) Компенсация перегрузок за счет проскальзывания ремня по шкиву.

*Недостатки:* 1) Большие габаритные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей. 2) Малая долговечность ремня в быстроходных передачах. 3) Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня. 4) Непостоянное передаточное число из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня. 5) Необходимость в постоянном надзоре во время работ из-за возможного соскакивания и обрыва ремня. 6) Неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня.

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт и в редких случаях достигает 1000 кВт. Скорость ремня  $v=5-30$  м/с, а в сверхскоростных передачах может достигать до  $\sim 100$  м/с. В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода.

Клиновидная форма ремня с боковыми рабочими поверхностями обеспечивает увеличение тяговой способности ремня за счет повышенного трения. Это позволяет, по сравнению с плоскоременной передачей снизить натяжение ремня, уменьшить усилия на валы и опоры, а также угол обхвата и межосевые расстояния. Однако клиновые ремни более жесткие, имеют большую массу, что ограничивает скорость эксплуатации, из-за большой высоты профиля испытывают повышенные напряжения изгиба, внутренние деформации и нагрев.

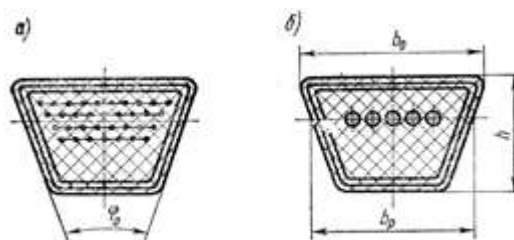


Рисунок 2.2 – Конструкции клиновых ремней



В многоручьевых передачах, вследствие “разноразмерности” ремней по длине, а также погрешности монтажа, нагрузка на ремни распределяется неравномерно. КПД несколько меньше, чем у плоскоремennых передач (0,94...0,96), передаваемая мощность - до 400 кВт.

По конструкции клиновые ремни бывают двух типов: кордтканевые (рис. 2.2 а) и кордшнуровые (рис 2.2 б). В первых корд состоит из нескольких рядов ткани, расположенных в зоне нейтрального слоя ремня. Выше и ниже корда расположены резиновые прослойки. Снаружи ремень завернут в два-три слоя прорезиненной ткани. Кордтканевые ремни применяют в приводах общего назначения.

Более совершенными являются кордшнуровые ремни, в которых корд состоит из одного ряда толстых шнуров. Эти ремни более гибки и долговечны и предназначены для быстроходных передач. Замена текстильных нитей корда синтетическими волокнами или стальными тросами значительно повышает прочность ремней.

Передачи поликлиновыми ремнями являются развитием клиноремennых передач. Поликлиновые ремни сочетают гибкость и монолитность плоских ремней и повышенную тяговую способность клиновых.

Поликлиновые ремни ввиду меньшей массы работают плавно, допускают большие скорости, позволяют использовать шкивы меньшего диаметра. На работоспособность и износ ремня существенно влияет погрешность шагов между рабочими поверхностями ремня и шкивов. Точность монтажа поликлиновых передач должна быть повышенной. Мощность, передаваемая поликлиновым ремнем - до 1000 кВт.

Клиновые и поликлиновые ремни изготавливаются бесконечными.

В ремennых передачах наблюдается два вида скольжения ремня по шкивам:

– упругое скольжение;

– буксование.

Упругое скольжение имеет место при любой нагрузке, а буксование только при перегрузке. Упругое скольжение вызвано разностью натяжений ведущей и ведомой ветвей, создаваемой нагрузкой. Дуги упругого скольжения АС (рис. 2.3) располагаются со стороны сбегавшей ветви. Положение точки С определяется из условия равенства окружной силы  $F_t$  и суммарной силы трения, приложенной к ремню на дуге АС.

На дуге ВС ремень остается в состоянии покоя. Эту дугу называют дугой покоя. Сумма дуг упругого скольжения и покоя равна дуге обхвата, определяемой углом  $\alpha$ .

С увеличением окружной силы дуга упругого скольжения возрастает, а дуга покоя уменьшается. При достижении  $F_t$  значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на всю дугу обхвата. В результате равновесие нарушается и происходит буксование.

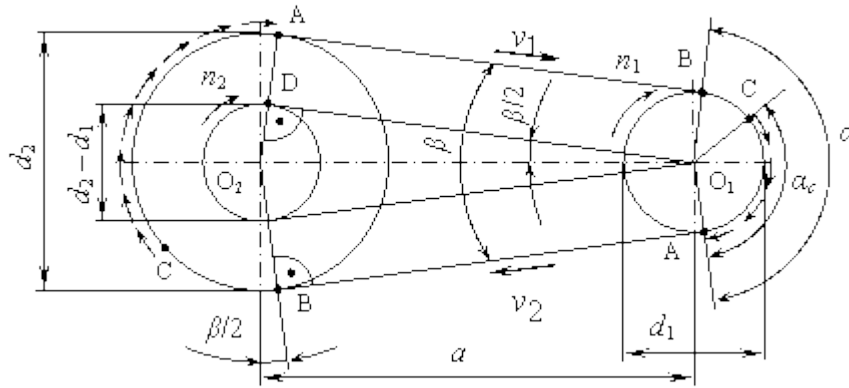


Рисунок 2.3 – К пояснению упругого скольжения

## 2.2 Расчет ременной передачи

Рассчитаем основные параметры и размеры открытой *плоскоремной* горизонтальной передачи, являющейся первой ступенью редуктора привода ленточного транспортера. Мощность на ведущем валу  $P_1=4$  кВт. В качестве данной мощности взята мощность электродвигателя 4 кВт, а не потребляемая (с учетом потерь) мощность транспортера 3,6 кВт. Запас мощности должен учитываться не только для электродвигателя, но и для привода в целом. Частота вращения ведущего вала  $n_1=1000$  об/мин, передаточное число  $u \approx 2$  ( $i_1=2$ ). Знак “ $\approx$ ” свидетельствует о непостоянстве передаточного числа из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня. Режим работы: нагрузка с умеренными колебаниями, работа односменная.

Выбираем плоский приводной резинотканевый ремень с прокладками из комбинированных (полиэфирных и хлопчатобумажных) нитей в основе с номинальной прочностью прокладки 55 Н/мм и приведенной рабочей нагрузкой  $q=3$  Н/мм (в стандарте она называется максимально допускаемой рабочей нагрузкой).

Определяем минимальный диаметр малого шкива  $D_{min}$  по формуле М. А. Саверина, учитывая что

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = 104,67 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Тогда

$$D_{min} = (0,052..0,061) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} = (0,052..0,061) \cdot \sqrt[3]{\frac{4000}{104,67}} = 0,175..0,205 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр  $D_1$  равным ближайшему стандартному значению из следующего ряда (мм): 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200 и так далее до 2000.

$$D_1 = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м.}$$

Тогда  $D_2 = uD_1 = 2 \cdot 200 = 400 \text{ мм} = 0,4 \text{ м}$ , что соответствует стандарту.

Определяем окружную скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{104,67 \cdot 0,2}{2} = 10,5 \text{ м/с,}$$

что для резинотканевых ремней вполне приемлемо.

Определяем минимальное межосевое расстояние

$$a_{min} = 2(D_1 + D_2) = 2(200 + 400) = 1200 \text{ мм} = 1,2 \text{ м.}$$

Принимаем  $a = 1,2 \text{ м}$ .

Проверяем угол обхвата на малом шкиве (для открытой плоскоремной передачи с  $i \leq 5$  минимальный угол обхвата  $[\alpha]=150^\circ$ )

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{0,4 - 0,2}{1,2} \cdot 57^\circ = 170,5^\circ > [\alpha] = 150^\circ.$$

Определяем расчётную длину ремня

$$L_p = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1,2 + \frac{\pi(0,2 + 0,4)}{2} + \frac{(0,4 - 0,2)^2}{4 \cdot 1,2} = 3,35 \text{ м.}$$

Как правило, плоские резинотканевые ремни выпускают в рулонах, поэтому для сшивки концов длину ремня увеличивают против расчётной на 100-400 мм. Добавляем на сшивку ремня, например, 150 мм (этот размер будет зависеть от способа соединения концов ремня). Тогда общая длина  $L = 3,5$  м.

Проверяем число пробегов ремня

$$П = \frac{v}{L_p} = \frac{10}{3,35} = 3 \text{ с}^{-1} < [П] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Находим окружную силу

$$F_\tau = \frac{P}{v} = \frac{4000}{10} = 400 \text{ Н}.$$

Определяем допускаемую рабочую нагрузку на миллиметр ширины одной прокладки

$$[q] = \frac{q C_0 C_\alpha C_v}{C_p},$$

$C_0$  - коэффициент, учитывающий тип передачи и её расположение, для открытых горизонтальных передач и любых передач с автоматическим натяжением ремня  $C_0 = 1$ , при угле наклона межосевой линии к горизонту более  $60^\circ$   $C_0 = 0,9 \cdot 0,8$ , т.к. при больших углах наклона передачи вес ремня ухудшает его сцепление с нижним шкивом;  $C_\alpha$  - коэффициент угла обхвата малого шкива:

$\alpha_1, ^\circ$	180	170	160	150
$C_\alpha$	1,0	0,97	0,94	0,91

$C_v$  - коэффициент влияния центробежных сил, зависящий от скорости  $v$  ремня:

$v, \text{ м/с}$	1	10	20	30
$C_v$	1,04	1,0	0,88	0,68

$C_p$  - коэффициент динамичности и режима работы, при односменной работе и характере нагрузки: спокойная  $C_p = 1$ , умеренные колебания  $C_p = 1,2$ , ударная  $C_p = 1,3$ ; при двусменной работе значения повышаются на 15%, при трёхсменной – на 40%.

Зададимся следующими коэффициентами  $C_0 = 1$  (открытая ременная горизонтальная передача),  $C_\alpha = 0,97$  (угол обхвата на малом шкива  $170,5^\circ$ ),  $C_v = 1,0$  (скорость ремня 10,5 м/с),  $C_p = 1,2$  (нагрузка с умеренными колебаниями, работа односменная)

$$[q] = \frac{q C_0 C_\alpha C_v}{C_p} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1,0}{1,2} = 2,43 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

По табл.2.1 определяем количество прокладок в зависимости от скорости ремня и диаметра малого шкива. Количество прокладок  $i=5$ .

Таблица 2.1 – Диаметр шкива, мм

Количество прокладок	Скорость ремня до, м/с					
	5	10	15	20	25	30
3	80	100	112	125	140	160
4	112	125	160	180	200	225
5	160	180	200	225	250	280
6	250	280	320	360	400	450

Определяем ширину ремня

$$b = \frac{F_\tau}{i[q]} = \frac{400}{5 \cdot 2,43} = 33 \text{ мм}.$$

Ширина резинотканевых ремней выбирается из стандартного ряда (мм): 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125 и так далее до 1200. Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда  $b = 32$  мм.

Находим ширину шкива

$$B = 1,1b + 10 = 1,1 \cdot 32 + 10 = 45,2 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее значение ширины шкива из стандартного ряда  $B = 50$  мм.

Вычислим нагрузку на валы и опоры, приняв удельную силу предварительного натяжения  $q_0=2,25$  Н/мм (при малом межосевом расстоянии  $q_0=2$  Н/мм, при большом межосевом расстоянии  $q_0=2,25$  Н/мм, при автоматическом натяжении  $q_0=2,25$  Н/мм), тогда

$$R = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right),$$

где  $F_0$  - сила предварительного натяжения ремня, для резиноканевых ремней определяется по формуле  $F_0=q_0bi$ .

$$R = 2q_0bi \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 2,25 \cdot 32 \cdot 5 \cdot \sin\left(\frac{170,5^{\circ}}{2}\right) = 717,5 \text{ Н.}$$

### 3. Зубчатая передача

#### 3.1 Общие сведения о зубчатых передачах

Зубчатые механизмы являются наиболее распространенным в машиностроении и приборостроении видом механических передач. Такие передачи применяют для передачи вращательного движения с одного вала на другой или для преобразования вращательного движения в поступательное и изменения скорости вращения валов. С их помощью производят передачу мощностей от ничтожно малых (например, в часовых механизмах) до десятков тысяч киловатт (морские суда). Так же в очень широких пределах колеблются и окружные скорости зубчатых колес, достигая 100 м/с.

Зубчатые передачи можно классифицировать по различным признакам. По характеру расположения валов: с параллельными, пересекающимися и скрещивающимися осями; по форме профилей зубьев: эвольвентные, циклоидальные, круговые и другие; передачи с внешним и внутренним зацеплением. В зависимости от назначения передачи зубья могут быть прямыми, косыми, шевронными, криволинейными (рисунок 3.1).

В настоящее время эвольвентные передачи получили наибольшее распространение.

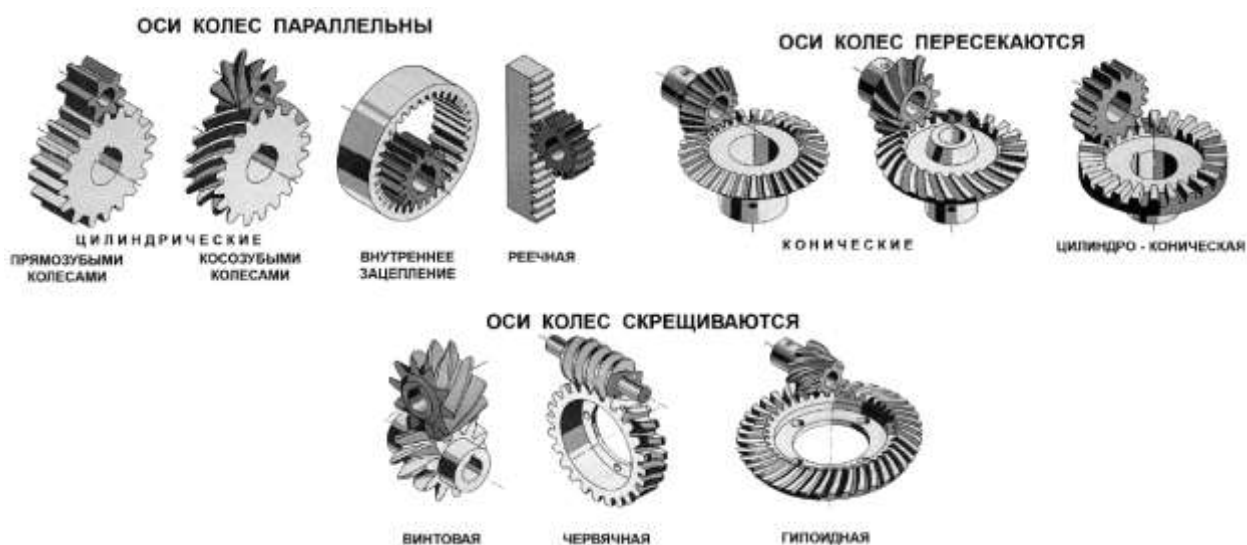


Рисунок 3.1 – Виды зубчатых передач

Рассматриваемые основные понятия зубчатой передачи приведены по ГОСТ 16530. Приведем ниже основные понятия, касающиеся зубчатых передач.

*Зубчатое колесо* – зубчатое звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого звена.

*Зубчатая передача* – трёхзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колёсами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару.

*Ось зубчатого колеса* – геометрическая ось вращения зубчатого колеса в передаче.

*Ведущее зубчатое колесо* – зубчатое колесо передачи, которое сообщает движение парному зубчатому колесу.

*Шестерня* – зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев.

*Колесо* – зубчатое колесо передачи с большим числом зубьев.

*Соосная поверхность зубчатого колеса* – поверхность вращения, ось которой совпадает с осью зубчатого колеса.

*Межосевая линия зубчатой передачи* – прямая линия, пересекающая оси зубчатых колёс под прямым углом (рисунок 3.2).

*Межосевое расстояние ( $a_w$ )* – расстояние между осями зубчатых колёс по межосевой линии.

*Начальная поверхность зубчатого колеса* – каждая из взаимокасающихся соосных поверхностей зубчатых колес передачи, относящаяся к данному зубчатому колесу, в любой точке касания которых проходящие через неё линии зубьев зубчатых колес передачи имеют общую касательную, и вектор скорости относительного движения зубчатых колес направлен вдоль неё или равен нулю.

*Начальная окружность* – каждая из взаимокасающихся концентрических окружностей зубчатых колес передачи, принадлежащая начальной поверхности данного зубчатого колеса.

*Передаточное число зубчатой передачи  $i$*  – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

*Радиальный зазор зубчатой передачи* – расстояние между поверхностью вершин одного из зубчатых колес передачи к поверхности впадин другого зубчатого колеса (рис. 3.3)

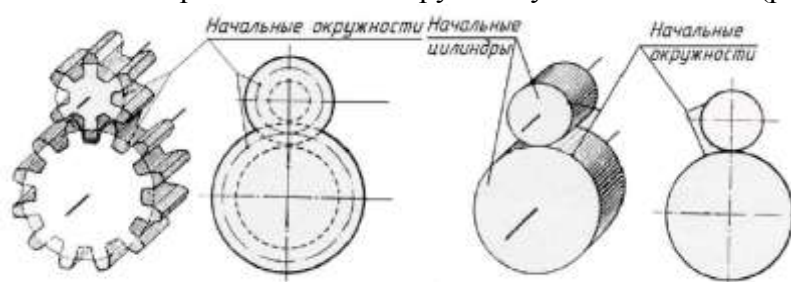


Рисунок 3.2 – Общий вид зубчатой передачи

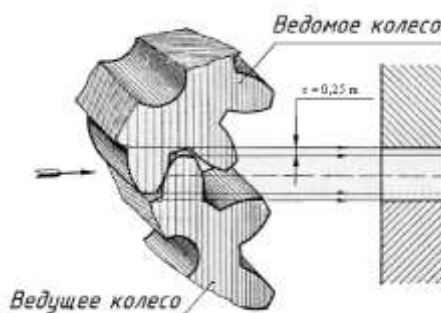


Рисунок 3.3 – Радиальный зазор зубчатой передачи

Наиболее часто в различных машинах применяют зубчатые колёса среднего диаметра (примерно от 80 до 200 мм). Такие колёса изготавливают дисковыми (рисунок 3.4а). Колёса большего диаметра делают со спицами (рисунок 3.4б), а небольшого – сплошным, т.е. без диска и без спиц (рисунок 3.4в).



Рисунок 3.4 – Виды зубчатых колес

Основными элементами зубчатого колеса (рисунок 3.5) являются зубья, каждый зуб состоит из *головки зуба* и *ножки*. Зубья находятся на ободке колеса и вместе с ободком

составляют *зубчатый венец*: более тонкая часть колеса – *диск* соединяет *ступицу* с ободом, внутри ступицы делают *отверстие для вала с пазом для шпонки*. Кроме *шпоночного* соединения встречается также *шлицевое* соединение. На рисунке 3.5 показаны условные изображения элементов зубчатого колеса.

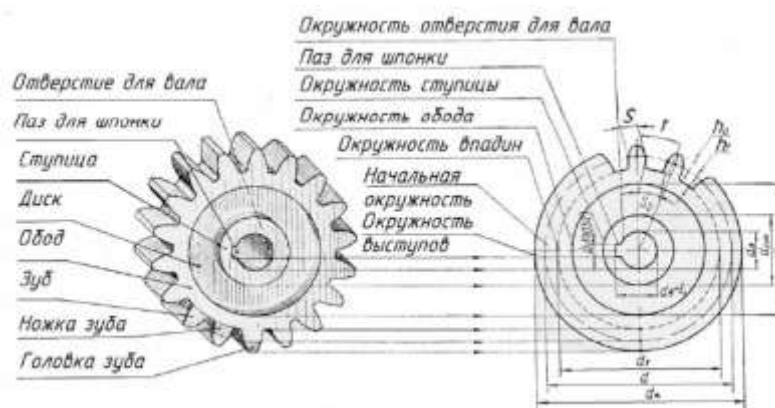


Рисунок 3.5 – Условные изображения элементов зубчатого колеса

$d_a$  – *окружность вершин* – это самая большая окружность, ограничивающая вершины головок зубьев колес: её условно изображают сплошной основной линией.

$d$  – *делительная окружность*, делящая каждый зуб на две неравные части: меньшую – головку зуба и большую – ножку зуба: её условно изображают штрихпунктирной тонкой линией.

$d_f$  – *окружность впадин*, проходящая по очертаниям впадин между зубьями: её условно изображают сплошной тонкой линией.

$d_{об}$  – *окружность обода*, обозначающая внутреннее очертание обода.

$d_{ст}$  – *окружность ступицы*, обозначающая внешнее очертание ступицы.

$d_b$  – диаметр окружности отверстия для вала.

$h$  – высота зуба.

$h_a$  – высота головки зуба.

$h_f$  – высота ножки зуба.

$P_n$  – *нормальный шаг зубьев* – кратчайшее расстояние по делительной или начальной поверхности зубчатого колеса между эквидистантными одноименными теоретическими линиями соседних зубьев.

$z$  – число зубьев.

$m$  – *нормальный модуль зубьев* – это линейная величина в  $\pi$  раз меньшая нормального шага зубьев и равная отношению диаметра делительной окружности к числу зубьев.

### 3.2 Расчет зубчатой передачи

Рассчитаем для примера цилиндрическую зубчатую передачу.

Исходными данными для расчета являются:

- число зубьев колеса –  $z$ ;
- модуль –  $m$ ;
- диаметр отверстия колеса (диаметр вала) -  $d_b$

В машиностроении приняты определенные значения модуля зубчатого колеса  $m$  для удобства изготовления и замены зубчатых колёс, представляющие собой целые числа или числа с десятичной дробью: 0,5; 0,7; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5 и так далее до 50.

Зададимся следующими значениями исходных параметров:

- число зубьев шестерни  $z_1=20$ ;
- модуль  $m=2$ ;
- диаметр отверстия колеса  $d_b=20$  мм.

Рассчитаем основные геометрические параметры передачи и зубчатых колес.

Число зубьев колеса

$$z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80$$

(в рассматриваемом случае  $u=i_3=4$ ).

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{(z_1+z_2)m}{2} = \frac{(20+80)2}{2} = 100 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр:

$$d_1=z_1m=20\cdot 2=40 \text{ мм, } d_2=z_2m=80\cdot 2=160 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a1}=(z_1+2)m=(20+2)\cdot 2=44 \text{ мм, } d_{a2}=(z_2+2)m=(80+2)\cdot 2=164 \text{ мм.}$$

Т.к. диаметры получились менее 200 мм, то оба зубчатых колеса выбираем в дисковом исполнении (рис. 3.4а).

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{f1}=(z_1-2,5)m=(20-2,5)\cdot 2=35 \text{ мм, } d_{f2}=(z_2-2,5)m=(80-2,5)\cdot 2=155 \text{ мм.}$$

Радиальный зазор:

$$C=0,25m=0,25\cdot 2=0,5 \text{ мм.}$$

Высота головки зуба:

$$h_a=m=2 \text{ мм.}$$

Высота ножки зуба:

$$h_f=1,25m=1,25\cdot 2=2,5 \text{ мм.}$$

Высота зуба:

$$h=2,25m=2,25\cdot 2=4,5 \text{ мм.}$$

Нормальный шаг:

$$P_n=m\pi=2\pi=6,3 \text{ мм.}$$

Ширина венца зубчатого колеса:

$$b=(6\div 8)m=6\cdot 2=12 \text{ мм.}$$

Диаметр обода:

$$d_{o61}=d_{a1}-b=44-12=32 \text{ мм, } d_{o62}=d_{a2}-b=164-12=152 \text{ мм.}$$

Толщина обода:

$$\delta_{o6}=(2\div 3)m - \text{ для литых колес;}$$

$$\delta_{o6}=(2,5\div 4)m - \text{ для штампованных колес.}$$

Выберем в указанном диапазоне множитель 3, подходящий как для литых, так и для штампованных колес. Таким образом,

$$\delta_{o6}=3m=3\cdot 2=6 \text{ мм.}$$

Толщина диска зубчатого колеса:

$$K=0,3b=0,3\cdot 12=3,6 \text{ мм.}$$

Длина ступицы:

$$l_{ст} = 2,5 d_b = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр ступицы:

$$d_{ст} = (1,6\div 2) d_b - \text{ для чугунных колес,}$$

$$d_{ст} = 1,7 d_b - \text{ для стальных колес.}$$

Выберем множитель 1,7, подходящий как для чугунных, так и стальных колес.

Тогда

$$d_{ст} = 1,7 d_b = 1,7 \cdot 20 = 34 \text{ мм.}$$

## 4. Цепная передача

### 4.1 Общие сведения о цепных передачах

В машиностроении цепи находят применение в качестве элементов механических приводов - *приводные* цепи; как тяговые органы машин непрерывного транспорта (конвейеров, элеваторов, транспортеров и эскалаторов) - *тяговые* цепи; в качестве элементов для подвески грузов в подъемно-транспортных машинах - *грузовые* цепи. Здесь приведены краткие сведения лишь о приводных цепях и соответствующих передачах.

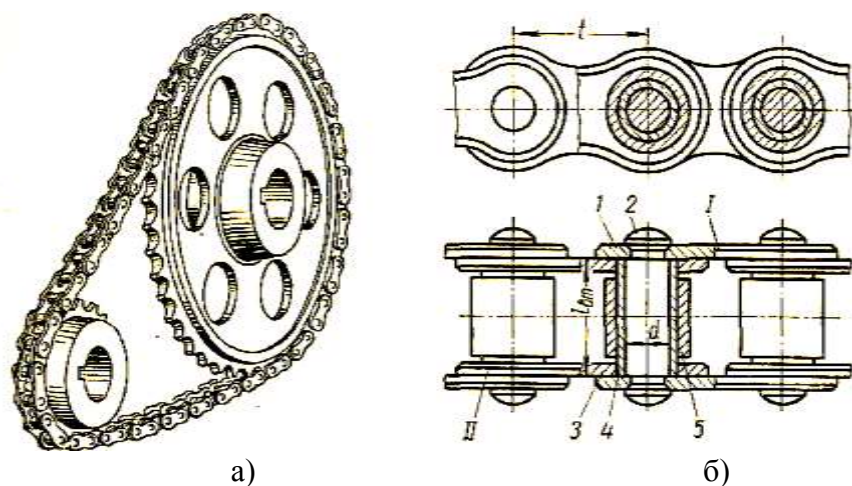


Рисунок 4.1 – Устройство цепной передачи

Цепные передачи относятся к передачам зацеплением, имеющим промежуточное гибкое звено - цепь. Геометрические оси ведущего и ведомого валов цепной передачи параллельны. Простейшая цепная передача состоит из двух зубчатых колес с зубьями специальной формы - звездочек и охватывающей их *бесконечной цепи* (рис. 4.1а). Цепи делятся на роликовые и втулочные, зубчатые и фасоннозвенные (крючковые).

*Роликовая цепь* (рис. 4.1б) состоит из чередующихся наружных 1 и внутренних 2 пластин, имеющих относительную подвижность. Каждое звено выполнено из двух пластин (1 и 3 соответственно). Пластины, образующие наружное звено, напрессованы на ось 2, а образующие внутреннее звено - на втулку 4. Для уменьшения износа зубьев звездочек на втулки надеты ролики 5. Шаг цепи  $t$  служит основным параметром передачи.

Шаг цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период “набегания” на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях выбирают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

*Втулочные цепи* отличаются от рассмотренных отсутствием роликов. Как следствие, износостойкость передачи втулочной цепью меньше, чем роликовой.

Чтобы сделать звенья неразъемными, оси цепей расклепывают. Предпочтительно применять цепи, имеющие четное число звеньев, так как при нечетном их числе приходится вводить специальное переходное звено.

При больших нагрузках применяют двух- и четырехрядные роликовые цепи; их изготавливают из элементов обычных однорядных цепей, но со специальными более длинными осями. По прочности специальное соединительное звено несколько уступает остальным звеньям.

*Зубчатые цепи* состоят из наборов пластин зубчатой формы и шарниров. Общий вид передачи зубчатой цепью показан на рис. 4.2а; положение звеньев на зубьях звездочки ясно из



рис. 4.2б. Для повышения износостойкости цепи ее шарниры имеют специальные вкладыши (см. рис. 4.2б). Для направления на звездочках цепи снабжены внутренними или боковыми направляющими пластинами.

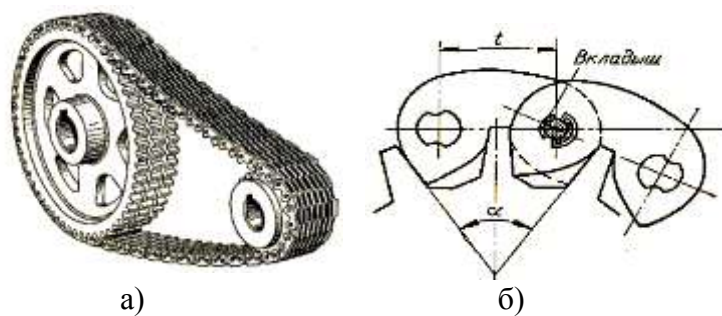


Рисунок 4.2 – Крючковая многорядная цепная передача

Зубчатые цепи допускают большие скорости, чем роликовые, обладают повышенной надежностью, но значительно тяжелее и сложнее в изготовлении, поэтому их применяют реже, чем роликовые и втулочные.

Пластины втулочных, роликовых и зубчатых цепей изготавливают из стали 40 и 40Х и подвергают закалке. Оси, втулки и вкладыши делают из цементуемой стали 15, 20, 20Х и др. Эти детали, так же как и пластины, должны иметь высокую твердость.

К **достоинствам** цепных передач относят: 1) возможность применения при значительных расстояниях между валами (до 8 м); 2) меньшие размеры по сравнению с ременными передачами; 3) постоянство среднего передаточного отношения; 4) высокий КПД (при хорошей смазке до 98%); 5) меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы и опоры.

**Недостатки** цепных передач: 1) вытягивание цепи вследствие износа шарниров; 2) необходимость тщательного монтажа и постоянного ухода (регулирование, смазка); 3) некоторая неравномерность хода передачи; 4) непригодность при необходимости периодического реверсирования без пауз.

Передаточное число цепной передачи обычно не свыше 5, реже до 8, и лишь для очень тихоходных передач встречаются более высокие значения (тихоходные до 3 м/с).

Длину цепи можно найти по формуле

$$L = 2A + \frac{(z_2 + z_1)t}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)^2 / 2\pi]^2}{A}, \quad (4.1)$$

где  $A$  - межосевое расстояние передачи, которое принимаем равным в пределах от  $30t$  до  $80t$ .

Число звеньев цепи (или длина цепи, выраженная в шагах)  $L_t = L/t$ .

Полученное значение  $L_t$  следует округлить до ближайшего целого числа (желательно четного).

Окончательное межосевое расстояние (по округленному значению  $L_t$ )

$$A = 0,25t \left[ L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (4.2)$$

Цепные передачи выходят из строя в основном в результате износа шарниров и зубьев звездочек. Поэтому и расчет цепей ведется на *износостойкость* по величине *среднего давления в шарнирах*.

Шаг  $t$ , мм (см. рис. 4.1) роликовой или втулочной цепи предварительно определяют по формуле

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot k_3}{[p] \cdot m \cdot z_1}}, \quad (4.3)$$

где  $M_1$  - вращающий момент на валу ведущей звездочки,  $H \cdot мм$ ;  $k_3$  - коэффициент эксплуатации, зависящий от условий работы передачи (динамические нагрузки, характера смазки и др.); обычно  $k_3 = 1,5 - 3,0$ ;  $[p]$  - допускаемое давление в шарнирах цепи,  $H / мм^2$ ;  $m$  - число рядов цепи;  $z_1$  - число зубьев ведущей звездочки.

Допускаемое давление  $[p]$  выбирают из табл. 4.1, но при предварительном определении шага пользуются средним значениями, указанными в нижней части таблицы.

Таблица 4.1 - *Допускаемые давления  $[p]$  в шарнирах роликовых и втулочных цепей*

$n_1$ , об/мин						
200	400	600	800	1000	1200	1600
$[p]$						
32,0	29,4	27,0	24,5	23,0	22,5	19,6

Число зубьев  $z_1$  меньшей звездочкой выбирают в зависимости от передаточного числа в пределах 12 - 23 (меньшие значения при больших  $i$ ).

По найденной величине  $t$  выбирают по ГОСТу цепь, шаг которой близок к полученному из расчета. Эту цепь проверяют по величине среднего давления в шарнирах:  $p = k_3 P / F \leq [p]$

В этой формуле  $P$  - окружное усилие на звездочке,  $H$ ;  $F = dl_{см}$  (см. рис. 4.1) - проекция опорной поверхности шарнира,  $мм^2$ ;  $p$  - среднее расчетное давление в шарнирах,  $H / мм^2$ . Значение  $[p]$  надо принимать с учетом не только числа оборотов  $n_1$ , но и величины шага  $t$ .

Окружное усилие  $P$  определяют по формуле  $P = N / v$ , где  $N$  - передаваемая мощность в  $Вт$ ;  $v$  - скорость цепи,  $м/с$ ; эта величина определяется из выражения  $v = z_1 t \omega_1 / (2\pi \cdot 1000)$ . здесь  $\omega_1$  - угловая скорость ведущей звездочки,  $с^{-1}$ ; величину  $t$  следует подставлять в  $мм$ .

Подбор и проверка зубчатых цепей производится аналогично, но для выбора шага  $t$  и определения величины  $F$  служат другие формулы.

Таблица 4.2 - *Расчетный параметр  $t \cdot F$  для одно- и двухрядных роликовых цепей*

Обозначения однорядной цепи	$(t \cdot F), \text{мм}^3$	Обозначение двухрядной цепи	$(t \cdot F), \text{мм}^3$
ПР-8-460	88	2ПР-12,7-3200	108
ПР-9,525-900	267	2ПР-15,875-4500	182
ПР-12,7-1800	6360	2ПР-19,05-6400	343
ПР-15,875-2300	10700	2ПР-25,4-11400	777
ПР-19,05-2500	20200	2ПР-31,75-17700	1420
ПР-25,4-5000	45700	2ПР-38,1-25400	2560
ПР-31,75-7000	83000	2ПР-44,45-34400	3600
ПР-38,1-10000	150000	2ПР-50,8-45400	5550
ПР-44,45-13000	210000		
ПР-50,8-16000	328000		

\* Второе число в обозначении цепи определяет шаг соответствующей цепи

#### 4.2 Расчет цепной передачи

Рассчитаем однорядную роликовую передачу ( $m=1$ ).

По формуле (4.3) определим шаг цепи  $t$ .

Примем коэффициент эксплуатации  $k_3=2$ , число зубьев ведущей звездочки  $z_1=12$ .

$$\text{Определим } M_1 = \frac{P_1}{\omega_1},$$

Мощность на ведущем валу цепной передачи:

$$P_1 = P_{\text{эд}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_0^2 = 4000 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 3765,12 \text{ Вт.}$$

Угловая скорость вращения ведущего вала цепной передачи:

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_{\text{эд}}}{i_1 \cdot i_2} = \frac{2\pi \cdot \frac{1000}{60}}{2 \cdot 4} = 13,1 \text{ рад/с.}$$

$$M_1 = \frac{3765,12}{13,1} = 287,4 \text{ Н} \cdot \text{м} = 287,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Т.к.  $n_1 = \frac{n_{\text{эд}}}{i_1 \cdot i_2} = \frac{1000}{2 \cdot 4} = 125 \text{ с}^{-1}$  (частота ведущего вала цепной передачи), то по таблице 4.1 среднее значение  $[p]$  возьмем равным  $32 \text{ Н/мм}^2$ .

Тогда по формуле (4.3) получаем значение

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{287,4 \cdot 10^3 \cdot 2}{32 \cdot 1 \cdot 12}} = 32 \text{ мм.}$$

По найденной величине  $t$  выбираем из таблицы цепь, шаг которой близок к полученному из расчета. Это цепь - ПР-31,75-7000.

Таким образом, выбранная цепь имеет  $t=31,75 \text{ мм}$ .

Проверим данную цепь по величине среднего давления в шарнирах:  $p = k_p P / F \leq [p]$

В этой формуле  $P$  – окружное усилие на звездочке,  $H$ ;  $F = d l_{\text{от}}$  (см. рис. 4.2) – проекция опорной поверхности шарнира,  $\text{мм}^2$ ;  $p$  – среднее расчетное давление в шарнирах,  $H / \text{мм}^2$ .

Из таблицы 4.2 для цепи ПР-31,75-7000  $t \cdot F = 83000 \text{ мм}^3$ . Отсюда  $F = 83000 / 31,75 = 2614,2 \text{ мм}^2$ .

Окружное усилие  $P$  определяем по формуле  $P = N / v$ , где  $N$  – передаваемая мощность в  $\text{Вт}$ ;  $v$  – скорость цепи,  $\text{м/с}$ ; эта величина определяется из выражения  $v = z_1 t \omega_1 / (2\pi \cdot 1000)$ . здесь  $\omega_1$  – угловая скорость ведущей звездочки,  $\text{с}^{-1}$ ; величину  $t$  следует подставлять в  $\text{мм}$ .

В рассматриваемом случае  $N = P_1 = 3765,12 \text{ Вт}$ .

Рассчитаем окружную скорость:

$$v = 12 \cdot 31,75 \cdot 13,1 / (2\pi \cdot 1000) = 0,794 \text{ м/с}.$$

Тогда окружное усилие:

$$P = 3765,12 / 0,794 = 4742 \text{ Н}.$$

$$p = 2 \cdot 4742 / 2614,2 = 3,63 \text{ Н/мм}^2 \leq [p] = 32 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом, выбранная цепь удовлетворяет условию по давлению в шарнирах.

Определим теперь диаметры зубчатых колес (делительные):

$$d_1 = 2 \cdot \frac{\omega_1}{v} = 2 \cdot \frac{13,1}{0,794} = 33 \text{ мм}.$$

$$d_2 = i_3 \cdot d_1 = 4 \cdot 33 = 132 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние передачи принимаем равным в пределах от  $30t$  до  $80t$ .

Зададимся  $A = 30t = 30 \cdot 31,75 = 952,5 \text{ мм}$ .

По формуле (4.1) рассчитываем длину цепи:  $L = 3076 \text{ мм}$ .

Тогда число звеньев  $L_t = L / t = 3076 / 31,75 = 96$ .

По формуле (4.2) уточним межосевое расстояние:  $A = 1032 \text{ мм}$ .

## 5. Контрольная работа

### Задача № 1

Подобрать электродвигатель привода ленточного транспортера (рис. 5.1), рассчитать цепную передачу, рассчитать зубчатую пару. Исходные данные для расчета приведены в табл. 5.1.

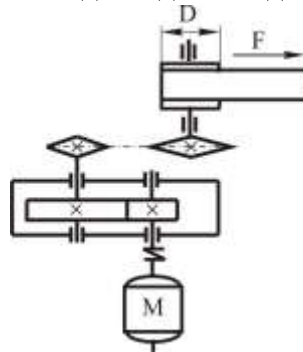


Рисунок 5.1 - Привод ленточного транспортера

Таблица 5.1

Параметры	Варианты числовых значений									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на барабане $F$ , кН	8,0	7,8	7,6	7,0	6,5	6,0	5,6	4,0	3,2	2,5
Окружная скорость барабана $v$ , м/с	0,70	0,65	0,60	0,55	0,65	0,75	0,85	1,00	1,50	1,80
Диаметр барабана $D$ , мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240

### Задача № 2

Подобрать электродвигатель привода измельчителя (рис. 5.2), рассчитать ременную передачу, рассчитать цилиндрическую пару. Исходные данные для расчета приведены в табл. 5.2.

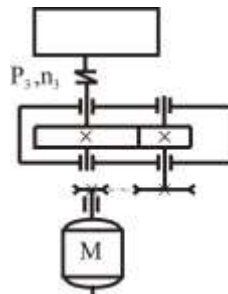


Рисунок 5.2 - Привод измельчителя

Таблица 5.2

Параметры	Варианты числовых значений									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность, потребляемая измельчителем $P$ , кВт	9,5	9,0	8,6	8,2	7,8	7,2	6,8	6,2	5,8	5,4
Частота вращения вала измельчителя $n$ , об/мин	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320

## Литература

1. Бережной О.Л., Гончаров С.И. Прикладная механика: Учеб. пособие. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2005. – 404 с.
2. Леонова Л.М., Чигрик Н.Н., Татаурова В.П. Зубчатые передачи. Элементы расчета и конструирования. Методические указания. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 45 с.
3. Каримов И. Прикладная механика. Электронный учебный курс для студентов очной и заочной форм обучения. - <http://www.prikladmeh.ru>.
4. Никифоров А.А. Детали машин: методические указания и задания. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2007. – 63 с.