

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: и.о. ректора
Дата подписания: 07.10.2024 09:01:23
Уникальный программный ключ:
4e7c4ea90328ec8e65c5d8058549a2538d7400d1

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тюменский индустриальный университет»**

Л. И. Никитина, В.А. Пяльченков

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»**

Тюмень
ТИУ

УДК 621.81 (075.8)

ББК 34.42я73

Н 624

Учебное пособие рассмотрено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры прикладной механики «___» _____ 2018 года, протокол № ____.

Никитина, Л. И.

Н 624 Курсовое проектирование по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»: учебное пособие/Л.И. Никитина, В.А. Пяльченков.- Тюмень: ТИУ, 2019.- 106 с.

ISBN 978-5-00023-140-1

Учебное пособие предназначено для студентов всех специальностей и направлений очной и заочной форм обучения, изучающих дисциплины «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Техническая механика основы конструирования» при выполнении стандартного процесса расчёта одного из наиболее распространённых механизмов привода. Набор элементов и их последовательность может быть организована по-разному, но подход к порядку определения параметров их работы и взаимодействия является единым. В учебном пособии рассмотрены и разъяснены все этапы определения параметров привода при передаче движения от двигателя к рабочему органу. Расчёт каждой части механизма сопровождается кратким изложением теоретических основ расчета и произведён с максимальной подробностью и ссылками на стандартные показатели или выбор стандартных элементов.

ДК 621.81 (075.8)

ББК 34.42я73

ISBN 978-5-00023-140-1

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тюменский индустриальный университет», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1.ТЕМЫ ДЛЯ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ (РАБОТ).....	7
2.ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА.....	9
2.1.Электродвигатель.....	
2.2.Ременная передача.....	
2.3.Редуктор.....	
2.4.Муфта.....	
3. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	
4.РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	
4.1.Основные геометрические параметры эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи.....	
4.2.Критерии работоспособности и расчет зубчатых передач.....	
4.3.Теоретические основы расчета цилиндрической зубчатой передачи.....	
4.3.1.Расчет по контактным напряжениям.....	
4.3.2.Расчет по напряжениям изгиба.....	
4.4.Пример расчета закрытой цилиндрической зубчатой передачи.....	
5.РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	
5.1.Основные геометрические параметры ременных передач.....	
5.2.Силы и напряжения в ремне.....	
5.3.Критерии работоспособности и расчет ременных передач.....	
5.4.Пример расчета клиноременной передачи.....	
6.РАСЧЕТ ВАЛОВ, ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ, ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА.....	
6.1.Валы и оси.....	
6.2.Подшипники качения.....	
6.3.Пример расчета валов и выбора подшипников.....	
6.3.1.Проектный расчет валов.....	
6.3.2.Выбор подшипников и схем их установки.....	
6.3.3.Разработка эскизной компоновки редуктора.....	
6.3.4.Проверочные расчеты тихоходного вала редуктора.....	
6.3.5.Проверка долговечности подшипников тихоходного вала.....	
7.ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	
8.ВЫБОР СИСТЕМЫ СМАЗКИ РЕДУКТОРА.....	
9. ВИБОР ПОСАДОК ДЛЯ СБОРКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА.....	
10.ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	
10.1. Сборочный чертеж редуктора.....	
10.2. Рабочие чертежи деталей редуктора.....	
10.3. Пояснительная записка.....	

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....
ЗАДАНИЯ.....
ПРИЛОЖЕНИЯ.....

ВВЕДЕНИЕ

Активное усвоение методов и приёмов дисциплины «Детали машин и основы конструирования» вырабатывает навыки для постановки и решения прикладных задач. Кроме того, эта дисциплина является основой для освоения специальных технических дисциплин.

Курсовой проект (работа) по данной дисциплине является завершающим этапом общетехнической подготовки инженера-механика. Для выполнения курсового проекта (работы) требуется знание таких дисциплин как «Начертательная геометрия и инженерная графика», «Теоретическая механика», «Сопротивление материалов», «Материаловедение», «Теория механизмов и машин». В качестве объектов курсового проектирования используются механические приводы, включающие электродвигатель, открытую передачу и редуктор. Основная цель выполняемой работы заключается в разработке расчётной и конструкторской документации, обеспечивающей изготовление и эксплуатацию проектируемого изделия. Для решения поставленных задач выполняется пояснительная записка, подтверждающая работоспособность и надежность конструкции, а также разрабатывается сборочный чертеж редуктора. Указанная документация оформляется в соответствии с требованиями, предъявляемыми к технической документации. В процессе курсового проектирования производится расчёт и конструирование передач, валов, подбор подшипников качения, а так же выбор смазки и мероприятий по монтажу и техническому обслуживанию приводов. Наиболее ответственным и трудоемким этапом выполнения проекта является разработка сборочного чертежа редуктора. Для уменьшения затрат времени и повышения качества технической документации рекомендуется тщательная проработка компоновочной схемы и типовой конструкции редуктора.

Заключительным этапом курсового проектирования является защита проекта, позволяющая оценить полученные знания и умения при выполнении инженерных расчётов типовых деталей машин. Приобретенный опыт расчёта и конструирования механических приводов обеспечивает применение общетехнической информации при изучении специальных дисциплин.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки, выполненной на листах писчей бумаги формата *A4* и оформленной в соответствии с требованиями ЕСКД к текстовым документам и графической части. Объем пояснительной записки составляет примерно 30-40 страниц машинописного текста (допускается рукописный вариант).

Графическая часть для курсового проекта состоит из двух листов сборочных чертежей формата *A1* (сборочный чертеж редуктора и чертеж общего вида привода) и двух листов рабочих чертежей деталей редуктора

формата А3, (рабочий чертеж тихоходного колеса редуктора и рабочий чертеж тихоходного вала редуктора).

Графическая часть для курсовой работы состоит из одного сборочного чертежа формата А1 (сборочный чертеж редуктора) и двух листов рабочих чертежей деталей редуктора формата А3 (рабочий чертеж тихоходного колеса редуктора и рабочий чертеж тихоходного вала редуктора).

Чертежи выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД в карандаше или в электронном варианте на компьютере с использованием программ компьютерной графики и последующей распечаткой на плоттере.

Пояснительная записка должна содержать:

1. Техническое задание.
2. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.
3. Расчет передач привода.
4. Проектный расчет валов, выбор подшипников.
5. Эскизный проект редуктора.
6. Проверка долговечности подшипников.
7. Проверочный расчет валов на усталостную и статическую прочность.
8. Проектирование деталей редуктора.
9. Расчет соединений.
10. Выбор системы смазки редуктора.
11. Список литературы.

В учебном пособии рассмотрены основные этапы выполнения курсового проекта.

1. ТЕМЫ ДЛЯ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ (РАБОТ)

Тематику технического задания на курсовой проект (работу) по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» составляют так, чтобы студент мог освоить основы проектирования наибольшего числа общих элементов машин: передач, соединений, муфт, подшипниковых узлов и т.д.

Наибольшее распространение получили технические задания на проектирование приводных устройств транспортеров, конвейеров, лебедок, смесителей, питателей и других средств малой механизации. Такие задания весьма разнообразны и многовариантны. Они позволяют варьировать конструкции редукторов, муфт, передач с гибкими звеньями и пр. Кроме того, проектирование средств механизации позволяет дополнительно ознакомить студентов с очень важными и широко распространенными устройствами. Наиболее типичными для заданий на курсовой проект являются транспортеры (конвейеры) с тяговым органом – ленточные или цепные. Рабочим органом таких устройств являются барабан ленточного конвейера (тяговая станция), рис.1.1,а, или звездочки цепного конвейера, рис.1.1,б.

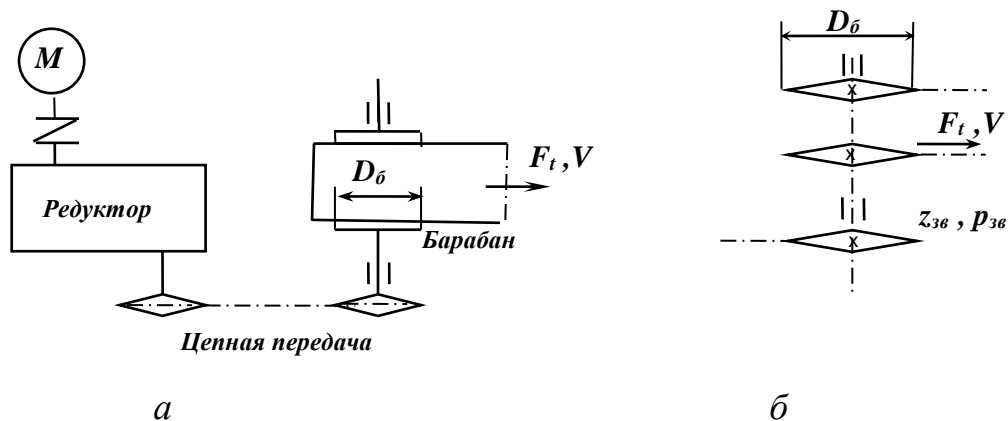


Рис.1.1. Рабочие органы конвейеров

Приводное устройство или **привод машины** – это устройство, предназначенное для преобразования подводимой первичной энергии в механическую работу, выполняемую рабочими органами машины. Привод обычно состоит из электродвигателя и нескольких механических передач, открытых (ременная или цепная) и закрытых (зубчатый или червячный редуктор). Количество механических передач определяет число ступеней привода. Для соединения между собой валов могут использоваться муфты. Блок-схема двухступенчатого привода показана на рис. 1.2.

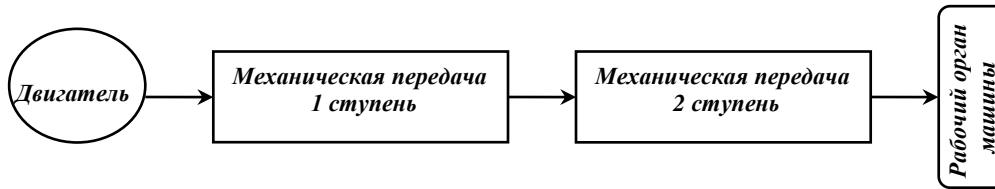


Рис.1.2. Блок-схема двухступенчатого привода

Исходными данными для расчета привода являются:

1. Мощность на валу рабочего органа машины (барабана, звездочек)

$$P_{\text{вых}}, \text{ кВт};$$

2. Частота вращения рабочего органа машины

$$n_{\text{вых}}, \text{ об/мин.}$$

В некоторых случаях эти величины могут быть не заданы в явном виде.

Например, в исходных данных могут быть заданы:

- окружная сила на барабане или тяговых звездочках приводного вала конвейера $F_t, \text{ Н}$;

- скорость движения ленты или цепи $V, \text{ м/с}$;

- диаметр барабана $D_b, \text{ мм}$;

- число зубьев $z_{зв}$ и шаг $p_{зв}, \text{ мм}$ тяговых звездочек;

- угловая скорость рабочего органа $\omega_{\text{вых}}, \text{ рад/сек.}$

В этих случаях необходимые исходные данные рассчитываются по формулам (1.1-1.4):

$$n_{\text{ââô}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{ââô}}}{\pi}; \quad (1.1)$$

$$P_{\text{ââô}} = \frac{F_t \cdot V}{1000}; \quad (1.2)$$

$$n_{\text{ââô}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{\pi \cdot D_a}; \quad (1.3)$$

$$n_{\text{ââô}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{z_{\text{çâ}} \cdot p_{\text{çâ}}}. \quad (1.4)$$

Любую механическую передачу также можно представить в виде схемы (рис.1.3), на которой различают входной (ведущий) и выходной (ведомый) валы.

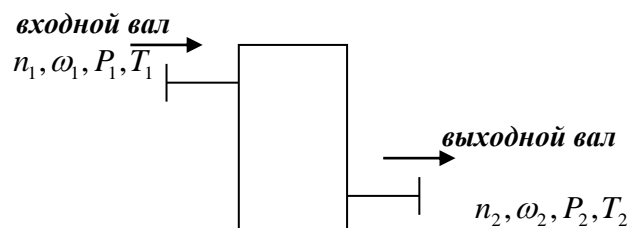


Рис.1.3. Параметры механической передачи

Механическая передача характеризуется следующими параметрами:

- мощность на входе и на выходе P_1 и P_2 , Вт;
- крутящий момент на входе и выходе T_1 и T_2 , $\text{í} \cdot \text{ì}$,
- скорость вращения на входе и на выходе, которая определяется угловой скоростью ω_1 и ω_2 , $\text{ä} \cdot \text{ä} / \text{ñ} \cdot \text{ä} \text{è}$ или частотой вращения n_1 и n_2 , $\text{á} / \text{è} \text{é}$.

Производными характеристиками являются:

- коэффициент полезного действия (к.п.д.)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (1.5)$$

- передаточное отношение (в направлении потока мощности)

$$u_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (1.6)$$

- крутящий момент на каждом валу

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \text{или} \quad T = 9,55 \frac{P}{n}; \quad (1.7)$$

- крутящий момент на выходном валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1. \quad (1.8)$$

Для многоступенчатого привода, состоящего из нескольких передач, коэффициент полезного действия (кпд) и передаточное отношение определяются следующим образом:

$$\eta_{\text{áä}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (1.9)$$

$$u_{\text{áä}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n. \quad (1.10)$$

2. ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Рассмотрим двухступенчатый привод ленточного конвейера, кинематическая схема которого показана на рис. 2.1.

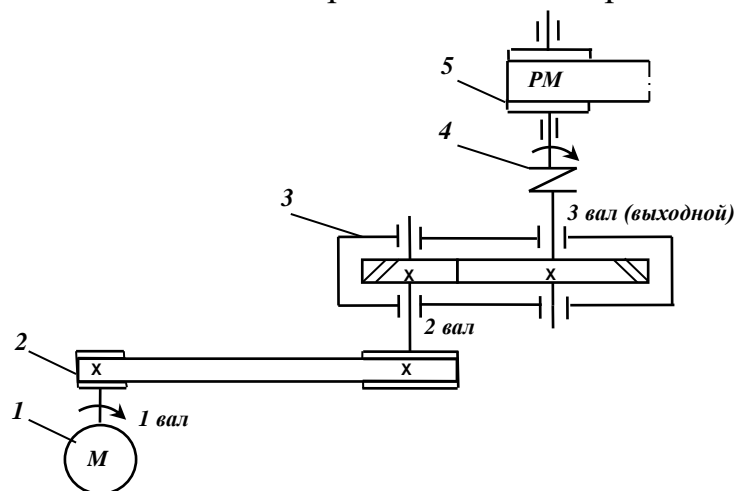


Рис.2.1. Кинематическая схема двухступенчатого механического привода

Привод состоит из: электродвигателя 1, клиноременной передачи 2, зубчатой передачи (редуктора цилиндрического одноступенчатого косозубого) 3, муфты 4, рабочей машины 5 (барабана ленточного конвейера).

Рассмотрим составные части данного привода.

2.1. Электродвигатель

Электродвигатель преобразует электрическую энергию в механическую и приводит в движение весь механизм. Наиболее широкое применение для транспортеров, конвейеров и других механизмов получили трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. На рис.2.2 приведен общий вид электродвигателя. Преимуществами этих электродвигателей являются простота конструкции, сравнительно низкая стоимость, возможность подключения к сети без дополнительных устройств. Недостатками асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором являются меньшая величина коэффициента полезного действия (к.п.д.), ограниченная возможность регулирования частоты вращения ротора $n_{эл}$, которая зависит от конструктивного исполнения электродвигателя (числа пар полюсов). Синхронная (теоретическая) частота вращения ротора кратна частоте переменного тока (50 Гц) и может составлять 3000 об/мин, 1500 об/мин, 1000 об/мин и 750 об/мин. Фактическая частота вращения ротора немного меньше синхронной и зависит от номинальной мощности электродвигателя (Приложение, табл. 5).



Рис.2.2. Общий вид электродвигателя

2.2. Ременная передача

Ременные передачи относятся к передачам трением с гибкой связью и предназначены для передачи вращательного движения на большие расстояния с преобразованием параметров вращения. Передача движения и

нагрузки осуществляется за счет сил трения, возникающих между шкивами и ремнем при натяжении ремня. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.

Простейшая ременная передача, схема которой показана на рис.2.3, состоит из двух шкивов 1 и 2, связанных между собой ремнем 3.

На рис.2.4 представлен общий вид клиноременной передачи.

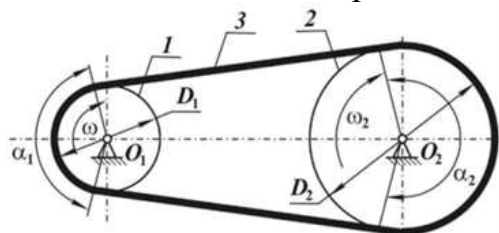


Рис.2.3.Схема ременной передачи



Рис.2.4. Общий вид клиноременной передачи

Различные варианты конструктивного исполнения ременных передач представлены на рис.2.5. В приводах ременную передачу обычно используют в качестве быстроходной ступени, т.к. они лучше работают на высоких скоростях. Скорость ремня может достигать 100 м/с.

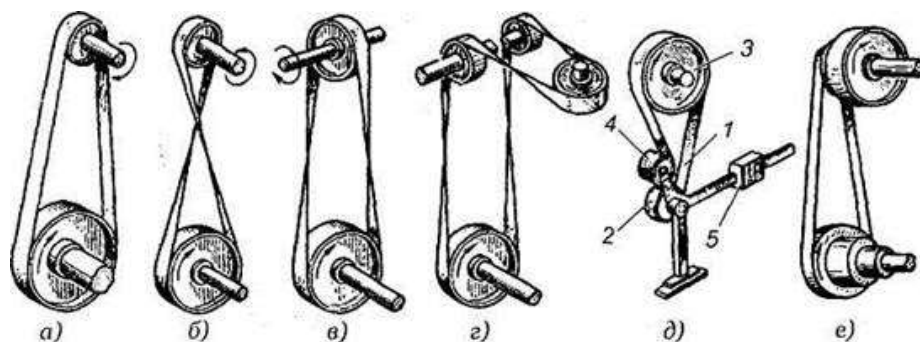


Рис.2.5. Виды ременных передач: *а* - открытая передача; *б* - перекрестная передача; *в* - полуперекрестная передача (со скрещивающимися валами); *г* - угловая передача (с направляющим роликом); *д* - передача с натяжным роликом; *е* - передача со ступенчатыми шкивами.

Достоинства ременных передач:

- Возможность передачи движения на значительные расстояния;
- плавность работы и бесшумность;
- возможность работы при высоких скоростях;
- простота конструкции и малая стоимость.

Недостатки ременных передач:

- большие габариты передачи;
- непостоянство передаточного отношения из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня по шкивам;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- малая долговечность ремня при больших скоростях.

В зависимости от формы профиля поперечного сечения ремня ременные передачи подразделяют на плоскоременные, клиноременные, с поликлиновым и круглым ремнем (рис.2.6).



Рис.2.6. Формы профиля сечения ремней

Наибольшее распространение имеют **клиновые ремни** (рис.2.7). Клиновые ремни имеют трапецевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновой форме ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами и могут передавать большую нагрузку.

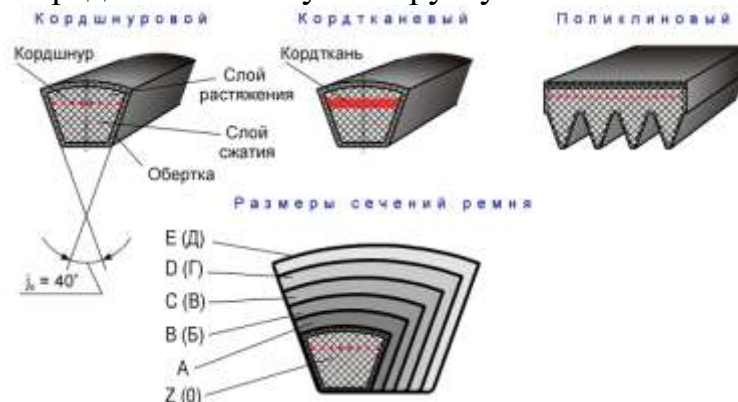


Рис.2.7. Клиновые ремни

Размеры поперечных сечений клиновых ремней стандартизованы и обозначаются заглавными буквами латинского алфавита (рис 2.7). Ремни выпускаются бесконечными (замкнутыми). Длины ремней также стандартизованы. Клиноременная передача может использоваться с одним или несколькими ремнями.

Плоские ремни имеют простую конструкцию, хорошо работают при высоких скоростях, обладают высокой гибкостью вследствие их малой толщины и малого модуля упругости материала. При передаче небольших нагрузок благодаря малой жесткости плоским ремнем можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами.

2.3. Редуктор

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, заключенных в отдельный закрытый корпус и работающий в масляной ванне. Редуктор предназначен для повышения крутящего момента и уменьшения скорости вращения. Редукторы широко применяют в различных отраслях машиностроения благодаря высоким экономическим, потребительским и другим характеристикам. В корпусе редуктора размещены зубчатые или червячные передачи, колеса которых неподвижно закреплены на валах. Валы опираются на подшипники, размещенные в гнездах корпуса. Установка передачи в отдельном корпусе гарантирует точность сборки, лучшую смазку, более высокий КПД, меньший износ, а также защиту от попадания в нее пыли и грязи.

В зависимости от вида передачи (рис.2.8) редукторы бывают цилиндрические, конические, червячные и другие. Применяются также комбинированные редукторы.

В зависимости от расположения осей валов редукторы подразделяют на горизонтальные и вертикальные.

По числу ступеней редукторы подразделяют на:

- 1.Одноступенчатые;
- 2.Двухступенчатые;
- 3.Трехступенчатые.

В зависимости от особенностей кинематической схемы различают редукторы, выполненные по:

- 1.Развернутой схеме;
- 2.Соосные;
- 3.С раздвоенной ступенью.

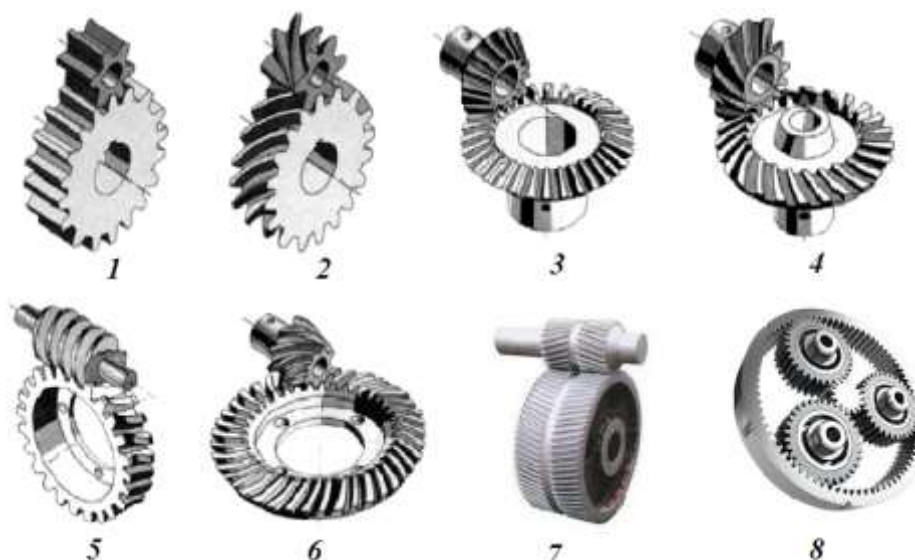
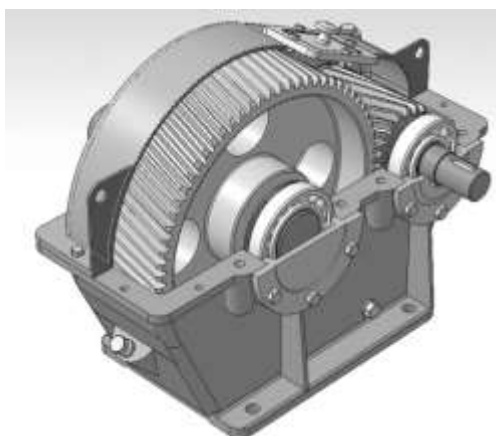


Рис.2.8. Виды зубчатых передач: 1 - прямозубая цилиндрическая зубчатая передача, 2 - косозубая цилиндрическая зубчатая передача 3 - прямозубая коническая зубчатая передача, 4 - коническая зубчатая передача с криволинейными зубьями, 5 - червячная передача, 6 - гипоидная передача, 7 - шевронная зубчатая передача, 8 - планетарная передача.

К основным параметрам редукторов относятся:

- кинематическая схема редуктора;
- передаточное число u ,
- частота вращения выходного вала n ;
- крутящий момент на выходном валу T ;
- допускаемая консольная нагрузка на выходном валу;
- силовая характеристика редуктора;
- коэффициент полезного действия (к.п.д.).



Одноступенчатый редуктор (рис.2.9) наиболее прост и надежен в работе. Применяется для мощностей до 40 кВт. Передаточное отношение $u \leq 6,3$. Из редукторов данного вида наиболее распространенными являются горизонтальные.

Рис.2.9. Одноступенчатый цилиндрический редуктор

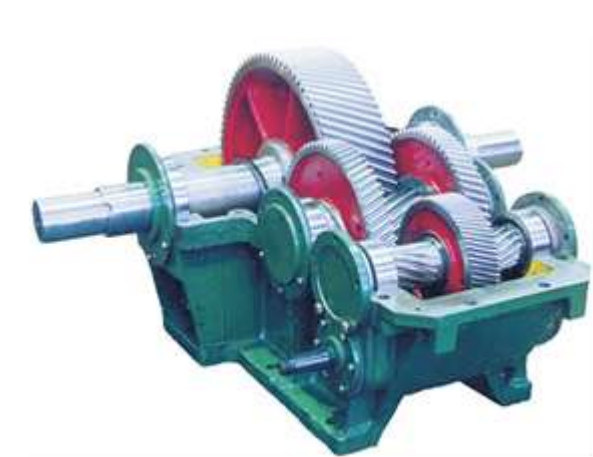
Корпусы редукторов обычно выполняют литыми из серого чугуна. Для передачи больших мощностей или ударных нагрузок корпуса отливают из высокопрочного чугуна или стали. В индивидуальном и мелкосерийном производствах корпуса редукторов изготавливают сварными из листовой стали. Валы монтируют на подшипниках качения или скольжения.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы применяются при передаточных отношениях $u = 8 - 40$. Первая (быстроходная) ступень редуктора во многих случаях имеет косозубые колеса; тихоходная ступень



может быть выполнена с прямозубыми колесами. Достаточно часто применяют редукторы, у которых обе ступени имеют колеса одинакового типа (прямозубые, косозубые и шевронные). Наиболее распространенными являются двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развернутой схеме (рис.2.10).

Рис.2.10. Двухступенчатый цилиндрический редуктор



Трехступенчатый цилиндрический редуктор (Рис.2.11) обеспечивает передаточное отношение $u = 16 - 200$ и выше. Достоинство данной схемы - симметричное расположение зубчатых колес всех ступеней.

Рис.2.11 Трехступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной промежуточной ступенью

На рис.2.12 приведены различные кинематические схемы цилиндрических редукторов.

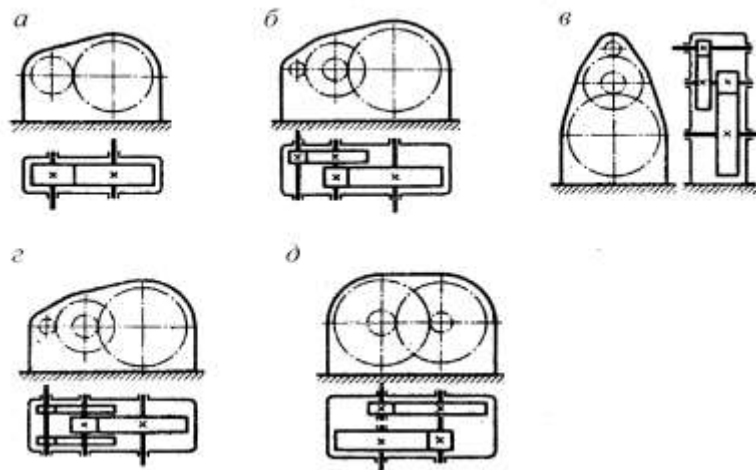


Рис.2.12. Кинематические схемы цилиндрических редукторов

Таблица 2.1
Кинематические схемы цилиндрических редукторов (к рис.2.12)

<i>Схема</i>	<i>Редуктор</i>	<i>Число ступеней</i>	<i>Взаимное расположение осей входного и выходного валов</i>
<i>а) развернутая</i>	Цилиндрический горизонтальный	Одноступенчатый	Параллельное
<i>б) развернутая</i>	Цилиндрический горизонтальный	Двухступенчатый	Параллельное
<i>в) развернутая</i>	Цилиндрический вертикальный	Двухступенчатый	Параллельное
<i>г) с раздвоенной быстроходной ступенью</i>	Цилиндрический горизонтальный	Трехступенчатый	Параллельное
<i>д) соосная</i>	Цилиндрический горизонтальный	Двухступенчатый	Соосное

Для улучшения условий работы зубчатых колес применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис.2.12,г). Благодаря этому достигается равномерная загруженность опор и благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца тихоходной ступени. Это особенно актуально в связи с тем, что масса наиболее загруженной тихоходной ступени существенно превышает суммарную массу быстроходной ступени. Двухступенчатые соосные редукторы (рис.2.12,д) компактнее, чем развернутые (рис.2.12,б), но сложнее по конструкции.

2.4. Муфта

Муфты - устройства служащие для соединения концов валов или для соединения валов со свободно сидящими на них деталями (зубчатые колеса звездочки и т.д.). Они передают крутящий момент, не изменяя его

величины и направления. На рис.2.13 представлен пример соединения между собой простейшей втулочной муфтой двух валов.

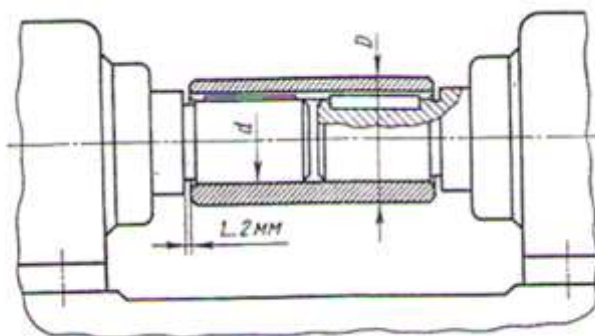


Рис.2.13. Пример соединения муфтой двух валов

Муфты предназначены:

- **соединять** соосные валы отдельных узлов и механизмов, а также разнообразные детали (зубчатые колеса, звёздочки, шкивы и т.п.) с валами с целью передачи между ними крутящего момента (постоянные муфты);
- **предохранять** элементы машин от недопустимых кратковременных перегрузок в машинах ударного действия (предохранительные муфты);
- **компенсировать** вредное влияние несносности валов. Необходимость компенсирующих свойств муфт возникает в связи с тем, что при соединении валов имеет место смещение их осей, вследствие неточности изготовления, монтажа (компенсирующие муфты);
- **уменьшать** динамические нагрузки, интенсивность вибрации, устранять опасность резонансных явлений (упругие муфты);
- **управлять** работой машин. Включать и выключать рабочий орган машины (сцепные муфты).

Существует множество разнообразных конструкций муфт. Часть из них стандартизована. На рис.2.14 представлен общий вид стандартной зубчатой муфты.



Рис.2.14. Муфта зубчатая (общий вид).

Зубчатые муфты получили широкое распространение благодаря универсальным эксплуатационным качествам. Они хорошо работают в широком диапазоне нагрузок и частот вращения. Благодаря увеличенным радиальным и осевым зазорам в зацеплении зубчатых венцов полумуфт и обоймы а также специальной форме зубьев обладают хорошими компенсационными свойствами и позволяют компенсировать вредное влияние всех видов несоосности соединяемых валов. Основной характеристикой стандартных муфт является передаваемый крутящий момент.

3. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Пользуясь приведенными выше зависимостями, выполним кинематический расчет привода (рис.2.1).

Исходные данные

Мощность на выходном валу – $P_{\text{вых}} = 5 \text{ кВт}$;

Частота вращения выходного вала – $n_{\text{вых}} = 250 \text{ об/мин}$.

Цель расчета: выбрать электродвигатель, определить передаточное отношение привода и его ступеней, определить кинематические и энергетические характеристики всех валов привода.

3.1. Вычисляем коэффициент полезного действия (к.п.д.) привода, включающего *две ступени*.

Первая ступень: открытая клиноременная передача.

Выбираем к.п.д. из приложения, табл. 1.: $\eta_1 = 0,95$.

Вторая ступень: редуктор цилиндрический одноступенчатый косозубый

К.п.д. редуктора вычисляется перемножением к.п.д. закрытой зубчатой передачи и к.п.д. двух пар подшипников (Приложение, табл. 1).

$$\eta_2 = 0,97 \cdot 0,992^2 = 0,955 .$$

Общий к.п.д. привода (с учетом к.п.д. упругой муфты $\eta_{\text{муф}}$)

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{муф}} = 0,95 \cdot 0,955 \cdot 0,98 = 0,889 .$$

3.2. Требуемая мощность двигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{5}{0,889} = 5,62 \text{ кВт}.$$

3.3. Ориентировочная разбивка передаточного отношения привода.

Первая ступень: открытая клиноременная передача.

Выбираем передаточное число из приложения, табл. 2. Примем $u_1 = 3$.

Вторая ступень: редуктор цилиндрический одноступенчатый косозубый.

Выбираем передаточное число из приложения, табл. 2. Примем $u_2 = 3,55$.

Общее передаточное число привода $u_{np} = u_1 \cdot u_2 = 3 \cdot 3,55 = 10,65$.

3.4. Примерная частота вращения вала электродвигателя

$$n_{np\dot{d}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{np} = 250 \cdot 10,65 = 2662,5 \text{ об/мин.}$$

3.5. Выбор электродвигателя (Приложение, табл. 4). В каталоге электродвигателей с *синхронной частотой вращения* $n_c = 3000 \text{ об/мин}$, (ближайшей к расчетной примерной частоте вращения), находим первый электродвигатель, мощность $P_{\dot{d}}$ которого превысит вычисленную P_{mp} .
Параметры выбранного электродвигателя:

Тип	Мощность электродвигателя $P_{\dot{d}}$	Частота вращения $n_{\dot{d}}$
4A112M2У3	7,5 кВт	2920 об/мин

3.6. Уточненное значение передаточного отношения привода

$$u_{np} = \frac{n_{\dot{d}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{2920}{250} = 11,68.$$

3.7. Уточненное значение передаточного отношения клиноременной передачи

$$u_1 = \frac{u_{np}}{u_2} = \frac{11,68}{3,55} = 3,29.$$

3.8. Частота вращения валов привода

$$n_1 = n_{\dot{d}} = 2920 \text{ об/мин}, \quad n_2 = \frac{n_{\dot{d}}}{u_1} = \frac{2920}{3,29} = 887 \text{ об/мин}, \quad n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{887}{3,55} = 250 \text{ об/мин.}$$

Примечание: величины частот вращения рекомендуется округлять до целого числа.

3.9. Крутящие моменты на валах привода:

$$T_1 = 9,55 \cdot \frac{P_{mp}}{n_{\dot{d}}} = 9,55 \cdot \frac{5,62 \cdot 10^3}{2920} = 18 \text{ н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 = 18 \cdot 3,29 \cdot 0,95 = 56 \text{ н}\cdot\text{м}; \quad T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 = 56 \cdot 3,55 \cdot 0,955 = 190 \text{ н}\cdot\text{м}.$$

Примечание: величины крутящих моментов рекомендуется округлять до целого числа.

3.10. Мощность на валах привода:

$$\text{на 1 валу привода (вал электродвигателя)} \quad P_1 = P_{mp} = 5,62 \text{ кВт};$$

$$\text{на 2 валу привода (вал шестерни)} \quad P_2 = P_1 \cdot \eta_1 = 5,62 \cdot 0,95 = 5,34 \text{ кВт};$$

$$\text{на 3 валу привода (выходной вал редуктора)} \quad P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = 5,34 \cdot 0,955 = 5 \text{ кВт}.$$

Это значение совпадет с заданной мощностью P_3 в исходных данных, следовательно, мощности вычислены верно. Результаты расчета занесены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1

Результаты кинематического расчета

<i>Параметр</i>	<i>Вал 1</i>	<i>Вал 2</i>	<i>Вал 3</i>
Мощность, кВт	$P_1 = 5,62$	$P_2 = 5,34$	$P_3 = 5$
Крутящий момент, $n \cdot м$	$T_1 = 18$	$T_2 = 56$	$T_3 = 190$
Частота вращения валов, об/мин.	$n_1 = 2920$	$n_2 = 887$	$n_3 = 250$
Тип передачи привода	Клиноременная открытая		Цилиндрическая закрытая
Передаточное число привода	$u_1 = 3,29$		$u_2 = 3,55$
Коэффициент полезного действия	$\eta_1 = 0,95$		$\eta_2 = 0,955$

4. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Основные геометрические параметры цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи

Простейшая цилиндрическая зубчатая передача состоит из двух зубчатых колес, меньшее из которых принято называть шестерней, а большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» является общим. При одинаковых размерах колес шестерней называют ведущее зубчатое колесо. Параметры шестерни обозначаются индексом «1», а колеса - «2». Рабочая (боковая) поверхность зубьев может очерчиваться по различным кривым. Благодаря ряду преимуществ наиболее распространенной из них является эвольвента окружности.

К основным параметрам цилиндрического зубчатого колеса, в том числе и эвольвентного, относятся: модуль m , шаг p , угол профиля α , число зубьев z . Геометрические параметры цилиндрического зубчатого колеса показаны на рис. 4.1.

Основной величиной, определяющей параметры зубчатого колеса, является **модуль m** . Модуль равен отношению шага зубьев колеса p (расстоянию между соответствующими точками соседних зубьев, измеренное по дуге любой концентрической окружности зубчатого колеса) к числу π :

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (4.1)$$

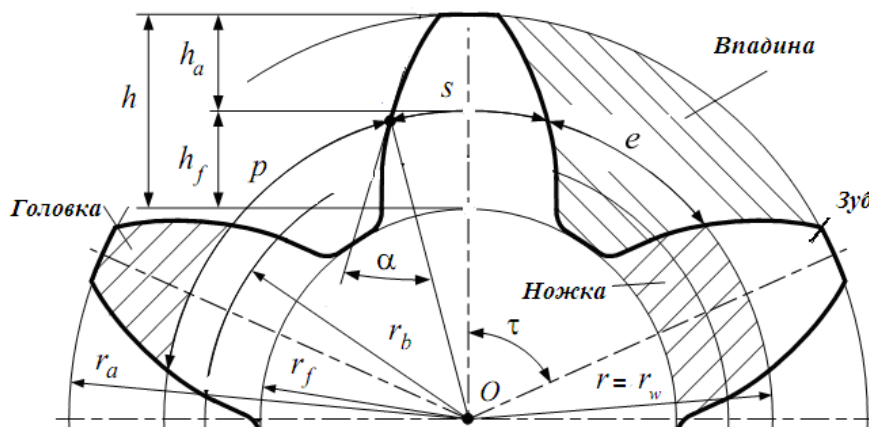


Рис.4.1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Стандартный модуль m определяется лишь по одной окружности колеса – делительной. Стандартный модуль m равен числу миллиметров диаметра делительной окружности зубчатого колеса, приходящемуся на один зуб.

Значения модуля m следует выбирать по ГОСТ 9563-61. Этим стандартом дан ряд значений от 0,05 до 100 мм. Например:

- 1 ряд (предпочтительный): 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25 и т. д.;
- 2 ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22 и т. д.

Геометрические размеры зубчатых колёс определяются пропорционально модулю m . Параметры эвольвентного зубчатого колеса (по ГОСТ 16531-83) приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Параметры эвольвентного зубчатого колеса

№ п/п	Название параметра	Формула для вычисления (без смещения режущего инструмента)
1	Число зубьев	z
2	Окружной шаг зубчатого зацепления p – есть расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев колеса, измеренное по дуге делительной окружности.	$p = \pi \cdot m$
3	Угловой шаг – это центральный угол, охватывающий дугу делительной окружности, соответствующий окружному шагу	$\tau = \frac{2 \cdot \pi}{z}$
4	Делительная окружность - окружность, на которой окружной шаг p равен стандартному шагу	$d = mz$

	зуборезного инструмента. Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое расстояние пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей. Диаметр окружности обозначается d .	
5*	Начальная окружность – это теоретическая окружность зубчатого колеса, принадлежащая его начальной поверхности. Отдельно взятое цилиндрическое зубчатое колесо не имеет диаметра начальной окружности до тех пор, пока оно не будет введено в зацепление с другим зубчатым колесом. Диаметр окружности обозначается d_w .	$d_w = mz$
6	Окружность вершин - окружность, описанная из центра колеса и ограничивающая вершины зубьев. Диаметр окружности обозначается d_a .	$d_a = m(z + 2)$
7	Окружность впадин - окружность, описанная из центра колеса и ограничивающая его впадины со стороны колеса. Диаметр окружности обозначается d_f .	$d_f = m(z - 2,5)$
8	Основная окружность – это окружность, по которой катится прямая без скольжения, образующая эвольвенту. Диаметр окружности обозначается d_b .	$d_b = mz \cos \alpha$
9	Угол профиля α – это острый угол между касательной $t - t$ к профилю зуба в точке, лежащей на делительной окружности зубчатого колеса и радиус-вектором, проведенным в данную точку из его геометрического центра	$\alpha = \arccos\left(\frac{d_b}{d_a}\right) = 20^\circ$
10	Высотой зуба h – называется радиальное расстояние между окружностью вершин и окружностью впадин.	$h = 2,25m$
11	Высота головки зуба h_a – это часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и его окружностью вершин.	$h_a = m$
12	Высота ножки зуба h_f – это часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и его окружностью впадин.	$h_f = 1,25m$
13	Толщина зуба s по делительной окружности – это расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей одного зуба	$s = p/2$
14	Ширина впадины e по делительной окружности – это расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей соседних зубьев	$e = p/2$

Зацепление зубчатых колес (рис.4.2) эквивалентно качению без скольжения двух начальных окружностей. Начальные окружности касаются друг друга в точке P , называемой полюсом зацепления. Следует отметить, что для колес, входящих в зацепление, модуль m всегда одинаков.

Межосевое расстояние двух зацепляющихся зубчатых колес определяется по формуле:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{z_1 \cdot m}{2} + \frac{z_2 \cdot m}{2} = m \cdot (z_1 + z_2) / 2 . \quad (4.2)$$

Линия $N-N$ представляет собой геометрическое место точек касания зубьев и называется **линией зацепления**. Вне этой линии зубья не контактируют. Прямая $N-N$ не меняет своего положения и всегда пересекает межосевое расстояние O_1O_2 в полюсе P . По основной теореме зацепления передаточное отношение для зубчатого механизма $u_{12} = \frac{O_2P}{O_1P}$ является постоянной величиной. Учитывая, что O_1P и O_2P – радиусы начальных окружностей, получим:

$$u_{12} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{2 \cdot m \cdot z_2}{2 \cdot m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1} . \quad (4.3)$$

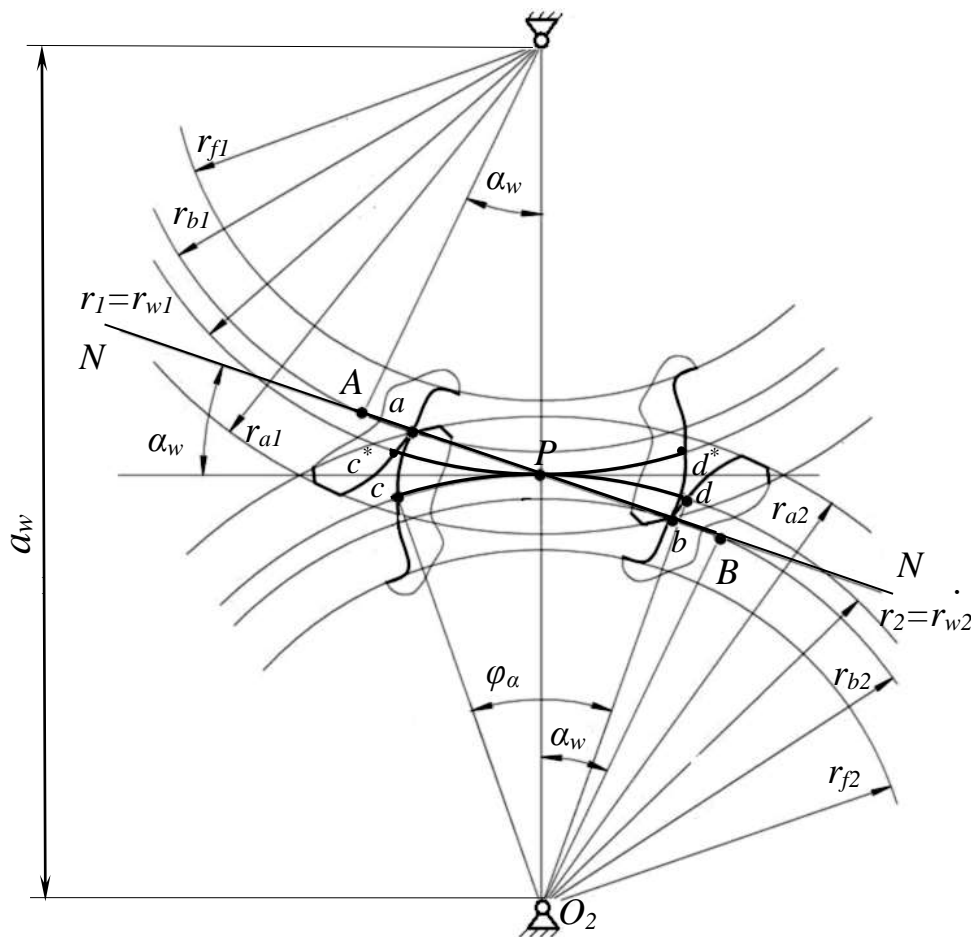


Рис. 4.2. Геометрические параметры эвольвентного зубчатого зацепления

Участок AB называется **теоретической частью** линии зацепления. Первой точкой зацепления колес будет точка a – точка пересечения окружности вершин 2 колеса с линией зацепления $N-N$. Последней будет находиться в зацеплении точка b пересечения окружности вершин 1 колеса с линией зацепления.

Участок ab называется **рабочим участком линии зацепления (линия активного зацепления)**.

Дуги начальных окружностей между положениями соответствующих профилей зубьев в начале и конце зацепления для каждого из колес называются **дугами зацепления** $\cup cd$ и $\cup c^*d^*$ (рис. 4.2).

Угол α_w называется **углом зацепления**. В большинстве случаев $\alpha_w = 20^\circ$.

4.2. Критерии работоспособности и расчет зубчатых передач

При передаче крутящего момента T от шестерни к колесу между зубьями колес возникает усилие взаимодействия, называемое усилием в зацеплении. Это усилие F_n принято считать сосредоточенным, приложенным в полюсе зацепления и направленным по линии зацепления. Полное усилие в зацеплении удобно разложить на **окружную силу** F_t и **радиальную силу** F_r (рис.4.3,а). В косозубой передаче возникает еще **осевая сила** F_a (рис.4.3,б). Величины этих сил можно определить:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{w2}}; \quad (4.4)$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w; \quad (4.5)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}; \quad (4.6)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4.7)$$

где α_w - угол зацепления, β - угол наклона зубьев.

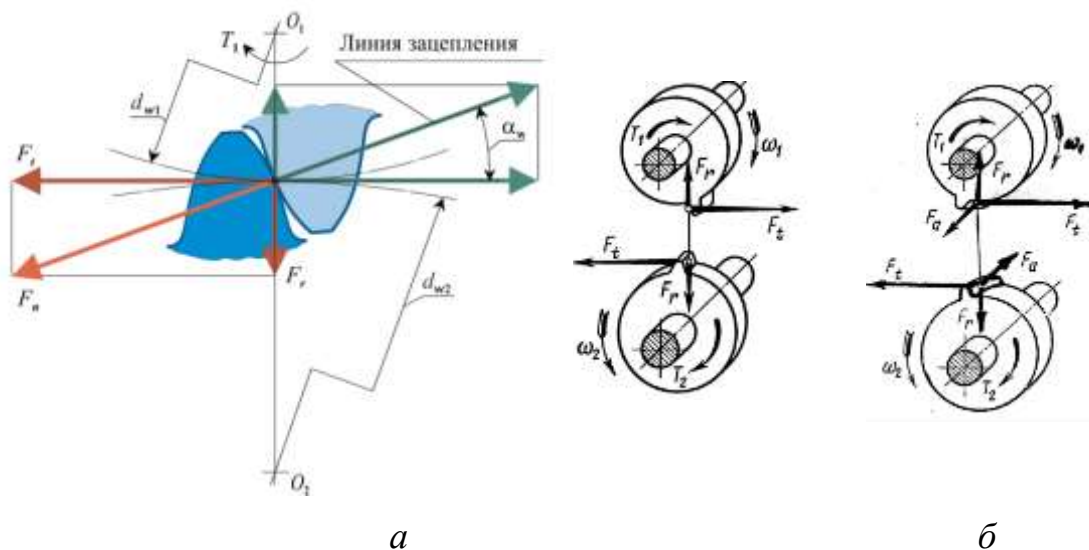


Рис.4.3. Силы в зацеплении прямозубой и косозубой передачах

Для зубчатых передач основным критерием работоспособности является **прочность зубьев**. Под действием усилий в зацеплении зуб находится в условиях сложного напряженного состояния. На работоспособность зубчатого колеса основное влияние оказывают два напряжения (рис.4.4): **контактные напряжения** σ_H , действующие в месте контакта зубьев, и **напряжения изгиба** σ_F , наибольшие из которых действуют в основании зуба. В процессе работы передачи эти напряжения изменяются циклически во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу (рис.4.5). Время действия σ_F за один оборот колеса равно продолжительности зацепления одного зуба. Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений (рис.4.4).

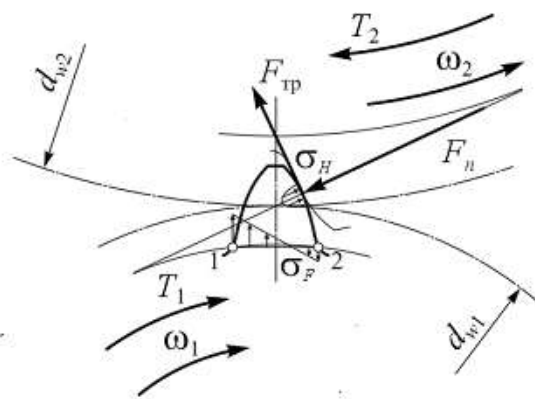


Рис.4.4. Напряжения в зацеплении

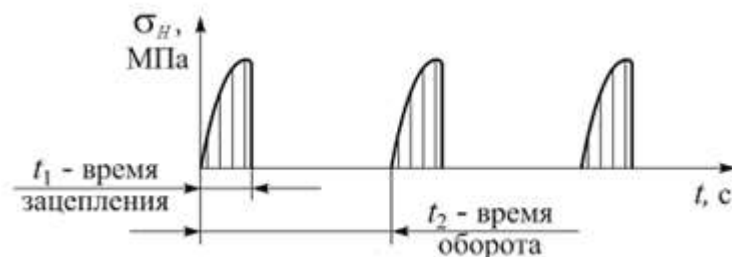
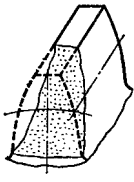


Рис.4.5. Изменение напряжений во времени

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломки зубьев от действия напряжений изгиба σ_F и выкрашивания рабочей поверхности зубьев от действия контактных напряжений σ_H . С контактными напряжениями σ_H и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев (табл.4.2).

Таблица 4.2

Виды разрушений и повреждений зубьев

№	Вид	Чем вызвано	Меры предупреждения.
1	Поломка зубьев 	Действием напряжений изгиба σ_F .	увеличение модуля m ; положительное смещение при нарезании зубьев; термообработка, наклеп; уменьшение концентрации нагрузки по краям зубьев.
2	Усталостное выкрашивание 	Вызывается циклическим действием переменных контактных напряжений σ_n . Основной вид разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке (в закрытых передачах)	расчет на выносливость по контактным напряжениям; повышение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности изготовления зубчатых колес
3	Абразивный износ 	Происходит вследствие попадания в зацепление пыли, продуктов изнашивания и т.д. Основной вид повреждения зубьев при плохой смазке (открытые передачи).	повышение твердости и чистоты поверхности зубьев; защита от абразивных частиц; применение масел с химически активными добавками.
4	Задание 	Наблюдается в высоконагруженных скоростных передачах. Происходит микросваривание частиц металла с последующим их отрывом от основного металла. Образовавшиеся наросты задирают поверхность зубьев в направлении скольжения.	интенсивное охлаждение смазки; применение специальных противозадирных масел.

Для хорошо смазываемых зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, основными критериями работоспособности зубьев являются **контактная прочность** и **прочность на изгиб**. Под контактной прочностью понимают способность контактирующих поверхностей зубьев сопротивляться усталостному выкрашиванию. Для предотвращения выкрашивания должно соблюдаться условие прочности:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (4.8)$$

где σ_H – контактное напряжение на поверхности зубьев;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение материала зубчатых колес.

Прочность при изгибе это способность сопротивляться усталостной или статической поломке зубьев. Условие прочности:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F], \quad (4.9)$$

где σ_F – напряжение изгиба в опасном сечении зуба;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба материала зубчатого колеса.

4.3. Теоретические основы расчёта цилиндрической зубчатой передачи

Так как основные виды повреждения и разрушения зубьев связаны с действием контактных напряжений и напряжений изгиба, то и расчет передачи производится по этим напряжениям.

4.3.1. Расчет по контактным напряжениям

Установлено, что наименьшей контактной выносливостью обладает *околополюсная зона* рабочей поверхности зубьев. Поэтому расчёт по контактным напряжениям принято выполнять для случая контакта зубьев колес в полюсе зацепления (рис.4.6).

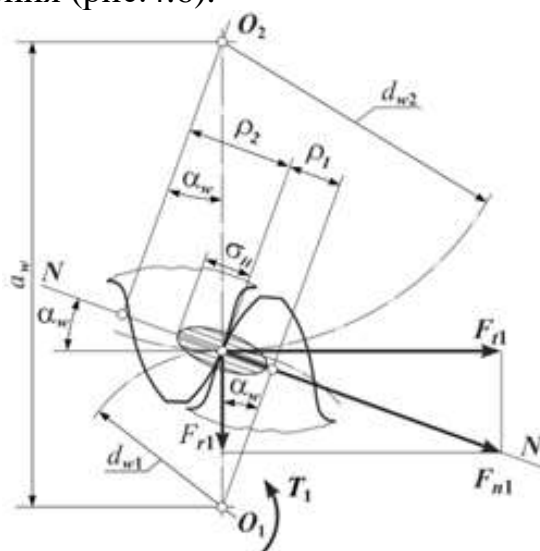


Рис.4.6. Схема к расчету зубчатой цилиндрической передачи по контактным напряжениям

Контакт эвольвентных зубьев можно рассматривать как контакт круговых цилиндров с радиусами, равными радиусам кривизны зубьев в точке контакта. При этом контактные напряжения определяются по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{2\pi \cdot \rho_{np} \cdot (1 - \mu^2)}} \leq [\sigma_H] \quad (4.10)$$

где E_{np} - приведенный модуль упругости материала для стали
 $E_{np} = E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

μ - коэффициент Пуассона; для стали $\mu = 0,3$;

ρ_{np} - приведённый радиус кривизны.

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \quad (4.11)$$

знак $+$ - при внешнем зацеплении; знак $-$ - при внутреннем зацеплении.

Выразив величины входящие в (3.11) через параметры зубчатого зацепления, получим:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cdot (u \pm 1)}{d_{w1} \cdot u \cdot \sin \alpha_w} \quad (4.12)$$

q - удельная нагрузка на единицу длины контактной линии зубьев.

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{F_t}{b \cdot \cos \alpha_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2 \cdot T}{d_w \cdot b \cdot \cos \alpha_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad (4.13)$$

где $l_\Sigma = b$ - ширина зубчатого венца для однопарного зацепления,

α_w - угол зацепления.

$K_{H\beta} = \frac{q_{\max}}{q_{cp}}$ - коэффициент неравномерности нагрузки по ширине

колеса при расчёте по контактным напряжениям. Величина $K_{H\beta}$ определяется по специальным графикам в зависимости от схемы передачи и материала зубьев.

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки учитывает дополнительные динамические нагрузки, вызванные погрешностями изготовления передачи.

После подстановки указанных значений в формулу Герца (4.10) и некоторых преобразований получим формулу проверочного расчета цилиндрической передачи по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = k'_a \cdot \frac{(u+1)}{u \cdot a_w} \sqrt{\frac{T(u+1) \cdot K_{H\beta}}{b}} \leq [\sigma_H], \quad (4.14)$$

где $k'_a = 340$ - коэффициент для прямозубых колес,

$k'_a = 280$ - коэффициент для косозубых колес.

Величина расчётных контактных напряжений одинакова для шестерни и колеса. Поэтому расчёт выполняют для того колеса, у которого допускаемые напряжения меньше.

Для получения формулы проектного расчета передачи правую часть неравенства (4.14) решают относительно одного из размеров передачи. Обычно в качестве такого размера выбирают межосевое расстояние. Проведя ряд преобразований, получим формулу проектного расчета по контактным напряжениям для цилиндрической передачи с внешним зацеплением зубьев:

$$a_w = k_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (4.15)$$

где $k_a = 43$ - вспомогательный коэффициент для косозубых колес;

$k_a = 50$ - вспомогательный коэффициент для прямозубых колес;

u – передаточное число зубчатой передачи;

T_2 – крутящий момент на валу колеса, $н \cdot мм$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца;

ψ_{ba} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния;

$[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение $МПа$.

4.3.2. Расчет по напряжениям изгиба

Расчет по напряжениям изгиба обычно выполняется как проверочный с целью предотвращения усталостной поломки зубьев колес. При расчете зубьев на прочность по напряжениям изгиба вводят следующие допущения:

- нагрузка передаётся одной парой зубьев и приложена к вершине зуба.

- зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений (можно использовать формулы сопротивления материалов).

Рассмотрим напряженное состояние зуба под действием нормальной силы F_n , приложенной к его вершине (рис.4.7).

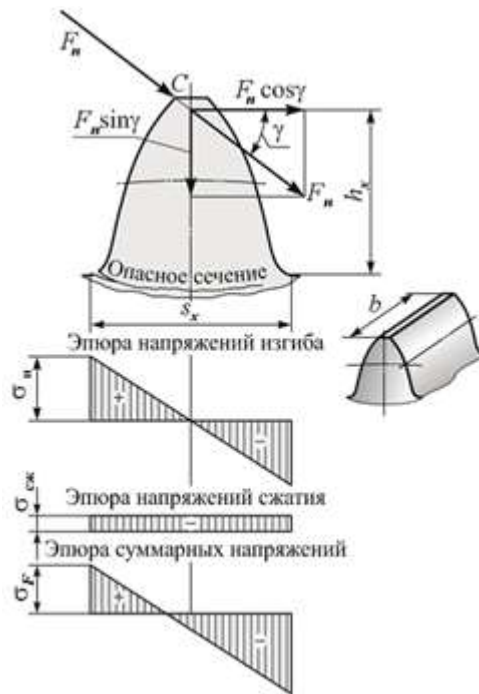


Рис.4.7. Схема к расчету прочности зуба по напряжениям изгиба

Перенесём силу F_n на ось симметрии зуба и разложим её на две взаимно перпендикулярные составляющие:

$$F'_r = F_n \cdot \sin \gamma = F_t \cdot \frac{\sin \gamma}{\cos \alpha_w} ; \quad (4.16)$$

$$F'_t = F_n \cdot \cos \gamma = F_t \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha_w} ; \quad (4.17)$$

Сила F'_t создает в поперечных сечениях зуба напряжения изгиба, а сила F'_r напряжения сжатия. Наиболее опасным сечением будет сечение у основания зуба, так как в нем возникают наибольшие по величине напряжения изгиба. Практика эксплуатации передач показала, что усталостная трещина, приводящая к поломке зуба, возникает всегда на его растянутой стороне. Поэтому в качестве расчетных принимают максимальные растягивающие напряжения σ_F .

$$\sigma_F = \left(\frac{F'_t \cdot l}{W} - \frac{F'_r}{A} \right) \cdot K_T ; \quad (4.18)$$

где $W = b \cdot S^2 / 6$ - момент сопротивления;

$A = b \cdot S$ - площадь поперечного сечения зуба;

b - ширина зубчатого венца;

K_T - теоретический коэффициент концентрации напряжений.

За расчётные напряжения принимают растягивающие напряжения, так как в большинстве случаев усталостные трещины возникают здесь. Размерные величины l и S неудобные для расчета. Так как зубья

различного модуля геометрически подобны, то величины l и S выражают через безразмерные величины:

$$l' = l/m \text{ и } S' = S/m, \text{ где } m - \text{ модуль зубьев.}$$

Подставим в выражение (4.18) для расчёта напряжений изгиба в опасном сечении значения всех составляющих. Получим:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\beta}}{b \cdot m} \left(\frac{6 \cdot l'}{(S')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cdot \cos \alpha_w} \right) \cdot K_T, \quad (4.19)$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки.

Введём обозначение:

$$Y_F = \left(\frac{6 \cdot l'}{(S')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cdot \cos \alpha_w} \right) \cdot K_T. \quad (4.20)$$

Величина Y_F называется коэффициентом формы зуба. Он зависит от числа зубьев и коэффициента смещения исходного контура и определяется по специальным графикам. С учётом этих обозначений условие прочности на изгиб запишется:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F]. \quad (4.21)$$

Полученная формула (4.21) является основной для проверочного расчёта прямозубой передачи. Косозубые и шевронные передачи рассчитываются аналогично прямозубым. Однако, ввиду того что прочность косозубых и шевронных передач выше, чем прямозубых, в расчетные формулы вводятся коэффициенты, учитывающие повышение прочности.

4.4. Пример расчета закрытой цилиндрической косозубой зубчатой передачи

Рассчитаем зубчатую передачу привода, схема которого представлена на рис.2.1. Из таблицы 3.1 выберем необходимые для расчета данные:

Исходные данные

Крутящий момент на валу колеса	$T_3 = 190 \cdot 10^3 \text{ í} \cdot \text{ì}$
Частота вращения шестерни	$n_2 = 887 \text{ í} / \text{ì}$
Передаточное отношение цилиндрической передачи	$u = 3,55$

Цель расчета: определение всех геометрических параметров передачи (проектный расчет) и проверка спроектированной передачи на прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (проверочный расчет).

Расчет передачи выполняем в следующей последовательности.

1. Выбор материала зубчатых колёс редуктора.

Материалы выбираем по рекомендациям таблицы 6 приложения. Результаты выбора материала приведены ниже в таблице 4.3.

2. Предел контактной выносливости материала колеса (Приложение, табл.7):

$$\sigma_{HO} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа.}$$

3. Допускаемое контактное напряжение материала колеса

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{550 \cdot 1}{1,1} = 500 \text{ МПа,}$$

где S_H - коэффициент безопасности. Принимаем $S_H = 1,1$;

K_{HL} - коэффициент долговечности. Принимаем $K_{HL} = 1$ для длительно работающих передач (более 5 лет).

Таблица 4.3

Выбор материала зубчатых колёс редуктора

	Материал	Твёрдость по Бринелю HB	Термообработка	Предел контактной выносливости σ_{HO} , МПа	Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа
Шестерня	Сталь 40Х	250	Объёмная закалка	-	-
Колесо	Сталь 45	240	Улучшение	550	500

Примечание. При расчёте предела контактной выносливости σ_{HO} твёрдость принимается для наименее прочного материала, в данном случае, для материала колеса.

4. Допускаемое напряжение изгиба для материала колеса $[\sigma_F]$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{432}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,7 = 172,8 \text{ МПа,}$$

где σ_{FO} - предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба.

$$\sigma_{FO} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа (Приложение, табл.7);}$$

$S_F = 1,55-1,75$ – коэффициент безопасности. Примем $S_F = 1,75$;

$K_{FL} = 1$ - коэффициент долговечности (длительный срок службы);

$K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ - коэффициент, учитывающий реверсивность передачи (червячная передача – неревверсивная: $K_{FC} = 1$, - другие зубчатые передачи являются реверсивными). Примем $K_{FC} = 0,7$.

5. Выбираем коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния ψ_{ba} . По табл.4 приложения для одноступенчатого редуктора с симметричным расположением зубчатых колёс относительно опор с твёрдостью рабочих поверхностей $HB_{cp} \leq 350$ и в соответствии со стандартным рядом (0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25) принимаем $\psi_{ba} = 0,315$.

6. Коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{bd} , относительно диаметра $\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (3,55 + 1) = 0,72$.

7. Коэффициент неравномерности нагрузки при расчете по контактными напряжениям $K_{H\beta} = 1,036$. Определяется интерполированием по табл. 8 приложения.

8. Расчётное межосевое расстояние

$$a_w = k_a \cdot (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} = 43 \cdot (3,55 + 1) \sqrt[3]{\frac{190 \cdot 10^3 \cdot 1,036}{(500)^2 \cdot 3,55^2 \cdot 0,315}} = 112,3 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние округляют до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 2185-66: 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400 мм.

Принимаем $a_{\text{ГОСТ}} = 125$ мм.

9. Ширина венца колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 125 = 39,375 \text{ мм} \approx 40 \text{ мм.}$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$$

Численные значения ширины зубчатых колес округляются до ближайшего числа по ГОСТу 6636 -69 «Нормальные линейные размеры». Так, из ряда R40 в диапазоне от 16 до 100 мм предусмотрены следующие основные нормальные линейные размеры: 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100 мм.

10. Фактическое контактное напряжение

$$\sigma_H = k'_a \cdot \frac{(u + 1)}{u \cdot a_w} \sqrt{\frac{K_{H\beta} \cdot T_3 \cdot (u + 1)}{b_2}} = 280 \cdot \frac{(3,55 + 1)}{3,55 \cdot 125} \sqrt{\frac{1,036 \cdot 190 \cdot 10^3 \cdot 4,55}{40}} = 459$$

МПа,

где $k'_a = 280$ - коэффициент для косозубых колес.

11. Определяем загруженность передачи (недогрузку Н или перегрузку П):

$$i = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{500 - 459}{500} \cdot 100\% = 8,2\%.$$

Недогрузка не превышает 10%, что допустимо (перегрузка допускается не более 5 %).

12. Выбираем величину нормального модуля зацепления по рекомендации, полученной из опыта эксплуатации передач:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм.}$$

Расчётный модуль выбирается из данного интервала (1,25...2,5 мм) и должен соответствовать ГОСТу 9563-61 (см. п.4.1).

Принимаем $m = 2$ мм.

13. Предварительный угол наклона зубьев

$$\sin \beta_{\min} = \frac{4 \cdot m}{b_2} = \frac{4 \cdot 2}{40} = 0,2, \quad \beta_{\min} = \arcsin 0,2 = 11,54^\circ.$$

14. Суммарное число зубьев

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 11,54^\circ}{2} = 122.$$

15. Число зубьев шестерни и колеса

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{122}{4,55} = 27.$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 122 - 27 = 95.$$

16. Фактический угол наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{m \cdot Z_{\Sigma}}{2a_w} = \frac{2 \cdot 122}{2 \cdot 125} = 0,976, \quad \beta = \arccos 0,976 = 12,57^\circ.$$

17. Диаметры делительных окружностей для косозубых колес

$$\text{шестерни} - d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 27}{\cos 12,57^\circ} = 55,31 \text{ мм};$$

$$\text{колеса} - d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 95}{\cos 12,57^\circ} = 194,69 \text{ мм}.$$

18 Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{55,31 + 194,69}{2} = 125 \text{ мм}.$$

19. Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 55,31 + 2 \cdot 2 = 59,31 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 194,69 + 2 \cdot 2 = 198,69 \text{ мм}.$$

20. Диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 55,31 - 2,5 \cdot 2 = 50,31 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 194,69 - 2,5 \cdot 2 = 189,69 \text{ мм}.$$

21. Фактическое передаточное отношение

$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{95}{27} = 3,52.$$

22. Погрешность передаточного отношения

$$\Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u} \cdot 100\% = \frac{3,55 - 3,52}{3,55} \cdot 100\% = 0,8 \%$$

Погрешность не превышает допустимого отклонения $[\Delta u] = 4\%$,

23. Окружная скорость зубьев колес

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_2}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 55,3 \cdot 887}{60000} = 2,56 \text{ м/с}.$$

Для данной скорости назначаем степень точности передачи - 9
(Приложение, табл. 9).

24. Усилия в зацеплении

$$\text{Окружная сила} \quad F_{t2} = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{194,69} = 1921 \text{ Н}$$

$$\text{Радиальная сила } F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \frac{1921 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12,57^\circ} = \frac{1921 \cdot 0,364}{0,976} = 716 \text{ Н.}$$

где $\alpha_w = 20^\circ$ - угол зацепления.

$$\text{Осевая сила } F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 1921 \cdot \operatorname{tg} 12,57^\circ = 1921 \cdot 0,223 = 429 \text{ Н.}$$

25. Расчетное напряжение изгиба колеса:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_{t2} \cdot K_{F\beta}}{b_2 \cdot m} = 3,6025 \cdot \frac{1921 \cdot 1,062}{40 \cdot 2} = 91,87 \text{ МПа,}$$

где Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба. Найдем Y_F по таблице 10 приложения путем интерполяции. Для $z_2 = 95$ $Y_F = 3,6025$;

$K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчете на изгиб. Принимаем $K_{F\beta} = 1,062$ (Приложение, табл.11).

Расчетное напряжение изгиба $\sigma_F = 91,87 \text{ МПа}$ меньше, чем допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F] = 172,8 \text{ МПа}$, следовательно, прочность передачи на изгиб обеспечена.

Таблица 4.4

Результаты расчета зубчатой передачи

Диаметр делительной окружности шестерни d_1	55,31 мм	Ширина венца шестерни b_1	45 мм
Диаметр делительной окружности колеса d_2	194,69 мм	Ширина венца колеса b_2	40 мм
Диаметр окружности впадин шестерни d_{f1}	50,31 мм	Модуль зацепления m	2 мм
Диаметр окружности впадин колеса d_{f2}	189,69 мм	Межосевое расстояние a_w	125 мм
Диаметр окружности вершин шестерни d_{a1}	59,31 мм	Осевая сила F_a	429 Н
Диаметр окружности вершин колеса d_{a2}	198,69 мм	Окружная сила F_t	1921 Н
Число зубьев шестерни Z_1	27	Радиальная сила F_r	716 Н
Число зубьев колеса Z_2	95	Угол наклона зубьев β	12,57°

5. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Основные геометрические параметры ременной передачи

К основным геометрическим параметрам ременной передачи относятся (рис.5.1.):

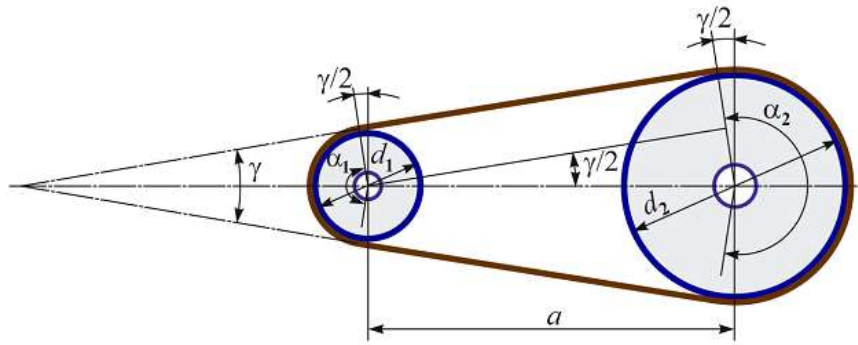


Рис.5.1. Основные геометрические параметры ременной передачи

Диаметры шкивов d_1 и d_2 .

Диаметр ведущего шкива (малого) для плоскоремненной передачи определяется по эмпирической зависимости (5.1), а для клиноремненной передачи (5.2):

$$d_1 = 6 \cdot \sqrt[3]{T_1}, \quad (5.1)$$

$$d_1 = (3 \dots 4) \cdot \sqrt[3]{T_1}. \quad (5.2)$$

Диаметр ведомого шкива рассчитывается

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) \quad (5.3)$$

где $\varepsilon = (0,01 - 0,02)$ – коэффициент упругого скольжения ремня.

Полученные значения диаметров округляют до ближайших стандартных.

Межосевое расстояние

Определяется конструкцией машины или ее привода. При этом рекомендуется соблюдать следующие рекомендации:

Для плоскоремненной передачи

$$15 \text{ м} > a > 2(d_1 + d_2) \quad (5.4)$$

Для клиноремненной передачи

$$2(d_1 + d_2) > a > 0,55(d_1 + d_2) \quad (5.5)$$

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (5.6)$$

В формуле (5.6) выражение

$$57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = \gamma, \quad (5.7)$$

Здесь γ - угол между ветвями ремня. Угол γ между ветвями ремня влияет на величину угла обхвата. Рекомендуется принимать такие значения диаметров шкивов (d_1 и d_2), чтобы соблюдалось условие

$$\alpha_1 = (180^\circ - \gamma) \geq [\alpha], \quad (5.8)$$

где $[\alpha] = 150^\circ$ - для плоскоремненной передачи и $[\alpha] = 120^\circ$ - для клиноремненной.

Расчетная длина ремня

$$L = 2 \cdot a_p + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (5.9)$$

Для клиноременной передачи расчетная длина ремня округляется до ближайшего стандартного значения, после чего уточняется величина межосевого расстояния:

$$a = 0,25 \cdot [(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 2 \cdot y}], \quad (5.10)$$

где $W = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2)$; $y = (d_2 - d_1)^2$.

5.2. Силы и напряжения в ремне

Для создания сил трения между шкивами и ремнем ремень натягивают. При этом в ремне возникает усилие предварительного натяжения F_0 . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче крутящего момента T_1 натяжения в ветвях перераспределяются: натяжение ведущей ветви (нижней) увеличится на определенную величину $F_t/2$ и станет равным F_1 , а натяжение ведомой ветви (верхней) уменьшится на ту же величину до F_2 (рис.5.2).

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad (5.11)$$

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

При этом суммарное натяжение ветвей остаётся постоянным:

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0. \quad (5.12)$$

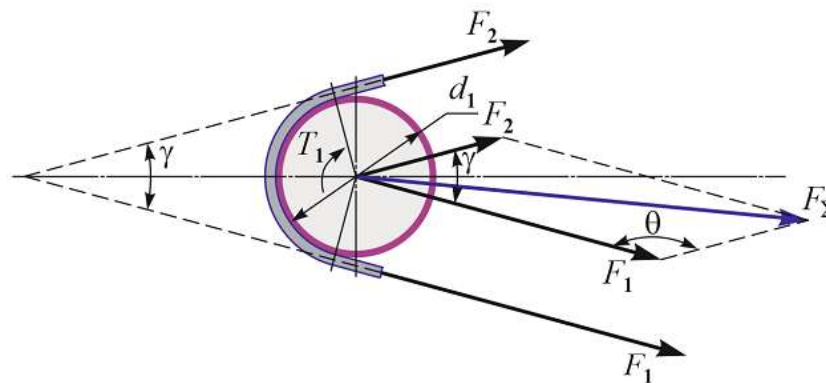


Рис.5.2. Силы в работающей ременной передаче

Если из первого уравнения системы (5.11) вычесть второе, мы получим:

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (5.13)$$

Сила F_t называется окружной силой, передаваемой передачей. Величину окружной силы можно определить:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (5.14)$$

При огибании ремнем шкивов на ремень действует центробежная сила.

Центробежная сила создает дополнительное натяжения ремня F_v и стремится оторвать ремень от шкива, понижая тем самым нагрузочную способность передачи. Однако в большинстве случаев величина этой силы, зависящая от скорости ремня и плотности его материала, невелика и не оказывает существенного влияния на работу передачи.

Из-за разного усилия натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня в ременной передаче возникает явление, называемое упругим скольжением. При сбегании ремня с малого шкива натяжение ремня уменьшается, длина его сокращается, и ремень скользит по шкиву навстречу движению. Скольжение происходит на части дуги обхвата, называемой дугой упругого скольжения (рис.5.3). Величина дуги скольжения увеличивается с увеличением передаваемой нагрузки. В случае, если дуга скольжения станет равной дуге обхвата, в передаче возникнет буксование и передача нагрузки прекратится.

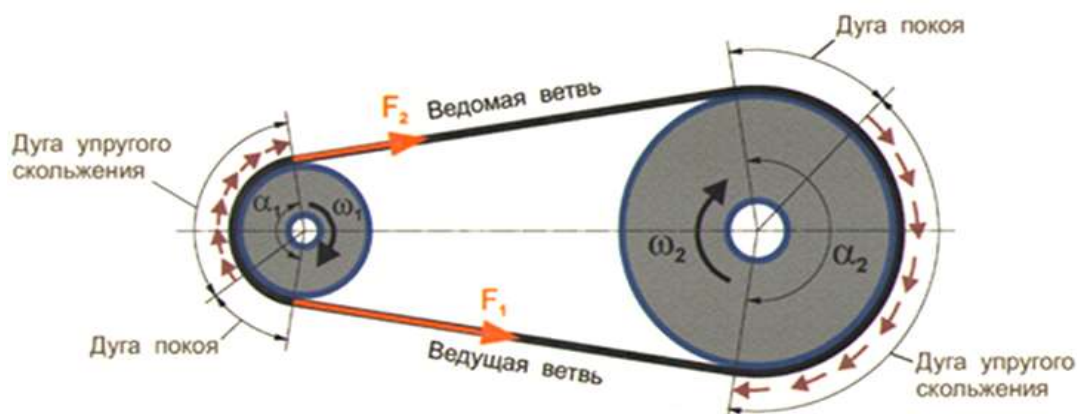


Рис.5.3. Упругое скольжение в ременной передаче

Из-за сокращения ремня скорость его в ведомой ветви V_2 будет меньше скорости в ведущей ветви V_1 . Уменьшение скорости принято характеризовать коэффициентом упругого скольжения ремня ε .

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \quad (5.15)$$

При нормальных рабочих нагрузках передачи $\varepsilon=(0,01-0,02)$. С учетом выражения (5.15) передаточное отношение ременной передачи определяется:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} \quad (5.16)$$

Под действием сил F_0 , F_t и F_v в ремне возникают напряжения растяжения, которые принято подразделять на:

- напряжения от предварительного натяжения

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}; \quad (5.17)$$

- полезные напряжения

$$\sigma_n = \frac{F_t}{A}; \quad (5.18)$$

- напряжения от центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A}. \quad (5.19)$$

Здесь A - площадь поперечного сечения ремня.

При огибании ремнем шкивов в ремне возникают напряжения изгиба, которые в соответствии с законом Гука при изгибе определяются:

$$\sigma_u = \frac{\delta \cdot E}{d}. \quad (5.20)$$

Здесь δ – толщина ремня, E – модуль упругости материала ремня, d – диаметр шкива.

Наибольшее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый шкив (рис.5.4).

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v. \quad (5.21)$$

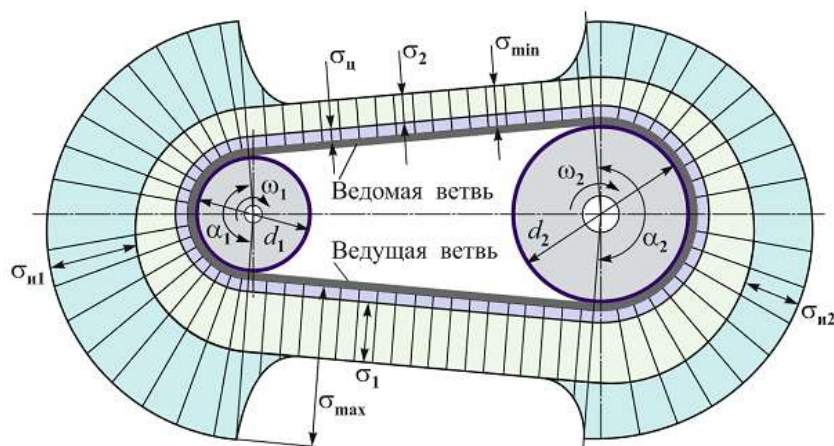


Рис.5.4. Эпюра распределения напряжений по длине ремня

5.3. Критерии работоспособности и расчет ременных передач

Основным критерием работоспособности ременных передач является тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивами. По этому критерию производится проектный расчет передачи. Основной причиной выхода из строя ременной передачи является усталостное

разрушение ремней в результате циклического действия напряжений изгиба. Поэтому основным проверочным расчетом ременных передач является расчет на долговечность ремня.

Расчет ременных передач на тяговую способность основан на экспериментальных **кривых скольжения** (рис.5.5), которые строят по результатам испытаний так называемой **типовой** передачи, следующим образом:

- по оси ординат откладывают коэффициент упругого скольжения ремня ε , и коэффициент полезного действия передачи η ;
- по оси абсцисс - коэффициент тяги передачи $\varphi = F/(2F_0)$, который представляет собой относительную нагрузку передачи.

С ростом нагрузки упругое скольжение ремня увеличивается по закону прямой линии, при этом значительно увеличивается к.п.д. передачи. Эта закономерность наблюдается до, так называемого, критического значения коэффициента тяги φ_k , соответствующего наибольшей допускаемой нагрузке на ремень. С увеличением нагрузки свыше допустимой дополнительно возникает проскальзывание ремня, и суммарное скольжение быстро возрастает (появляется частичное буксование), сопровождаясь резким падением к.п.д. передачи. При предельном значении $\varphi = \varphi_{max}$ наступает полное буксование (проскальзывание) ремня. Из кривых коэффициента упругого скольжения и к.п.д. следует, что **оптимальная тяговая способность** ремня соответствует критическому значению коэффициента тяги φ_k . Экспериментально установлено, что в среднем для **плоских ремней** $\varphi_k = 0,4 \dots 0,6$, для **клиновых ремней** $\varphi_k = 0,7 \dots 0,9$.

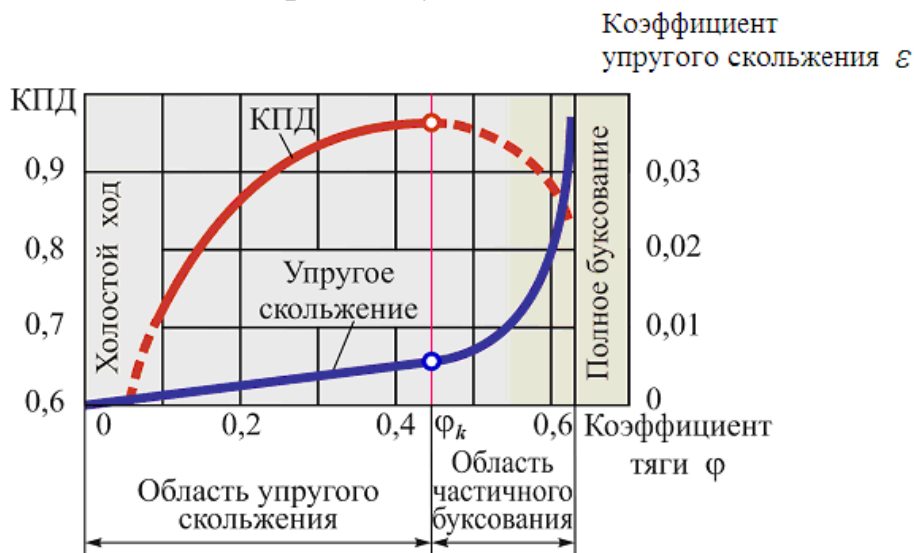


Рис.5.5. Кривые коэффициента упругого скольжения и к.п.д. передачи

Расчет плоских ремней по тяговой способности производят по допускаемому полезному напряжению k .

$$k = \frac{F_t}{A} \leq [k]. \quad (5.22)$$

Так как

$$\varphi_k = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} = \frac{F_t/A}{2 \cdot F_0/A} = \frac{k}{2 \cdot \sigma_0}, \quad (5.23)$$

то, следовательно, допускаемое полезное напряжение в условиях типовой передачи можно определить:

$$k = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi_k. \quad (5.24)$$

Расчетное допускаемое полезное напряжение в условиях проектируемой передачи для плоского ремня определяется введением корректирующих коэффициентов, учитывающих условия работы передачи:

$$[k] = [k_0] \cdot k_v \cdot k_\alpha \cdot k_\varepsilon, \quad (5.25)$$

где k_v - скоростной коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы

k_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата меньшего шкива;

k_ε - коэффициент, учитывающий вид передачи и ее расположение.

Для выполнения проектного расчета правую часть неравенства (5.22) решают относительно площади поперечного сечения ремня A :

$$A > F_t / [k] \quad (5.26)$$

Для клиноременных передач по результатам испытаний типовой передачи определяется непосредственно величина мощности P_0 , которую можно передать одним ремнем стандартного сечения. При проектном расчете такой передачи предварительно выбирают тип ремня и находят минимальное число ремней, которыми можно передать мощность проектируемой передачи.

Ориентировочно долговечность приводных ремней можно оценить по числу пробегов ремня в секунду по условию:

$$U = \frac{V}{L} \leq [U], \quad (5.27)$$

где U - действительное число пробегов ремня за 1 секунду;

V - скорость ремня, $V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$ м/с;

L - длина ремня, м;

$[U]$ - допускаемое число пробегов за 1 секунду.

Для среднескоростных плоскоременных передач $[U] \leq 5 \text{ с}^{-1}$;

для клиновых ремней $[U] \leq 15 \text{ с}^{-1}$;

для поликлиновых ремней $[U] \leq 30 \text{ с}^{-1}$.

5.4. Пример расчета клиноременной передачи

Рассчитаем клиноременную передачу привода, схема которого представлена на рис.2.1. Из таблицы 3.1 выберем необходимые для расчета данные:

Исходные данные

Передаваемая мощность	$P_1 = 5,62 \text{ кВт}$
Частота вращения ведущего (меньшего) шкива	$n_1 = 2920 \text{ об/мин}$
Передаточное отношение клиноременной передачи	$u_1 = 3,29$
Коэффициент упругого скольжения ремня	$\varepsilon = 0,015$

Режим работы – средний, число смен – 2.

Расчет выполняется в следующей последовательности.

1. По номограмме (рис.5.6) в зависимости от частоты вращения меньшего шкива $n_1 = 2920 \text{ об/мин}$ и передаваемой мощности $P = 5,62 \text{ кВт}$ принимаем сечение клинового ремня *A*.

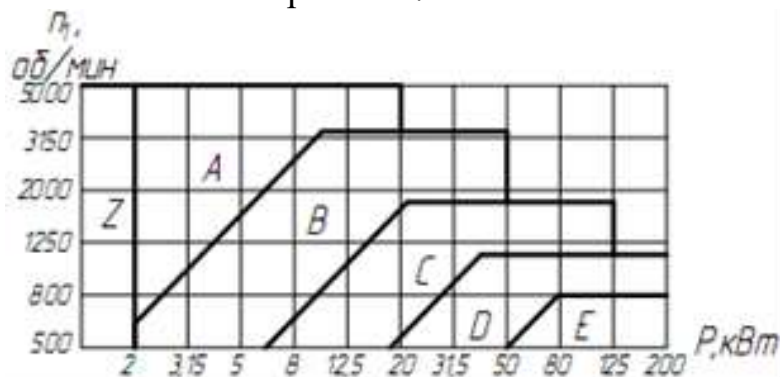


Рис.5.6. Номограмма для выбора сечения клинового ремня

2. Диаметр меньшего шкива

$$d_1 = (3 \dots 4) \sqrt[3]{T_1} = (3 \dots 4) \sqrt[3]{18000} = 78,6 \dots 104,8 \text{ мм.}$$

Примем $d_1 = 100 \text{ мм}$, так как диаметр шкива для ремней сечения *A* не должен быть менее 90 мм . (Приложение, табл.19).

3. Диаметр большего шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 100 \cdot 3,29 \cdot (1 - 0,015) = 324 \text{ мм.}$$

Примем $d_2 = 355 \text{ мм}$. (Приложение, табл. 20).

4. Уточняем передаточное отношение

$$u_1 = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - 0,015)} = \frac{355}{100 \cdot (1 - 0,015)} = 3,60.$$

5. Межосевое расстояние a_p следует принять в интервале:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T = 0,55 \cdot (100 + 355) + 8 = 258,25 \text{ мм.}$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (100 + 355) = 910 \text{ мм,}$$

где $T=8 \text{ мм}$ - высота сечения ремня (Приложение, табл. 21).

Принимаем $a_p=500 \text{ мм}$.

6. Расчетная длина ремня

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot a_p + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 500 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (100 + 355) + \frac{(355 - 100)^2}{4 \cdot 500} = 1746,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Стандартный ряд длин по ГОСТу 1284.1-89 – 80: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 100, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000 и т.д. , мм.

Выбираем ближайшее значение $L=1800 \text{ мм}$.

7. Уточненное значение межосевого расстояния a_p с учетом длины ремня L

$$\begin{aligned} a_p &= 0,25 \cdot \left[(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 2 \cdot y} \right] = \\ &= 0,25 \cdot \left[(1800 - 714) + \sqrt{(1800 - 714)^2 - 2 \cdot 65025} \right] = 527 \text{ мм,} \end{aligned}$$

где $W = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (100 + 355) = 714 \text{ мм}$,

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (355 - 100)^2 = 65025.$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,01 \cdot L = 0,01 \cdot 1800 = 18 \text{ мм}$ для облегчения надевания ремней на шкивы и возможность увеличения его на $0,025 \cdot L = 0,025 \cdot 1800 = 45 \text{ мм}$ для увеличения натяжения ремней.

8. Угол обхвата меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a_p} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{355 - 100}{527} = 152^\circ.$$

9. Коэффициент режима работы C_p , учитывающий условия эксплуатации передачи (Приложение, табл. 22):

для среднего режима работы при двухсменной работе $C_p=1,2$.

10. Коэффициент, учитывающий влияние длины ремня C_L (Приложение, табл. 25):

для ремня сечения A при длине $L=1800 \text{ мм}$ коэффициент $C_L=1,01$.

11. Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата при $\alpha_1 = 152^\circ$ коэффициент $C_\alpha \approx 0,93$. (Приложение, табл. 23).

12. Коэффициент, учитывающий число ремней в передаче: предполагая, что число ремней в передаче будет от 2 до 4, примем коэффициент $C_z=0,95$. (Приложение, табл. 24).

13. Скорость ремня

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 2920}{60} = 15,3 \text{ м/с.}$$

14. Число ремней в передаче

$$z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{5,62 \cdot 1,2}{2,07 \cdot 1,01 \cdot 0,93 \cdot 0,95} = 3,65,$$

где P_0 – мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт (Приложение, табл. 26).

Принимаем $z=4$.

15. Усилие предварительного натяжение ветви клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_\alpha} + \theta \cdot V^2 = \frac{850 \cdot 5,62 \cdot 1,2 \cdot 1,01}{4 \cdot 15,3 \cdot 0,93} + 0,1 \cdot 15,3 = 103,25 \text{ Н,}$$

где θ -коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил); для ремня сечения А. Принимаем $\theta = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$ из рекомендаций:

Сечение	Z	A	B	C	D	E
θ	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9

16. Давление на валы

$$F = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 103,25 \cdot 4 \cdot \sin \frac{152^\circ}{2} = 801,47 \text{ Н.}$$

17. Ширина шкивов $B_{ш}$ (Приложение, табл.27):

$$B_{ш} = 65 \text{ мм.}$$

18. Проверка прочности клинового ремня. Запишем условие прочности:

$$\sigma_{\max} = \sigma_u + \sigma_1 + \sigma_v \leq [\sigma]_p.$$

18. Напряжения в ремне

18.1. Напряжения изгиба

$$\sigma_u = h \cdot E/d_1 = 8 \cdot 80/100 = 6,4 \text{ МПа,}$$

где $E=80\dots 100 \text{ МПа}$ – модуль упругости материала ремня.

18.2. Напряжение в ведущей ветви ремня

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{z \cdot A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A} = \frac{103,25}{4 \cdot 81} + \frac{360}{2 \cdot 4 \cdot 81} = 0,87 \text{ МПа,}$$

где $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 18 \cdot 10^3}{100} = 360 \text{ Н}$ – окружная сила,

$A=81 \text{ мм}^2$ – площадь поперечного сечения ремня сечения (Приложение, табл. 21).

18.3. Напряжения от действия центробежных сил

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \cdot 15,3^2 \cdot 10^{-6} = 0,257 \text{ МПа},$$

где $\rho = 1100 \dots 1250 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала ремня.

18.4. Максимальное напряжение

$$\sigma_{\max} = \sigma_u + \sigma_1 + \sigma_v = 6,4 + 0,87 + 0,257 = 7,527 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 10 \text{ МПа}.$$

Вывод. Условие прочности ремня выполняется.

19. Оценим долговечность ремня по частоте пробегов ремня в единицу времени:

$$U = \frac{V}{L} \leq [U]; \quad U = \frac{15,3}{1,8} = 8,5 \text{ 1/сек} < 15 \text{ 1/сек}, \text{ что допустимо.}$$

6. РАСЧЕТ ВАЛОВ, ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ, ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

6.1. Валы и оси

Валы и оси предназначены для установки на них вращающихся деталей, таких как зубчатые колеса, шкивы и др. Отличие вала от оси заключается в том, что вал передает крутящий момента от одной детали к другой, а ось не передает. Оси могут быть вращающимися и неподвижными, а валы всегда вращаются.

В технике чаще применяют валы. По форме геометрической оси валы подразделяют на прямые, коленчатые и гибкие. В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучают только прямые валы. Прямые валы выполняют гладкими или ступенчатыми. Ступенчатую форму валам придают для облегчения установки на них деталей, так как большинство деталей устанавливаются на вал с натягом. При конструировании валов и осей принимают во внимание технологию сборки и разборки, способ фиксации насаживаемой детали, механическую обработку, расход материала и пр.

В конструкции ступенчатого вала условно выделяют следующие элементы: концевые участки; участки перехода от одной ступени к другой; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих момент вращения. Каждый элемент имеет свое название (рис.6.1).

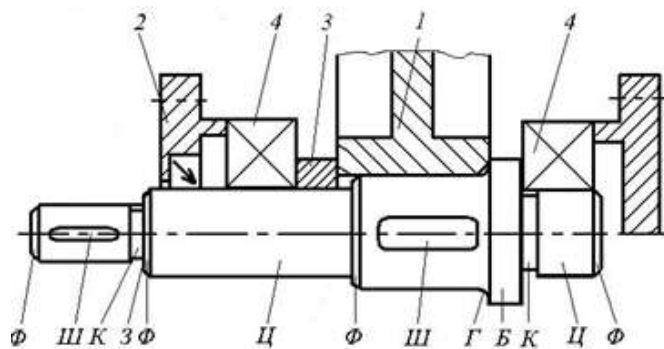


Рис.6.1. Конструкция вала:

1 - зубчатое колесо, 2 – крышка подшипника, 3 – втулка, 4 - подшипник

Цапфа (Ц) – участок вала, которым он опирается на подшипник .

Цапфы делятся на:

Шип – цапфа, расположенная на конце вала и предназначенная для восприятия, в основном, радиальной нагрузки;

шейка - промежуточная цапфа, расположена в средней части вала;

пята – цапфа, расположенная на конце вала и предназначенная для восприятия, в основном, осевой нагрузки.

Заплекчик (З) – переходная торцевая поверхность от одного сечения вала к другому, предназначенная для упора деталей, установленных на валу или оси.

Буртик (Б) – кольцевые утолщения вала, составляющее одно целое с валом.

Канавка (К) – углубление на поверхности меньшего диаметра между соседними ступенями валов: предназначена для плотного прилегания насаживаемой детали к заплечику (буртику), выхода шлифовального круга, при обработке поверхности меньшего диаметра, выхода резбонарезного инструмента.

Галтель (Г) – криволинейная поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала (оси), к плоской части заплечика или буртика.

Фаска (Ф) – скошенная часть боковой поверхности вала у торца вала (оси), заплечика, буртика. Служит для облегчения сборки и предотвращения травмирования рук.

Шпоночный паз (Ш) – углубление в валах для установки шпонок. Выполняют на участках крепления деталей, передающих вращающий момент.

Для изготовления валов используют углеродистые стали марок 20, 30 40 45 и 50, легированные стали марок 20Х, 40Х, 40ХН, 18Х2Н4МА, 40ХН2МАи др. Выбор материала, термической и химико-термической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями эксплуатации. Например, быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф, поэтому

такие валы изготавливают из цементуемых сталей 12Х2Н4А, 18ХГТ или азотируемых сталей 38Х2МЮА и др. Валы-шестерни по этой же причине изготавливают из цементуемых легированных сталей марок 12ХНЗА, 12Х2Н4А и др.

Нагрузки на валы передаются через установленные на них детали (зубчатые колеса, шкивы и др.). Под действием этих нагрузок в сечениях вала возникают напряжения кручения, изгиба, а в некоторых конструкциях растяжения или сжатия. Под действием постоянных по величине и направлению сил и моментов во вращающихся валах возникают напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу. Поэтому поломки валов и осей часто имеют усталостный характер, и основным критерием работоспособности валов является их усталостная прочность.

Расчет валов выполняется в два этапа. На первом этапе производится проектный расчет. На втором этапе производятся проверочные расчеты на:

- статическую прочность при перегрузках;
- выносливость (сопротивление усталости) при действии переменных нагрузок;
- жесткость.

Проектный расчет валов

Выполняется на начальной стадии проектирования, когда известны только крутящие моменты T на всех валах машины и отсутствуют данные о величинах изгибающих моментов в сечениях вала. При этом считается, что вал испытывает только касательные напряжения кручения:

$$\tau = \frac{T}{W_{\rho}} \leq [\tau] \quad (6.1)$$

где W_{ρ} - полярный момент сопротивления сечения.

Для круглого сечения $W = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$;

$[\tau] = 20-40 \text{ МПа}$ – допускаемые касательные напряжения.

Условие прочности по напряжениям кручения (6.1) удобно решать относительно диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \quad (6.2)$$

Это – минимальный диаметр вала. На всех других участках вала он может быть только больше. Полученные значения округляются до ближайшего большего размера согласно ГОСТ 6636- 69 «Нормальные линейные размеры».

Проверочный расчет вала на статическую прочность

Расчет вала на статическую прочность выполняется для предупреждения появления пластических деформаций или хрупкого разрушения (для высокопрочных материалов). Выполняется на этапе

эскизной компоновки, когда предварительно выбраны подшипники, известна длина всех участков вала, известно положение всех колёс на валу, рассчитаны силы, действующие на вал.

Расчёт сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности по пределу текучести S_T и сравнения его с допускаемым $[S_T]$:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} > [S_T], \quad (6.3)$$

где $S_{T\sigma}$, $S_{T\tau}$ - коэффициенты запаса прочности по пределу текучести нормальным и касательным напряжениям.

Последовательность расчета

1. Реальная конструкция вала (рис.6.2) заменяется его расчетной схемой - балкой на шарнирных опорах (рис.6.3).

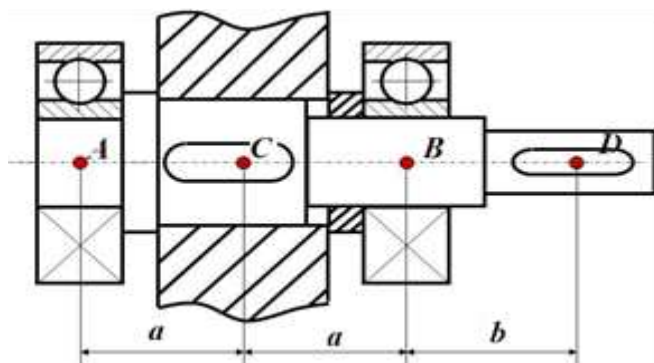


Рис.6.2. Конструкция узла вала

При расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины. Основные нагрузки на вал: силы, которые передаются через насаженные на них детали: зубчатые, конические, червячные колеса, звездочки, шкивы, муфты (окружная сила F_t , радиальная сила F_r , осевая сила F_a , сила со стороны муфты $F_{муф}$). Сила, действующая на вал со стороны муфты, определяется по формуле: для входных валов и выходных валов одноступенчатых редукторов $F_M \approx 125\sqrt{T}$, для выходных валов многоступенчатых редукторов $F_i \approx 250\sqrt{T}$.

Необходимо приложить к балке все внешние силы, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной X и вертикальной Y) и плоскости смещения валов.

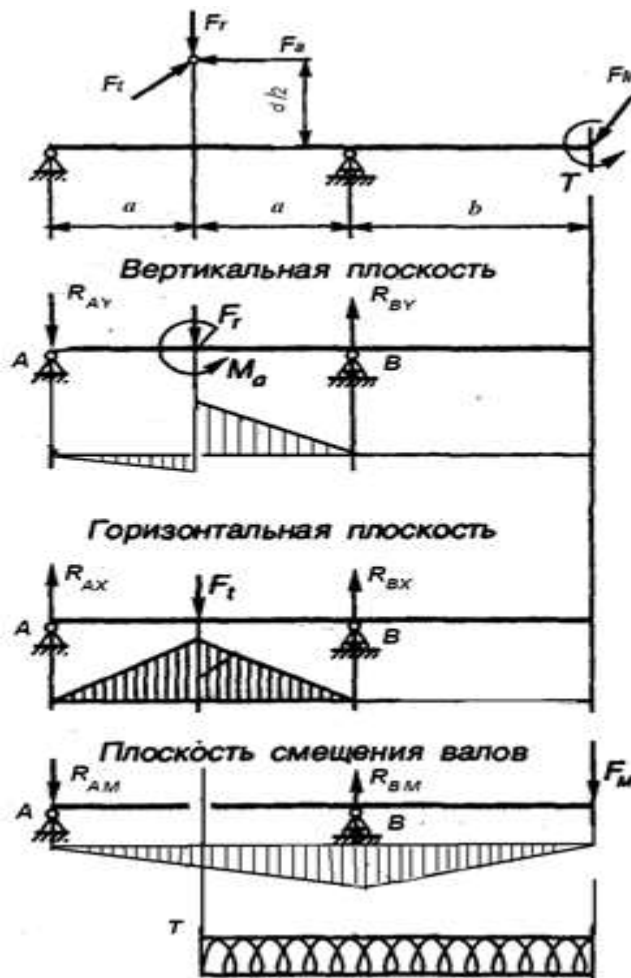


Рис.6.3. Расчетная схема узла вала

2. Определить опорные реакции в горизонтальной, вертикальной плоскостях и плоскости смещения валов;
3. Построить эпюры изгибающих моментов M_x , M_y , $M_{муфт}$;
4. Построить эпюру крутящего момента T ;
5. Установить опасные сечения;
6. Вычислить суммарный изгибающий момент в опасном сечении;

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_{муфт}$$

7. Определить максимальное нормальное напряжение в период пуска

$$\sigma_{n \max} = \frac{K_{II} \cdot M_{\Sigma}}{W_x},$$

где W_x - осевой момент сопротивления сечения вала,
 K_{II} - коэффициент пусковой перегрузки.

8. Определить максимальное напряжение кручения в период пуска

$$\tau_{кр \max} = \frac{K_{II} \cdot T}{W_{\rho}},$$

где W_{ρ} - полярный момент сопротивления сечения вала.

9. Определить коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}},$$

где σ_T предел текучести материала вала по нормальным напряжениям.

10. Определить коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{кр\max}},$$

где τ_T предел текучести материала вала по касательным напряжениям

11. Определить общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} > [S_T].$$

Для материалов умеренной пластичности при пониженной точности расчета и ориентировочной оценке механических свойств допускаемый коэффициент запаса прочности равен $[S_T] = 1,6-2,2$. Для хрупких материалов и литых валов $[S_T] = 2,0-3,0$

Проверочный расчет на выносливость

Выполняется на стадии рабочего проектирования, когда практически готов рабочий чертёж вала, т.е. известна его точная форма, размеры и все конструктивные элементы (концентраторы напряжений): шпоночные пазы, кольцевые канавки, сквозные и глухие отверстия, посадки с натягом, галтели. При расчёте полагается, что напряжения изгиба σ_u изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения $\tau_{кр}$ – по отнулевому пульсирующему циклу (рис. 6.4).

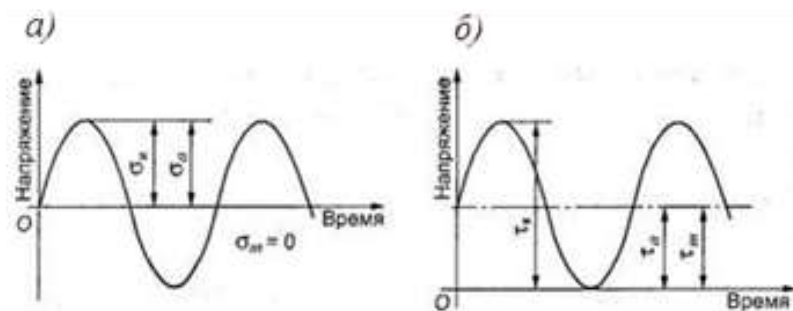


Рис.6.4. Циклы изменений напряжений в сечениях вала:
 а - симметричный цикл (напряжения изгиба);
 б - отнулевой цикл (напряжения кручения)

Проверочный расчёт вала на выносливость сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности S , который сравнивается с допускаемым $[S]$:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} > [S], \quad (6.4)$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{K_d \cdot K_{F\sigma}} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (6.5)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot K_\tau}{K_d \cdot K_{F\tau}} + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (6.6)$$

σ_{-1}, τ_{-1} - пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным циклом;

σ_a, τ_a - амплитудные значения нормальных и касательных напряжений;

σ_m, τ_m - средние напряжения цикла;

k_σ, k_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, прессовые посадки и резьбу;

K_d - масштабный коэффициент (фактор);

$K_{F\sigma}, K_{F\tau}$ - коэффициенты качества поверхности (учитывают влияние шероховатости поверхности);

ψ_σ, ψ_τ - коэффициенты влияния среднего напряжения цикла на усталостную прочность, зависят от типа стали.

Расчет валов на жесткость

Требуемая жесткость по изгибу осей и валов в основном определяется условиями работы передач и подшипников. Деформация валов вызывает взаимный перекос колес, концентрацию нагрузки по длине зубьев и раздвигание осей колес. У подшипников качения из-за большого угла поворота на опоре возможно защемление тел качения в результате перекоса колец, а у роликоподшипников создается еще и неравномерное распределение давления по длине роликов. Расчет на жесткость выполняют только для ответственных конструкций.

Расчет на изгибную жесткость сводится к определению прогибов y и углов поворотов θ сечений валов и ограничения их допускаемыми значениями (рис.6.5):

$$y \leq [y], \quad \theta \leq [\theta], \quad (6.7)$$

где $[y]$ = допускаемый прогиб: для валов общего назначения - $[y] = (0,0002 \dots 0,003) \cdot l$, под зубчатыми колесами - $[y] = (0,01 \dots 0,03) \cdot m$, под коническими и глобоидными колесами $[y] = (0,005 \dots 0,007) \cdot m$,

l - расстояние между опорами;

m – модуль передачи;

$[\theta]$ - допускаемый угол перегиба: для зубчатых колес и опор скольжения - $[\theta] = 0,001 \text{ рад}$, для радиальных шарикоподшипников $[\theta] = 0,005 \text{ рад}$, для радиальных роликоподшипников $[\theta] = 0,0025 \text{ рад}$, для конических роликоподшипников $[\theta] = 0,0016 \text{ рад}$.

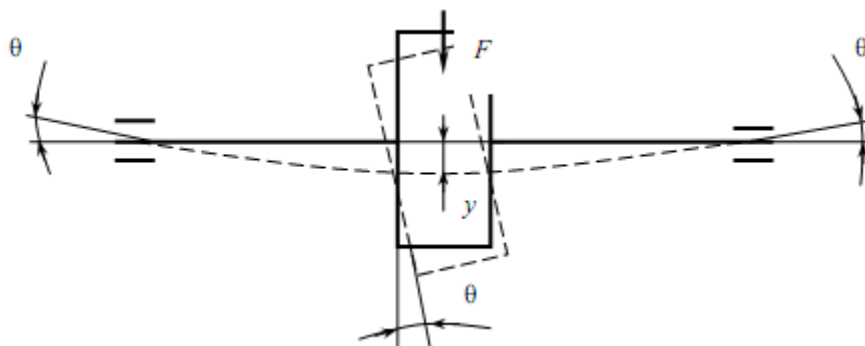


Рис.6.5. Схема к расчету вала на изгибную жесткость

6.2. Подшипники качения

Валы и вращающиеся оси фиксируются **на опорах**, которые определяют их положения в пространстве, обеспечивают вращение с наименьшими сопротивлениями, воспринимают нагрузки, действующие на валы, и передают их на неподвижное основание (например, корпус редуктора), на котором эти опоры крепятся. Основной функциональной частью опор являются **подшипники** (рис.6.6).



Рис.6.6 Подшипники

В зависимости *от вида трения* подшипники делятся на: *подшипники скольжения и подшипники качения*. Наибольшее распространение получили подшипники качения, благодаря ряду важных преимуществ.

Подшипник качения – готовое стандартное изделие (изготавливаемое на специализированном заводе), которое устанавливается в механизм или машину без дополнительной доработки и работает по принципу трения качения. Конструктивно подшипник качения, как правило, включает четыре основных элемента (рис.6.7):

- 1). Наружное кольцо, устанавливаемое обычно в корпусе;
- 2). Внутреннее кольцо, обычно насаживаемое на цапфу вала;
- 3). Тела качения (шарики или ролики), обкатывающиеся при работе подшипника по беговым дорожкам наружного и внутреннего колец;
- 4). Сепаратор, разделяющий тела качения друг от друга.

Кроме того, в конструкцию этих деталей могут входить защитные шайбы и уплотнители.



Рис.6.7 Конструкция подшипника

Основные размеры: D – наружный диаметр, d – внутренний (посадочный) диаметр, B – ширина.

Достоинства подшипников качения:

- малые потери на трение (приведенный к цапфе вала коэффициент трения подшипников качения $f = 1,5 \cdot 10^{-3} \dots 6 \cdot 10^{-6}$);
- малый расход смазочных материалов и, следовательно, малый объем работ по обслуживанию;
- малые габариты в осевом направлении;
- высокий уровень стандартизации;
- низкая стоимость при высокой степени взаимозаменяемости.

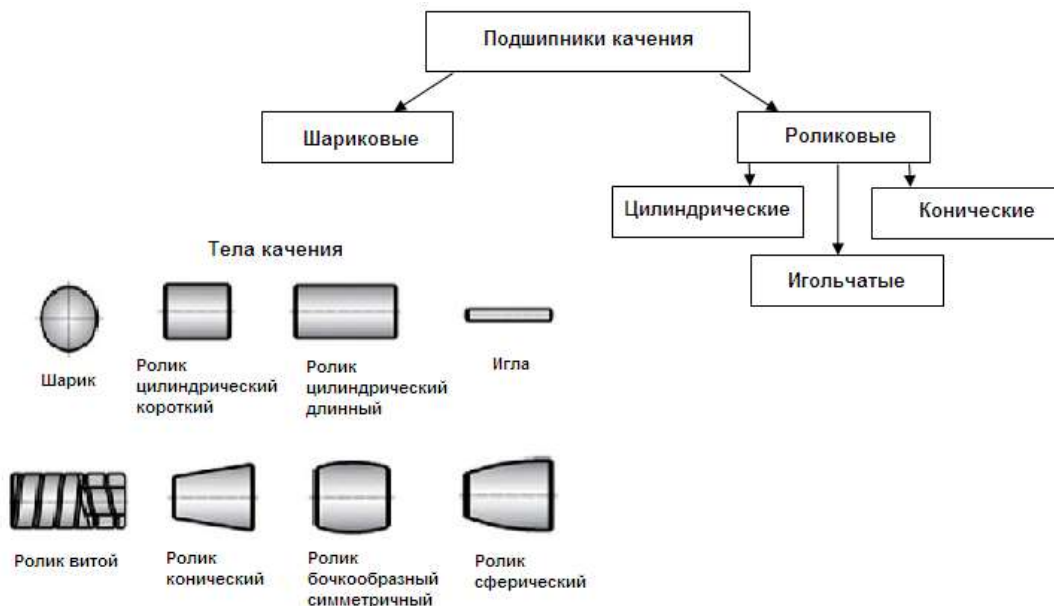
Недостатки подшипников качения:

- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие малых площадей контакта между телами качения и беговыми дорожками колец подшипника;

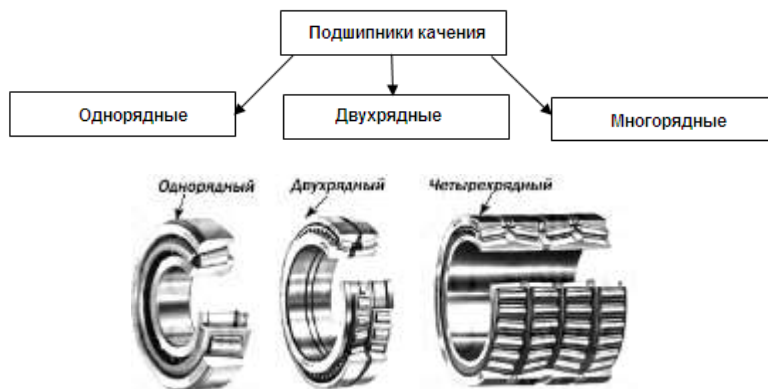
- большие габариты в радиальном направлении;
- малая надёжность в высокоскоростных приводах.

Классификация подшипников качения

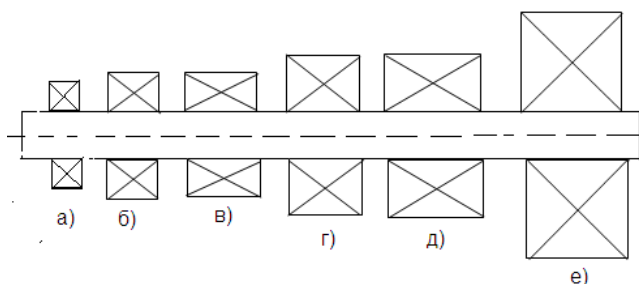
По форме тел качения



По числу рядов тел качения



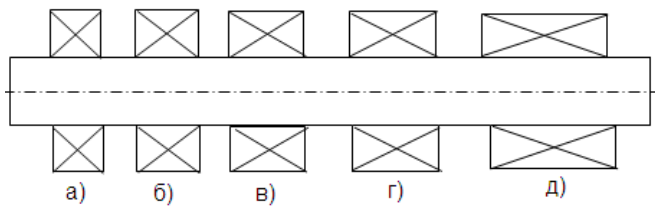
По радиальным габаритам (размер наружного диаметра) при одном и том же внутреннем диаметре подшипники сгруппированы в 6 серий:



- а). особолегкая;
- б). легкая;
- в). легкая широкая;
- г). средняя;
- д). средняя широкая;
- е). тяжелая.

По ширине подшипника (при одном и том же внешнем и внутреннем диаметре)

Подшипники сгруппированы в 5 серий:



- а). особо узкие;
- б). узкие;
- в). нормальные;
- г). широкие;
- д). особо широкие.

По направлению воспринимаемой нагрузки (радиальной F_r и осевой F_a)

Радиальные подшипники (если $F_r \gg F_a$), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую (рис.6.8).

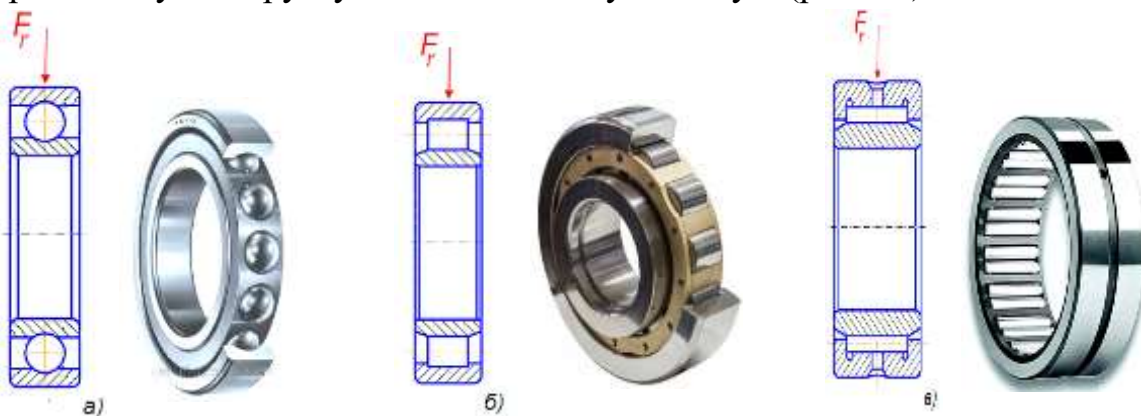


Рис.6.8. Радиальные подшипники:

- а) шариковые, однорядные б) роликовые с короткими цилиндрическими роликами, в) игольчатые

Шариковый радиальный однорядный подшипник самый распространенный в машиностроении. Предназначен для восприятия в основном радиальной нагрузки. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Он дешев, допускает достаточно большой перекос внутреннего кольца относительно наружного (до $0^\circ 10'$).

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами воспринимает большие радиальные нагрузки, обладает значительно большей радиальной грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный при равных габаритных размерах. Допускает осевое взаимное смещение колец. Чувствителен к относительному перекосу внутреннего и наружного колец (при перекосе возникает концентрация напряжений у краев ролика). Подшипник устанавливают на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест.

Роликовый радиальный игольчатый однорядный подшипник воспринимает только радиальную нагрузку. При сравнительно небольших диаметральных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью. Из-за отсутствия сепаратора характеризуется высокими потерями на трение между иглами и низкой предельной частотой вращения. Перекос внутреннего кольца относительно наружного недопустим.

К радиальным подшипникам относится также шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (рис.6.9).

Эти подшипники имеют два ряда шариков и сферическую дорожку качения на наружном кольце и являются самоустанавливающимися. Данные подшипники нечувствительны к угловым перекосам вала относительно корпуса. Самоустанавливающиеся шарикоподшипники имеют меньшее трение по сравнению с любыми другими подшипниками качения, что позволяет им работать с более низкой температурой даже на высоких частотах вращения. При больших нагрузках применяются роликовые сферические подшипники.



Рис.6.9. Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник

Радиально-упорные подшипники (если $F_r > F_a$), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки (рис.6.10).

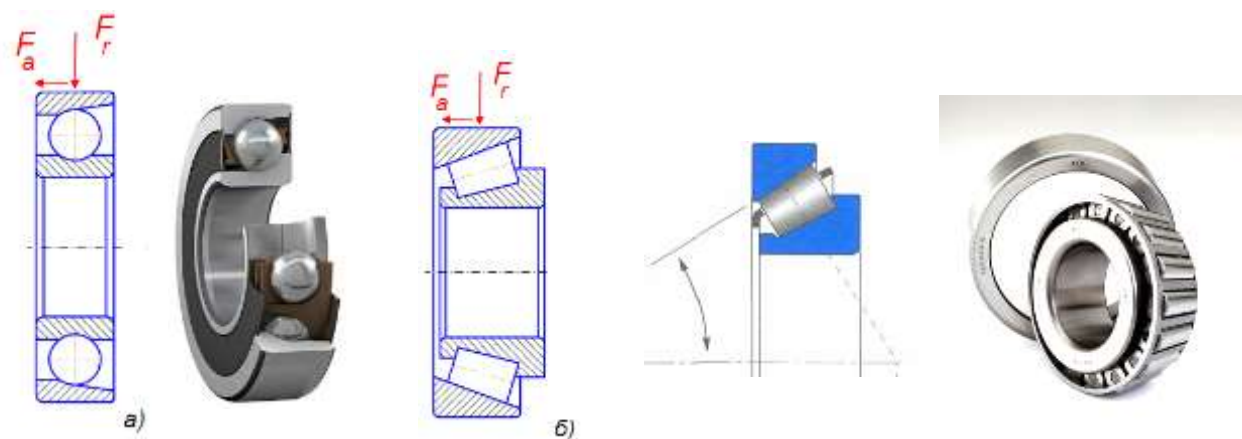


Рис.6.10. Радиально-упорные подшипники:
а) шариковые, б) роликовые с коническими роликами

Шариковые радиально-упорные подшипники воспринимают радиальную и одностороннюю осевую нагрузку. По конструкции один из буртов наружного кольца срезан, что дает возможность устанавливать больше шариков того же диаметра, повышает грузоподъемность этих подшипников до 30 %. Чем больше осевое усилие, тем с большим углом контакта применяются подшипники (углы контакта – 12°, 26° и 36°). Радиально-упорные подшипники устанавливаются на валу попарно. *Роликовый радиально-упорный конический подшипник* воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Обладает большой грузоподъемностью. По применению в машиностроении стоит на втором месте после шариковых радиальных однорядных. Чувствителен к относительному перекоосу внутреннего и наружного колец. Подшипники устанавливают попарно на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест. Применяют при средних и низких частотах вращения.

Упорные подшипники, "подпятники" (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только осевую нагрузку (рис.6.11).



Рис.6.11. Упорные подшипники:

а) шариковые однорядные, б) роликовые однорядные

Шариковый упорный подшипник воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. Для восприятия осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливают двойные упорные подшипники. Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил эти подшипники применяют при средней и низкой частоте вращения

Упорные роликовые подшипники. Телом качения в этой конструкции является ролик. Ролики могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими. Применяются при больших осевых нагрузках.

Маркировка подшипников качения

Все подшипники, производимые в РФ, маркируются изготовителями согласно требованиям ГОСТ 3189-89.

Обозначение подшипника состоит в общем случае из семи цифр основного условного обозначения и дополнительного обозначения, которое располагается слева и справа от основного (рис.6.12).

При этом дополнительное обозначение, расположенное слева от основного, всегда отделено знаком тире (—), а дополнительное обозначение, справа всегда начинается с какой-либо буквы. Чтение знаков основного и дополнительного обозначения производится справа налево.

Последние две цифры (1 и 2) обозначают внутренний диаметр подшипника. Если диаметр подшипника от 20 до 495 мм - обозначение 04...99 (внутренний диаметр, деленный на 5).



Рис.6.12. Структура обозначения подшипников качения

Для определения значения диаметра в миллиметрах необходимо эти цифры умножить на 5. Для подшипников, у которых $d < 20$ мм, первая и вторая цифры справа 00; 01; 02; 03 соответствуют диаметрам 10; 12; 15; 17 мм. При $d < 9$ мм указывается фактический диаметр.

Третья цифра справа (3) обозначает серию подшипника по диаметру:

1 - особо легкая; 2 - легкая; 3 - средняя; 4 - тяжелая; 5 - легкая широкая; 6 - средняя широкая.

Четвертая цифра (4) справа обозначает тип подшипника:

0 - радиальный шариковый; 1 - радиальный шариковый сферический; 2 - радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 - радиальный роликовый сферический; 4 - радиальный роликовый с длинными роликами или игольчатый; 5 - радиальный роликовый с витыми роликами; 6 - радиально-упорный шариковый; 7 - роликовый конический; 8 - упорный шариковый; 9 - упорный роликовый.

Пятая (5) или пятая и шестая (5, 6) цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипника (канавки на наружном кольце, защитные шайбы и т. п.), отличающие его от основной конструкции.

Седьмая цифра (7) справа обозначает серию подшипника по ширине:

0- особо узкие; 1 - нормальные; 2 - широкие; 3, 4, 5, 6 - особо широкие; 7 – узкие.

Перед основными знаками условного обозначения через дефис могут ставиться: класс точности (нормальный класс точности (0) не указывается), радиальный зазор в подшипниках и величина момента трения (в этом случае нормальный класс точности указывается).

Пять классов точности (в порядке повышения точности):
0 – нормального класса; 6 – повышенной точности; 5 – высокой точности; 4 – особо высокой точности; 2 – сверхвысокой точности.

Материал деталей подшипника обозначается буквами справа.

- Ю - все детали подшипника или часть деталей из нержавеющей стали;
- Х - кольца и тела качения или только кольца (в том числе одно кольцо) из цементируемой стали; Р - детали подшипника из теплостойких (быстрорежущих) сталей;
- Г - сепаратор из чёрных металлов;
- Б - сепаратор из безоловянистой бронзы;
- Д - сепаратор из алюминиевого сплава;
- Е - сепаратор из пластических материалов;
- Л - сепаратор из латуни;
- Я - детали подшипника из редко применяемых материалов (твёрдых сплавов керамики, стекла и др.);
- Н - кольца и тела качения или только кольца (в том числе одно кольцо) из модифицированной жаропрочной стали (кроме подшипников радиальных роликовых сферических двухрядных);
- З - детали подшипника из стали ШХ со специальными легирующими добавками (кальций, кобальт и др.).

При составлении условного обозначения подшипника придерживаются следующего правила – если крайняя левая цифра 0, то она в обозначении не указывается.

Основными причинами выхода подшипника из строя являются:



а

б

в

Рис.6.13. Виды повреждения подшипников качения

1. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения (рис.6.13,а) в виде раковин или отслаивания под действием

переменных контактных напряжений. Его обычно наблюдают после длительной работы. Сопровождается повышенным шумом и вибрациями.

2. Смятие рабочих поверхностей дорожек и тел качения (образование лунок и вмятин (рис.6.13,б)) вследствие местных пластических деформаций под действием ударных или значительных статических нагрузок.

3. Абразивное изнашивание беговых дорожек и тел качения (рис.6.13,в) вследствие плохой защиты подшипника от попадания абразивных частиц.

Может также происходить разрушение сепараторов, разрушение колец и тел качения при действии больших динамических нагрузок.

Подбор подшипников качения

Проектный расчёт для стандартизованных подшипников качения заменяется процедурой подбора подшипника. Подбор производится по специальным методикам. Наиболее часто применяют методику подбора подшипников по динамической грузоподъемности (по долговечности). Она применяется в тех случаях, когда кольца подшипников вращаются с частотой более 1 об/мин. Подбор производится по условию:

$$C_{расч} < C_{табл} \cdot \quad (6.8)$$

Здесь $C_{табл}$ - динамическая грузоподъемность, указываемая в каталогах. Это такая нагрузка, которую подшипник может выдержать за 1 миллион оборотов кольца подшипника без появления признаков усталостного разрушения. $C_{расч}$ - расчетная динамическая грузоподъемность, зависящая от величины и вида нагрузок, действующих на подшипник, срока службы и условий работы подшипника.

Долговечность подшипника связана с его динамической грузоподъемностью эмпирической зависимостью:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \text{ (млн. оборотов),} \quad (6.9)$$

где L - долговечность подшипника в миллионах оборотов кольца;
 $p=3$ - для шариковых подшипников, $p=3,33$ - для роликовых подшипников;

P - эквивалентная динамическая нагрузка. Это постоянная однонаправленная нагрузка, при которой подшипник имеет такую же долговечность, что и при реальных условиях работы.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (6.10)$$

где F_r, F_a - радиальная и осевая составляющие нагрузки, действующей на вращающееся кольцо подшипник;

V - коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо);

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику. Для радиальных подшипников, не воспринимающих осевую нагрузку ($F_a = 0$), $X=1$, для упорных подшипников, не воспринимающих радиальную нагрузку ($F_r = 0$), $Y=1$. Для остальных подшипников значения X и Y находятся по специальным таблицам;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы;

K_T – коэффициент температурного режима (до $125^\circ C$ $K_T=1$).

Долговечность (ресурс) подшипника L_h можно вычислить в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (6.11)$$

где n – частота вращения вала.

Так как при реальном проектировании подшипники предварительно выбирают по конструктивным соображениям (диаметр вала, направление усилий, схема установки и др.), то расчетом проверяют их долговечность (ресурс) (формула 6.9). Минимальная долговечность подшипников для зубчатых редукторов составляет 10000 часов.

Схемы установки подшипников

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют *на фиксирующие и плавающие*. В *фиксирующей опоре* ограничено осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. Она воспринимают радиальную и осевую силы. В *плавающей опоре* осевое перемещение вала в любом направлении не ограничено. Она воспринимают только радиальную силу. Вал может быть зафиксирован одной опорой или обеими (рис.6.14). В плавающей опоре применяют обычно радиальные подшипники. Схемы с плавающей опорой применяют при любом расстоянии l между опорами вала.

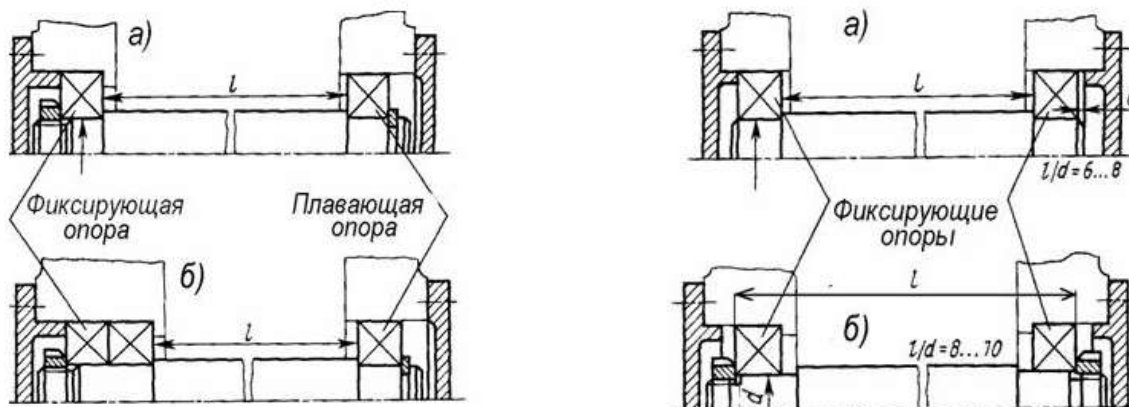


Рис.6.14. Схемы установки подшипников

Назначая фиксирующую и плавающую опоры, стремятся обеспечить примерно равную нагруженность подшипников и наименьшие силы трения в плавающей опоре.

В конструкциях с двумя фиксирующими опорами различают схемы установки подшипников «в распор» - а), или «в растяжку» - б). Схема установки подшипников «в распор» конструктивно является наиболее простой. Она широко применяется для коротких валов ($l/d = 6...8$).

Для исключения защемления вала в опорах предусматривают осевой зазор *«а»*, величина которого должна быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта эксплуатации этот зазор устанавливают в пределах 0,2...0,5 мм. Схема с фиксацией подшипников «в распор» удобна в монтаже, но требует жёстких допусков на линейные размеры и опасна возможным защемлением тел качения при нагреве.

При установке вала «в растяжку» осевой зазор *«а»* в подшипниках при увеличении температуры вала увеличивается (вероятность защемления подшипников уменьшается). Поэтому расстояние между подшипниками можно брать несколько больше, а именно $l/d = 8...10$. Более длинные валы по схеме «в растяжку» устанавливать не рекомендуется из-за возможности появления недопустимых для радиально-упорных подшипников осевых зазоров.

6.3. Пример расчета валов и выбора подшипников

6.3.1 Проектный расчет валов

Рассмотрим на примере валов редуктора 3 привода к конвейеру (рис.2.1). Известны крутящие моменты, передаваемые валами (табл. 3.1) и размеры зубчатых колес передачи (табл. 4.4). Наметим конструкцию входного вала редуктора (вала 2). Так как делительный диаметр шестерни небольшой ($d_1 = 50,31$ мм), ее рационально выполнять заодно с валом (вал-шестерня). Колесо будем делать насадным. Для передачи крутящего момента предусмотрим шпоночное соединение с призматической шпонкой. Так как передача косозубая, то для осевой фиксации колеса на валу с одной стороны предусмотрим буртик, с другой – дистанционную втулку. На рис.6.15 и рис.6.16 приведены конструкции валов.

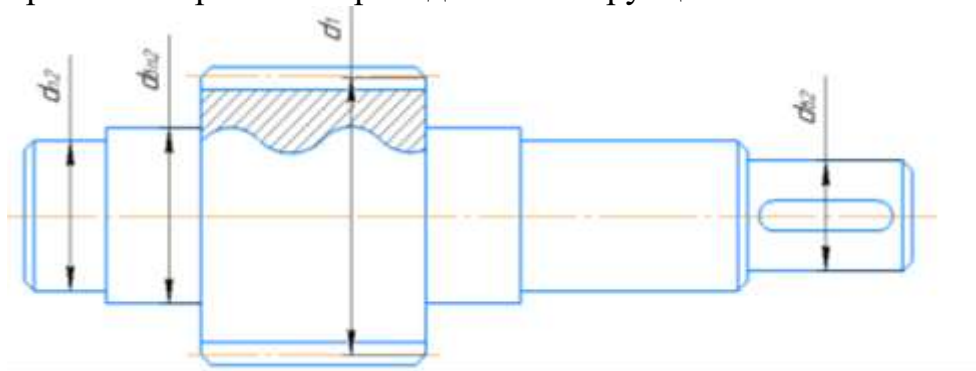


Рис.6.15. Конструкция входного (быстроходного) вала

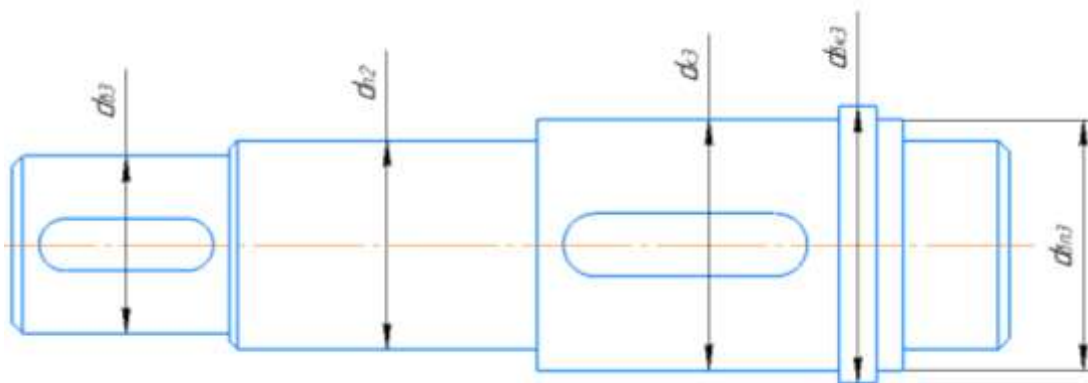


Рис.6.16. Конструкция выходного (тихоходного) вала

Проектный расчет валов производится из условия прочности на кручение. Определим диаметры выходных участков валов.

Вал 2 (входной вал редуктора, вал шестерни)

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{56 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \approx 22 \text{ мм.}$$

Вал 3 (выходной вал редуктора, вал колеса)

$$d_{e3} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{190 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \approx 34 \text{ мм.}$$

Полученные значения округляются до ближайшего размера согласно ГОСТ 6636- 69 «Нормальные линейные размеры».

Определим диаметры цапф валов (размеры под подшипник) по формуле $d_{цп} \geq d_e + 2 \cdot t_{цп}$.

Таблица 6.1

Высота $t_{цп}$ заплечика подшипника, координата фаски подшипника r

d , мм	17-22	24-30	32-38	40-44	45-50	52-58	60-65	67-75	80-85	90-95
$t_{цп}$, мм	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
r , мм	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	4

Получим: $d_{цп2} \geq d_{e2} + 2 \cdot t_{цп} = 22 + 2 \cdot 3 = 28 \text{ мм}$. Принимаем $d_{цп2} = 30 \text{ мм}$.

$d_{цп3} \geq d_{e3} + 2 \cdot t_{цп} = 34 + 2 \cdot 3,5 = 41 \text{ мм}$. Принимаем $d_{цп3} = 40 \text{ мм}$.

Диаметр бурта подшипника $d_{БП2} > d_{цп2} + 3r = 30 + 3 \cdot 1,5 = 34,5 \text{ мм}$.

Примем $d_{БП2} = 35 \text{ мм}$.

Диаметр вала под колесом $d_k \geq d_{цп3} + 3 \cdot r = 40 + 3 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм}$.

Диаметр бурта колеса $d_{БК} > d_k + 3f = 48 + 3 \cdot 1,6 = 52,8 \text{ мм}$. Примем $d_{БК} = 53 \text{ мм}$.

Для выполнения эскизной компоновки редуктора длины участков вала можно найти по формулам: длина выходного конца быстроходного вала $l_{e2} = (1,5 \dots 2)d_{e2}$; длина выходного конца тихоходного вала $l_{e3} = (1,5 \dots 2)d_{e3}$.

6.3.2. Выбор подшипников и схем их установки

Так как в косозубом зацеплении возникает осевая сила, то выберем радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии (Приложение, табл.12). Так как редуктор одноступенчатый и длина валов небольшая, то схему установки подшипников примем *враспор*.

Таблица 6.2

Параметры подшипников

Вал 2	Вал 3
Диаметр цапфы вала $d_{п2} = 30$ мм	Диаметр цапфы вала $d_{п3} = 40$ мм
Тип подшипника шариковый радиально-упорный	Тип подшипника шариковый радиально-упорный
Обозначение подшипника № 36206	Обозначение подшипника № 36208
Наружный диаметр подшипника $D_{н2} = 62$ мм	Наружный диаметр подшипника $D_{н3} = 80$ мм
Ширина подшипника $B_{н2} = 16$ мм	Ширина подшипника $B_{н3} = 18$ мм

6.3.3. Разработка эскизной компоновки редуктора

Эскизная компоновка редуктора выполняется для определения расстояний между линиями действия всех сил (усилий в зацеплении редуктора, открытых передач, муфт и реакций опор), необходимые для расчетов реакций опор и изгибающих моментов на валах, которые нужны для проверки долговечности подшипников и проверочных расчетов валов.

Эскизная компоновка выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге формата не менее А3 карандашом в масштабе 1:1 и в дальнейшем используется для выполнения сборочного чертежа редуктора. Исходными данными для выполнения компоновки являются размеры зубчатой передачи, диаметры валов, элементы корпуса редуктора и другие параметры, необходимые для выполнения эскиза.

Конструирование зубчатых колес

Зубчатые колеса в общем случае состоят из обода, на котором нарезаны зубья, ступицы, которой колесо насаживается на вал, и диска, соединяющего обод со ступицей (рис.6.17). Заготовки зубчатых колес изготавливают коваными, штампованными или литыми. Способ получения заготовки зависит от размера колеса и условий производства, в том числе, серийности (единичное, серийное, массовое).

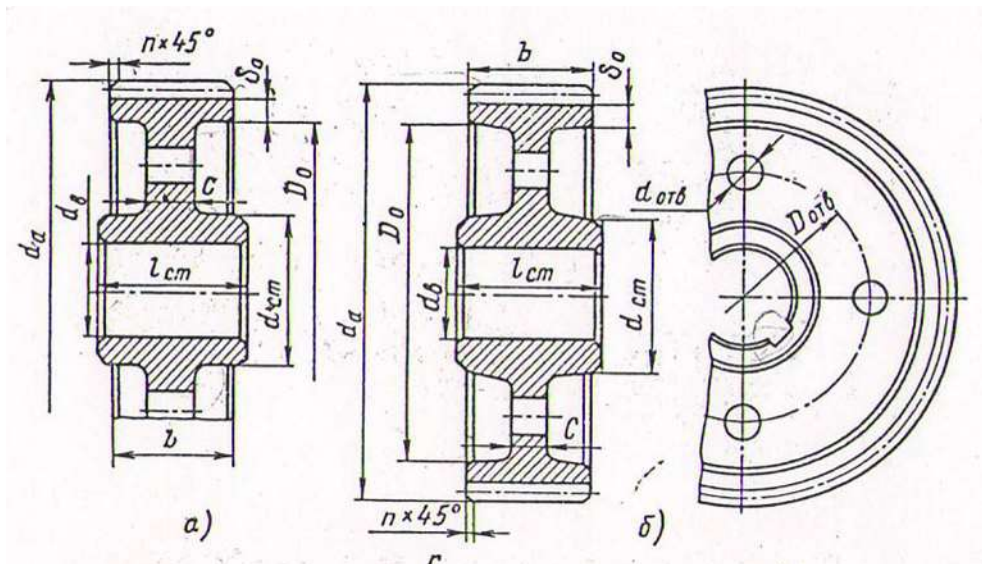


Рис.6.17. Цилиндрические зубчатые колеса при $d_a < 500$ мм:
а – кованные; б – штампованные

При небольших диаметрах колес (шестерен) $d_a < 100...120$ мм их изготавливают из прутка в форме диска. При $d_a = 120...200$ мм их изготавливают коваными (рис.6.18).

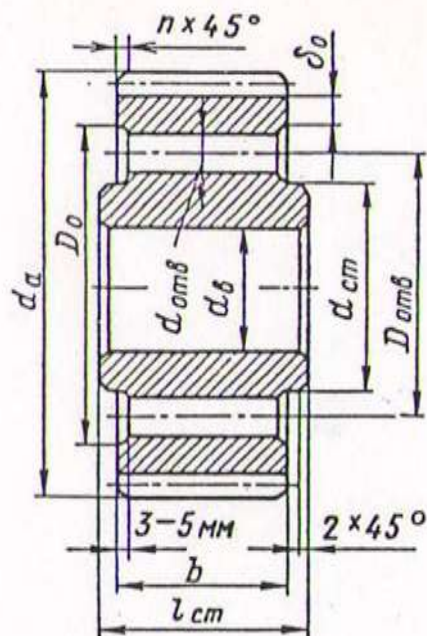


Рис.6.18. Кованое цилиндрическое зубчатое колесо при $d_a < 200$ мм

Заготовки цилиндрических колес больших диаметров могут изготавливаться из стального, либо чугунного литья (рис.6.19).

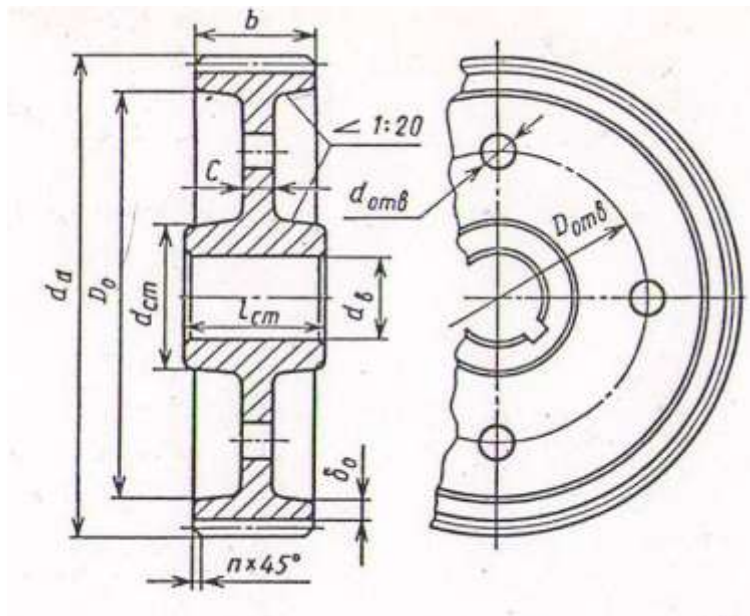


Рис.6.19. Цилиндрическое зубчатое литое колесо $d_a < 600$ мм

Шестерни конструируют в двух вариантах: отдельно от вала (насадная шестерня) либо за одно целое с валом (вал-шестерня). Конструктивные размеры зубчатых колес определяются по эмпирическим зависимостям, проученным на основе опыта конструирования. Один из вариантов таких зависимостей приведен в табл. 6.3[2].

Таблица 6.3

Определение размеров зубчатых металлических колес

Параметры	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$d_{ст} \approx 1,6 d_b$
То же, чугунных колес	$d_{ст} \approx 1,8 d_b$
Длина ступицы	$l_{ст} \approx (1,2 \div 1,5) d_b^*$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5 \div 4,0) m_n$
То же, конических колес	$\delta_0 = (3 \div 4) m$
Толщина диска кованных колес	$C = 0,3 b$
То же, штампованных колес	$C = (0,2 \div 0,3) b$
» литых колес	$C = 0,2 b$
» конических колес	$C = (0,1 \div 0,17) R_e$
Диаметр центральной окружности	$D_{отв} = 0,5(D_0 + d_{ст})$
Диаметр отверстий (в шестернях малых размеров отверстия не делают)	$d_{отв} \approx \left(\frac{D_0 - d_{ст}}{4} \right)$
Толщина ребер	$s = 0,8 C$
Фаска	$n \approx 0,5 m_n$

} но не менее 8 мм

* В массовом производстве цилиндрические колеса при нарезании зубьев обрабатывают «пакетами» по два и более. При этом ступица не должна выступать за торцы венца, т. е. $l_{ст} < b$.

Обозначения: d_b – диаметр вала; m_n – модуль нормальный; m – средний окружной модуль; b – ширина венца; R_e – внешнее конусное расстояние; D_0 – внутренний диаметр обода.

Конструирование корпуса редуктора

Корпус редуктора служит для размещения и координации в нем деталей зубчатых передач, защиты этих деталей от воздействия внешней среды (пыль, грязь, влага) и организации системы смазки деталей. Основным критерием работоспособности корпуса является его жесткость, обеспечивающая правильное расположение осей валов под нагрузкой. Для повышения жесткости на поверхности корпуса часто предусматривают ребра, располагаемые у приливов под подшипник (гнездо подшипника). Для обеспечения возможности монтажа в корпус деталей передач, корпус обычно выполняют разъемным, состоящим из основания и крышки (рис.6.20). Плоскость разъема проходит через оси валов и обычно является горизонтальной (параллельной основанию). В связи со сложностью формы, корпуса чаще всего делают литыми. Наиболее распространенным материалом для литых корпусов является серый чугун дешевых марок, например СЧ10 или СЧ15. Реже применяют стальное литье. При необходимости ограничения массы корпуса изготавливают из легких сплавов (алюминиевые, магниевые).

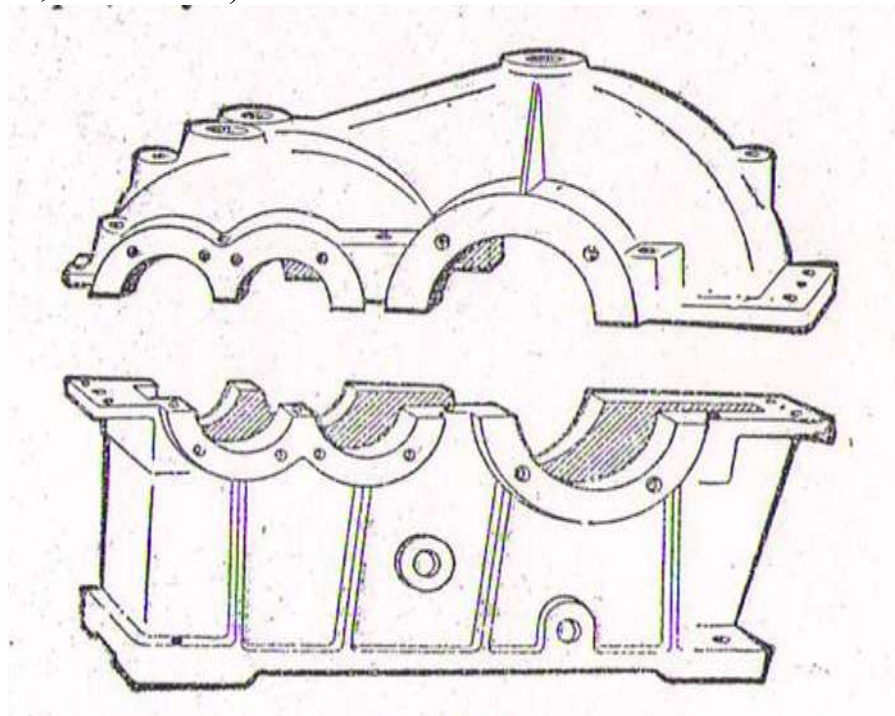


Рис.6.20. Общий вид литого корпуса двухступенчатого цилиндрического редуктора

Для крупногабаритных редукторов индивидуального производства иногда применяют сварные конструкции из листовой стали.

Крышка корпуса крепится к основанию с помощью болтов (винтов). Для этого на корпусе и крышке предусматривают такие элементы, как фланцы и бобышки. На рис.6.21 приведена конструкция корпуса одноступенчатого цилиндрического литого редуктора. В табл. 6.4,

рекомендации по определению размеров основных элементов корпуса, а в табл. 6.5 – дополнительных элементов. Для точного центрирования крышки корпуса относительно основания на поверхности стыка предусматривают два конических или цилиндрических штифта, устанавливаемые до расточки гнезд под подшипники. В конструкции корпуса предусматривают такие элементы, как смотровой люк, маслоуказатель, отверстие для слива масла, отдушину, грузозахватные приспособления (крюки, петли, грузовые винты). Плоскость разъема при сборке покрывают для герметизации специальным лаком.

Гнезда подшипников закрывают крышками глухими или сквозными, через которые проходят концы валов. В редукторах применяют как стандартные конструкции крышек, (см. ГОСТ 13219-67), так и оригинальные. В последнем случае при их проектировании можно руководствоваться рекомендациями [4], приведенными на рис.6.22.

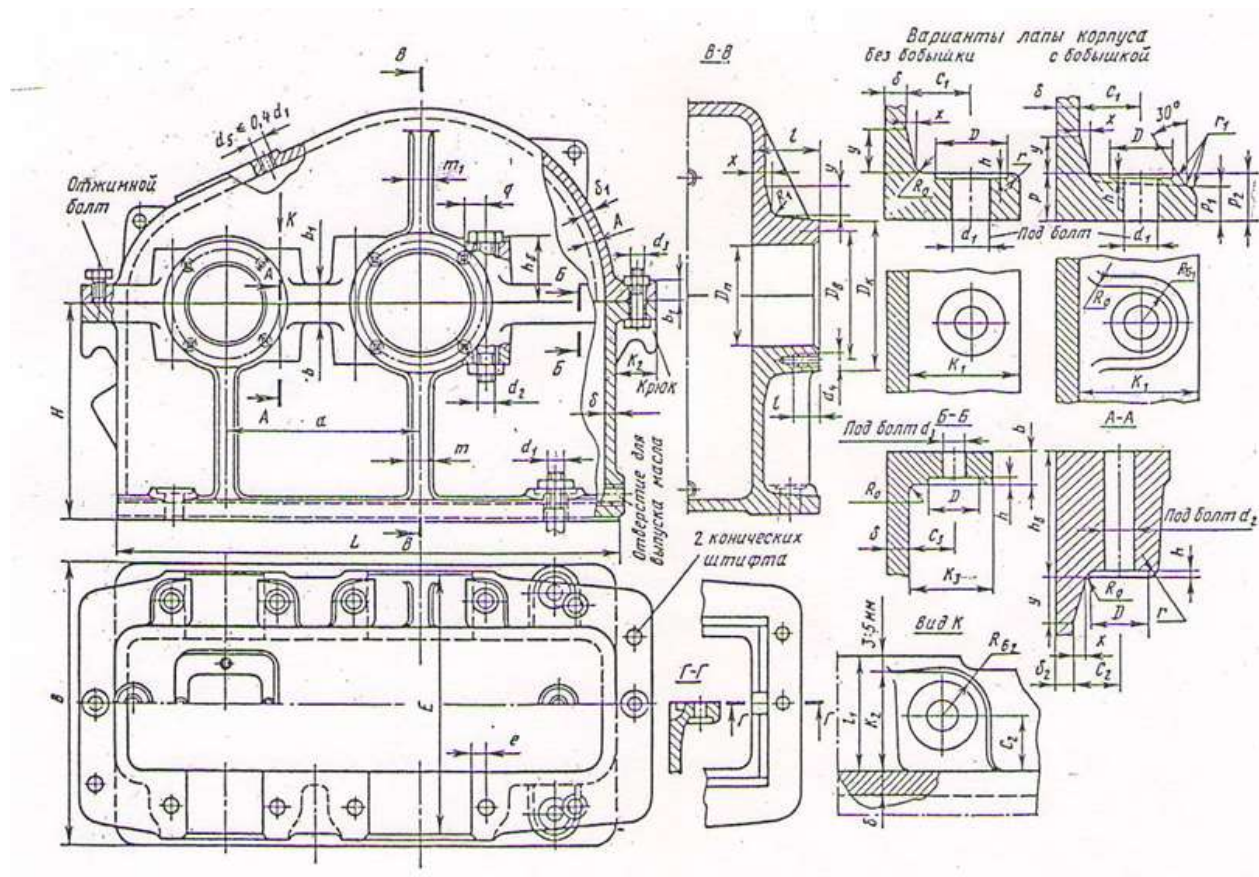


Рис. 6.21. Конструктивные элементы корпуса из чугуна

Таблица 6.4

Основные элементы корпуса из чугуна

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
Толщина стенки корпуса и крышки редуктора: одноступенчатого цилиндрического одноступенчатого конического одноступенчатого червячного двухступенчатого	Во всех случаях $\delta \geq 8$ мм и $\delta_1 \geq 8$ мм $\delta = 0,025a + 1$; $\delta_1 = 0,02a + 1$ $\delta = 0,05R_e + 1$; $\delta_1 = 0,04R_e + 1$ $\delta = 0,04a + 2$; $\delta_1 = 0,032a + 2$ $\delta = 0,025a_T + 3$; $\delta_1 = 0,02a_T + 3$
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5\delta$
Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$b_1 = 1,5\delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса: без бобышки при наличии бобышки	$p = 2,35\delta$ $p_1 = 1,5\delta$; $p_2 = (2,25 \div 2,75)\delta$
Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \div 1)\delta$
Толщина ребер крышки	$m_1 = (0,85 \div 1)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4)	$d_1 = (0,03 \div 0,036)a_T + 12$; $d_1 = 0,072R_e + 12$
Диаметр болтов: у подшипников соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1$; $d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1$
Размеры, определяющие положение болтов d_2	$e \approx (1 \div 1,2)d_2$; $q \geq 0,5d_2 + d_4$; d_4 — крепление крышки подшипника
Высота бобышки h_5 под болт d_2	h_5 выбирают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту h_5

Таблица 6.5

Дополнительные элементы корпуса из чугуна

Параметры		Ориентировочные соотношения (размеры, мм)							
Гнездо под подшипник	Диаметр отверстия в гнезде	D_n – по наружному диаметру подшипника или стакана							
	Винты крепления крышки подшипника d_4 Число винтов n (предпочтительны врезные крышки без винтов)	M8 – M12 4 – 6							
	Диаметр гнезда Длина гнезда	$D_k = D_2 + (2 \div 5);$ D_2 – диаметр фланца крышки подшипника $l^* = \delta + c_2 + R_6 + (3 \div 5);$ $R_6 \geq 1,1 d_2$							
Размеры штифта	Диаметр Длина	$d_{ш} \approx d_3$ (размеры по табл. 10.5) $l_{ш} = b + b_1 + 5$							
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса: по диаметру по торцам		$A \approx (1 \div 1,2) \delta$ $A_1 \approx A$ (на чертеже не показан)							
Параметры	Болты								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30
K_f	22	24	28	33	39	48	54	58	65
c_f	12	13	16	18	21	25	34	36	50

* Для удобства механической обработки торцов бобышек и проверки перекоса осей отверстий размер E обычно принимают одинаковым для всех опор, поэтому и размер l принимают для всех гнезд одинаковым.

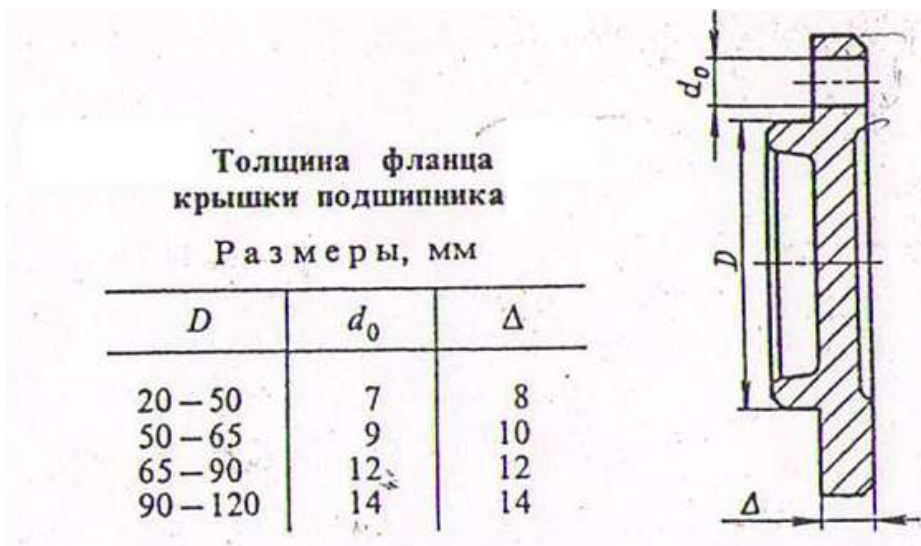


Рис.6.22. Крышка подшипника глухая

На рис.6.23 приведен пример эскизной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора.

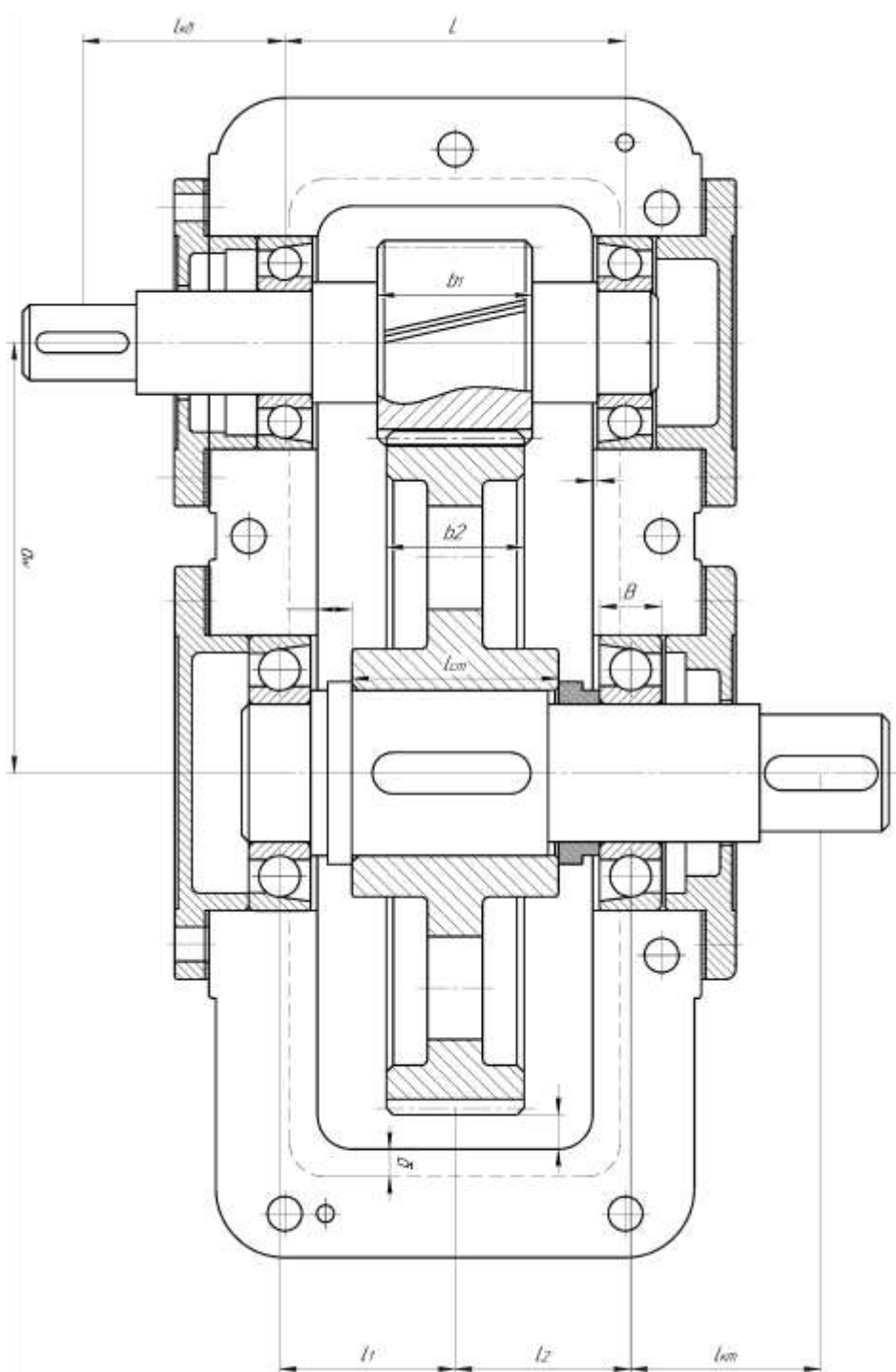


Рис.6.23. Эскизная компоновка редуктора

На эскизе показаны элементы корпуса редуктора и привертные (накладные) крышки подшипниковых узлов с регулировочными прокладками. В некоторых случаях применяют закладные (врезные) крышки [1,2]. Первый этап эскизной компоновки выполняется в следующей последовательности.

1. Проводят осевые линии валов, располагая их на межосевом расстоянии передачи a_w .

2. Вычерчивают внешние контуры зубчатых колес в соответствии с геометрическими параметрами, полученными в результате проектного расчета зубчатой передачи (см. таблицу 3.2). Длина ступицы колеса $l_{ст}$ и диаметр ступицы $d_{см}$ определяются по приведенным выше (Таблица 5.3) рекомендациям:

$$l_{см} = (1,2 \dots 1,5) d_k = (1,2 \dots 1,5) \cdot 48 = 57,6 \dots 72 \text{ мм. Примем } l_{см} = 60 \text{ мм.}$$

$$d_{см} = (1,5 \dots 1,8) d_k = (1,5 \dots 1,8) \cdot 48 = 72 \dots 86,4 \text{ мм. Примем } d_{см} = 75 \text{ мм.}$$

Толщину стенки корпуса из чугунного литья, отвечающую требованиям технологии литья и необходимой прочности и жесткости определяют по эмпирической зависимости (Таблица 5.4):

$$\delta = 0,025 a_w + 1 = 0,025 \cdot 125 + 1 = 4,125 \text{ мм.}$$

Примем $\delta = 8$ мм (минимальное значение, допустимое по технологии литья).

3. Намечают положение внутренних стенок корпуса редуктора, назначая расстояние от них до торцов колес либо их ступиц

$$\Delta_1 = 0,8 \delta = 0,8 \cdot 8 = 6,4 = 7 \text{ мм}$$

и минимальное расстояние до венцов колес

$$\Delta_2 > 1,25 \delta = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ мм.}$$

4. В соответствии с размерами выбранных подшипников (табл. 6.2) вычерчивают их упрощенное изображение. Расстояние от внутренней стенки корпуса редуктора до торца подшипника рекомендуется принимать $\Delta_3 = (2 \dots 12)$ мм. Большее значение принимают при наличии мазеудерживающего кольца. Мазеудерживающие кольца применяют в случаях, когда подшипники смазываются отдельно от передачи консистентной смазкой. Раздельную смазку применяют для тихоходных передач, когда окружная скорость зубьев колеса, окунающегося в смазку, $v < 1$ м/сек. В проектируемом редукторе $v = 2,56$ м/сек. Поэтому примем $\Delta_3 = 2$ мм.

5. В соответствии с определенными при проектном расчете диаметрами и конструктивными элементами вычерчивают валы. Вылет выходных концов валов (расстояние от середины подшипника до середины ступицы полумуфты или шкива) ориентировочно назначают:

- для быстроходного вала $l_{КБ} = (2,2 \dots 2,5) \cdot d_{П2}$;

- для тихоходного вала $l_{КТ} = (1,9 \dots 2,2) \cdot d_{П3}$.

Расстояния l_1 , l_2 , $l_{КБ}$ и $l_{КТ}$ между линиями действия сил и реакций опор (рис.6.23), необходимые для разработки расчетной схемы валов при проверке долговечности подшипников и прочности валов, определяют суммированием элементов либо непосредственным измерением.

6.3.4. Проверочный расчет тихоходного вала

Исходные данные

Материал – сталь 45. Механические характеристики: $\sigma_B=530$ МПа, $\sigma_T=275$ МПа, $\tau_T=170$ МПа, $\sigma_{-1}=230$ МПа, $\tau_{-1}=155$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$ (Приложение, табл. 28)			
Крутящий момент на валу колеса			$T_3 = 190 \cdot 10^3$ Н·мм
Окружная сила $F_t = 1921$ Н	Радиальная сила $F_r = 716$ Н	Осевая сила $F_a = 429$ Н	Сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 1723$ Н
Расстояние от середины колеса до середины опоры А (определяется по компоновочному чертежу редуктора)			$a = l_1 = l_2 = 35$ мм
Расстояние до муфты (определяется по компоновочному чертежу редуктора)			$b = l_{KT} = 50$ мм
Делительный диаметр колеса			$d_2 = 194,69$ мм
Диаметр вала под колесом			$d_k = 48$ мм
Коэффициент пусковой перегрузки			$K_{II} = 2$

Сила, действующая на вал со стороны муфты, определяется по формуле: для входных валов и выходных валов одноступенчатых редукторов $F_M \approx 125\sqrt{T}$, для выходных валов многоступенчатых редукторов $F_M \approx 250\sqrt{T}$. $F_M = 125\sqrt{T_3} = 125 \cdot \sqrt{190} = 1723$ Н.

Начертить расчетную схему вала рис.6.24). Расчет выполняется в следующей последовательности.

1. Определение реакций в опорах А и В.

Реакции опор в вертикальной плоскости

$$\sum M_A = R_{BY}(a+a) - F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_r \cdot a + F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{a+a} = \frac{716 \cdot 35 + 429 \cdot \frac{194,69}{2}}{35+35} = 954 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -R_{AY}(a+a) + F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{a+a} = \frac{716 \cdot 35 - 429 \cdot \frac{194,69}{2}}{70} = -238 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_Y = R_{AY} + R_{BY} - F_r = 0 \quad -238 - 716 + 954 = 0.$

Реакции опор в горизонтальной плоскости

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{F_t}{2} = \frac{1961}{2} = 960 \text{ Н}.$$

Реакции опор в плоскости смещения валов

$$\sum M_A = R_{BM}(a+a) - F_M \cdot (2a+b) = 0; \quad R_{BM} = \frac{F_M \cdot (2a+b)}{a+a} = \frac{1723 \cdot 120}{35+35} = 2954 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = R_{AM}(a+a) - F_M \cdot b = 0; \quad R_{AM} = \frac{F_M \cdot b}{a+a} = \frac{1723 \cdot 50}{70} = 1231 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_Y = R_{AM} + R_{BM} - F_M = 0 \quad -1231 + 2954 - 1723 = 0.$

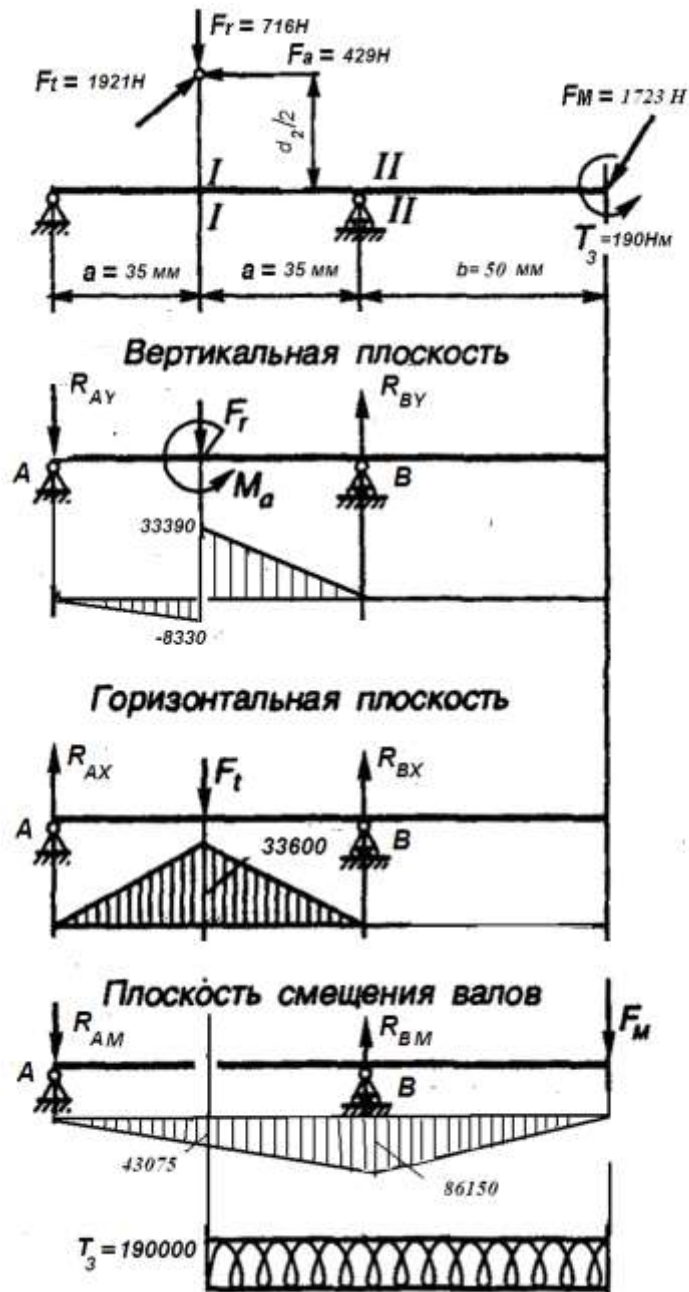


Рис.6.24. Расчетная схема тихоходного вала и эпюры моментов

Результирующие реакции в опорах

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{AM} = \sqrt{960^2 + 238^2} + 1231 = \underline{2220 \text{ H}};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{BM} = \sqrt{960^2 + 954^2} + 2954 = \underline{4307 \text{ H}}.$$

2. Построение эпюр изгибающих моментов (Рис. 5.24).

Вертикальная плоскость (эпюра « M_y »)

$$M'_y = R_{AY} \cdot a = -238 \cdot 35 = -8330 \text{ H}\cdot\text{мм}; \quad M''_y = R_{BY} \cdot a = 954 \cdot 35 = 33390 \text{ H}\cdot\text{мм}.$$

Горизонтальная плоскость (эпюра « M_x »)

$$M'_x = R_{AX} \cdot a = 960 \cdot 35 = 33600 \text{ H}\cdot\text{мм}.$$

В плоскости смещения валов

$$M_{\text{мудт}} = F_M \cdot b = 1723 \cdot 50 = 86150 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Изгибающий момент в сечении I-I $M_{\text{мудт}} = R_{AM} \cdot a = 1231 \cdot 35 = 43075 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$

Анализируя характер эпюр, определяем, что опасным является сечение I-I под колесом. Суммарный изгибающий момент в опасном сечении

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x'^2 + M_y'^2} + M_{\text{мудт}} = \sqrt{33600^2 + 33390^2} + 43075 = 9,0444 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

3. Расчет вала на статическую прочность

Максимальное напряжение изгиба в период пуска

$$\sigma_{u \max} = \frac{K_{II} \cdot M_{\Sigma}}{W_x} = \frac{K_{II} \cdot M_{\Sigma}}{0,1 \cdot d_K^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d_K - t)^2}{2 \cdot d_K}} = \frac{2 \cdot 90444}{0,1 \cdot 48^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48 - 5,5)^2}{2 \cdot 48}} = 18,82 \text{ МПа},$$

где W_x - осевой момент сопротивления сечения вала, мм^3 ,
 b, t - размеры шпонки (Приложение, табл.18).

Максимальное растягивающее (сжимающее) напряжение в период пуска

$$\sigma_{p(\text{сж})\max} = \frac{F_{\max}}{A} = \frac{K_{II} \cdot F_a}{\frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - b \cdot t} = \frac{2 \cdot 429}{\frac{3,14 \cdot 48^2}{4} - 14 \cdot 5,5} = 0,49 \text{ МПа},$$

где A - площадь сечения вала, мм^2 .

Максимальное нормальное напряжение

$$\sigma_{\max} = \sigma_{u \max} + \sigma_{p(\text{сж})\max} = 18,82 + 0,49 = 19,31 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение кручения в период пуска

$$\tau_{кр \max} = \frac{K_{II} \cdot T_3}{W_p} = \frac{K_{II} \cdot T_3}{0,2 \cdot d_K^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d_K - t)^2}{2 \cdot d_K}} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 48^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48 - 5,5)^2}{2 \cdot 48}} = 18,38 \text{ МПа},$$

где W_p - полярный момент сопротивления сечения вала, мм^3 .

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{275}{18,38} = 14,96.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{кр \max}} = \frac{170}{18,38} = 9,25.$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} = \frac{14,96 \cdot 9,25}{\sqrt{14,96^2 + 9,25^2}} = 7,87 > [S_T] = 1,5 \div 2.$$

Вывод.

Поскольку расчетное значение коэффициента запаса прочности $S_T = 7,87 > [S_T] = 1,5 \div 2$, то пластические деформации вала в период действия кратковременных пусковых перегрузок будут отсутствовать.

4. Расчет вала на усталостную прочность (уточненный расчет)

В сечении вала *I-I* концентратором напряжений является шпоночный паз, который выполнен концевой фрезой. Данная поверхность подлежит чистовому шлифованию.

Коэффициенты для расчетов (Приложение, табл. 29, 30, 31):

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении		Масштабный фактор	Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости	
$K_\sigma = 1,6875$	$K_\tau = 1,445$	$K_d = 0,818$	$K_{F\sigma} = 0,90$	$K_{F\tau} = 0,94$
Коэффициенты определяются путем интерполирования				

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{K_d \cdot K_{F\sigma}} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{230}{\frac{9,41 \cdot 1,6875}{0,818 \cdot 0,90} + 0,15 \cdot 0} = 10,66,$$

где $\sigma_a = \sigma_u = \frac{\sigma_{u\max}}{K_\Pi} = \frac{18,82}{2} = 9,41 \text{ МПа}$ – амплитуда цикла нормальных

напряжений;

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений. При нереверсивной работе редуктора можно принять $\sigma_m = 0$.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot K_\tau}{K_d \cdot K_{F\tau}} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{155}{\frac{4,595 \cdot 1,445}{0,818 \cdot 0,94} + 0,08 \cdot 4,595} = 16,15,$$

где $\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{кр} = 0,5 \cdot \frac{\tau_{кр\max}}{K_\Pi} = 0,5 \cdot \frac{18,38}{2} = 4,595 \text{ МПа}$ – амплитуда циклов

касательных напряжений;

$\tau_m = \tau_a$ – среднее напряжение цикла касательных напряжений.

Общий коэффициент запаса прочности при расчете на усталостную прочность:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{10,66 \cdot 16,15}{\sqrt{10,66^2 + 16,15^2}} = 8,89 > [S] = 1,5 \div 2.$$

Вывод: Условие прочности выполняется.

6.3.5 Проверка долговечности подшипников тихоходного вала

Исходные данные

Реакция опоры A	$R_A, Н$	2220
Реакция опоры B	$R_B, Н$	4307
Осевая сила	$F_a, Н$	429
Частота вращения вала 3	$n_3, об/мин$	250
Нормативный срок службы подшипников	$[L_h], час$	10000
Тип подшипника радиально-упорный шариковый № 36208		
Динамическая грузоподъемность		$C = 30,6 кН$
Статическая грузоподъемность		$C_0 = 23,7 кН$

1. Отношение осевой нагрузки к статической грузоподъемности

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{429}{23,7 \cdot 10^3} = 0,018.$$

Коэффициент осевой нагрузки $e = 0,31$ (Приложение, табл. 17).

2. Осевые составляющие от радиальных нагрузок

$$\text{Подшипник } A: \quad S_A = e \cdot R_A = 0,31 \cdot 2220 = 688,2 \text{ Н.}$$

$$\text{Подшипник } B: \quad S_B = e \cdot R_B = 0,31 \cdot 4307 = 1335,17 \text{ Н.}$$

3. Определение осевой нагрузки на подшипники (формулы выбираем из приложения, табл. 13):

$$F_{ПА} = S_B - F_a = 1335,17 - 429 = 906,17 \text{ Н,}$$

$$F_{ПВ} = S_B = 1335,17 \text{ Н}$$

где $F_{ПА}$ - осевая нагрузка на подшипник опоры A ,

$F_{ПВ}$ - осевая нагрузка на подшипник опоры B .

4. Уточненное значение отношения осевой нагрузки к статической грузоподъемности подшипника опоры A

$$\frac{F_{ПА}}{C_0} = \frac{906,17}{23,7 \cdot 10^3} = 0,038,$$

следовательно, коэффициент осевой нагрузки подшипника опоры A :

$$e_A = 0,35 \quad (\text{Приложение, табл. 17}).$$

5. Уточненное значение отношения осевой нагрузки к статической грузоподъемности подшипника опоры B

$$\frac{F_{ПВ}}{C_0} = \frac{1335,17}{23,7 \cdot 10^3} = 0,056,$$

следовательно, коэффициент осевой нагрузки подшипника опоры B :

$$e_B = 0,369 \quad (\text{Приложение, табл. 17}).$$

6. Отношение осевой и радиальной нагрузки для подшипника опоры A

$$\frac{F_{ПА}}{V \cdot R_A} = \frac{906,17}{1 \cdot 2220} = 0,408 > e_A = 0,35,$$

где $V=1$ – коэффициент вращения внутреннего кольца.

Коэффициент радиальной нагрузки подшипника опоры A

$$x = 0,45 \quad (\text{Приложение, табл. 17}).$$

Коэффициент осевой нагрузки подшипника опоры A

$$y = 1,57 \quad (\text{Приложение, табл. 17}).$$

7. Отношение осевой и радиальной нагрузки для подшипника опоры B

$$\frac{F_{ПВ}}{V \cdot R_B} = \frac{1335,17}{1 \cdot 4307} = 0,309 < e_B = 0,369.$$

Коэффициент радиальной нагрузки подшипника опоры B

$$x = 1 \quad (\text{Приложение, табл. 17}).$$

Коэффициент осевой нагрузки подшипника опоры B

$$y = 0 \quad (\text{Приложение, табл. 17}).$$

8. Эквивалентная нагрузка.

Для подшипника опоры A

$$P_{\Sigma A} = (x \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_{ПА}) \cdot K_{\sigma} = (0,45 \cdot 1 \cdot 2220 + 1,57 \cdot 906,17) \cdot 1,2 = \underline{2906 \text{ Н}},$$

где K_{σ} - коэффициент безопасности ($K_{\sigma} = 1,0 \dots 3,0$).

Для подшипника опоры B

$$P_{\Sigma B} = (x \cdot V \cdot R_B + Y \cdot F_{ПВ}) \cdot K_{\sigma} = (1 \cdot 1 \cdot 4307 + 0 \cdot 1335,17) \cdot 1,2 = \underline{6460 \text{ Н}}.$$

9. Расчетный срок службы наиболее нагруженного подшипника (в данном случае опора B)

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 250} \left(\frac{30,6 \cdot 10^3}{6460} \right)^3 = 13839 \text{ час},$$

где p - коэффициент для шарикоподшипников $p = 3$.

Вывод.

Подшипник выдержит нагрузку в течение заданного срока службы.

Примечание.

1. Если срок службы менее 10000 часов, необходимо выполнить указанные расчёты для подшипника более тяжёлой серии или применить роликоподшипник.

2. Если срок службы превосходит 10000 часов на значительную величину, необходимо подобрать подшипник более лёгкой серии.

7. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Проверка шпоночных соединений на прочность производится по напряжениям смятия материала шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_b \cdot (h - t_1) \cdot l_{ш}} \leq [\sigma]_{см}$$

где T - крутящий момент на валу, $\text{Н} \cdot \text{мм}$,

d_b - диаметр вала, мм ,

h - высота шпонки, мм ,

t_1 - глубина шпоночного паза втулки, мм , $l_{ш}$ - длина шпонки, мм ,

$[\sigma]_{см}$ - допускаемое напряжение смятия.

Для стальной ступицы $[\sigma]_{см} = 100 \dots 120 \text{ МПа}$.

Выбираем размеры шпонок (Приложение, табл. 18).

Определение напряжений смятия

Валы	Диаметр вала	Размеры шпонки $b \times h \times l_{ш}$	Напряжения смятия
Вал 2 (выходной конец вала)	$d_{в2} = 22 \text{ мм}$	$6 \times 6 \times 30 \text{ мм}$	$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{в2} \cdot (h - t_1) \cdot l_{ш}} = \frac{2 \cdot 56 \cdot 10^3}{22 \cdot (6 - 2,8) \cdot 25} = 64 \text{ МПа}$
Вал 3 (выходной конец вала)	$d_{в3} = 34 \text{ мм}$	$10 \times 8 \times 40 \text{ мм}$	$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{в3} \cdot (h - t_1) \cdot l_{ш}} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{34 \cdot (8 - 3,3) \cdot 40} = 59 \text{ МПа}$
Вал 3 (под ступицей колеса)	$d_k = 48 \text{ мм}$	$14 \times 9 \times 50 \text{ мм}$	$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_3}{d_k \cdot (h - t_1) \cdot l_{ш}} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{48 \cdot (9 - 3,8) \cdot 40} = 38 \text{ МПа}$

Вывод:

Расчетные напряжения $\sigma_{см}$ меньше чем допускаемые $[\sigma]_{см}$, следовательно, условия прочности выполняются.

8. ВЫБОР СИСТЕМЫ СМАЗКИ РЕДУКТОРА

Количество заливаемого масла

$Q = (0,3 \dots 0,8)$ литра на 1 кВт мощности

$Q = 0,3 \cdot 5,62 = 1,68 \text{ л} \approx 2 \text{ л}$.

Рекомендуемые значения кинематической вязкости масел для данной передачи $\nu = 82$ сантистокса (Приложение, табл. 14).

Сорт масла *Масло авиационное МС-14* (Приложение, табл. 15).

Примечание. Подшипники качения смазываются разбрызгиванием.

9. ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ СБОРКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Для обеспечения условия сборки конструкции цилиндрического редуктора назначаем посадки:

Соединяемые детали	Обозначение посадки
Цилиндрическое колесо - вал	H7/r6
Крышка подшипника сквозная – корпус редуктора	H7/h8
Крышка подшипника глухая – корпус редуктора	H7/d11
Наружное кольцо подшипника – корпус редуктора	H7/ϕ
Внутреннее кольцо подшипника - вал	L0/k6

10. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**10.1. Сборочный чертеж редуктора**

Редуктор вычерчиваем в двух проекциях на листе формата А1(594·841) в масштабе 1:1. Для одноступенчатого горизонтального редуктора лист удобнее расположить вертикально. Перед началом вычерчивания важно правильно распределить место на чертеже, предусмотрев основную надпись (штамп), место для технических требований к сборке, технической характеристики редуктора,

дополнительных видов и сечений. На основании эскизной компоновки разрабатываем вид сверху на редуктор со снятой крышкой (Рис.9.1). Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, определенным в соответствии с рекомендациями (Таблица 5.4). Вычерчиваем в разрезе подшипники (можно вычерчивать одну половину подшипника). Одновременно вычерчиваем валы в соответствии с конструкцией и размерами, принятыми при эскизном проектировании. Для фиксации колеса в осевом направлении между подшипником, расположенным у выходного конца тихоходного вала и колесом устанавливаем распорную втулку. Вычерчиваем вид на основание корпуса редуктора. При этом ширину фланцев, диаметры болтов, их количество и расположение, размеры бобышек и других элементов уточняем по рекомендациям (Табл. 6.5 и 6.6). Вычерчиваем крышки подшипников в соответствии с рекомендациями на рис.6.23. В сквозных крышках устанавливаем манжетные уплотнения. Для регулировки зазора в подшипниках между торцами крышек и корпусом предусматриваем наборы стальных регулировочных прокладок.

Вычерчиваем фронтальную проекцию редуктора, на которой показываем все необходимые разрезы (болтовые и винтовые соединения, штифты, маслоуказатель, пробку для слива масла и др.). Изображаем местные виды и сечения. В учебном курсовом проекте не допускается упрощенное изображение отдельных деталей (подшипники качения, детали резьбовых соединений). Проставляем все необходимые размеры. На чертеже редуктора должны быть указаны габаритные, присоединительные и посадочные размеры. Проводим выносные линии и полки для обозначения позиций деталей в соответствии с правилами ЕСКД. После этого выполняем штриховку на разрезах и сечениях, записываем техническую характеристику редуктора, и технические требования к редуктору (см. рис.10.1). К сборочному чертежу редуктора составляется спецификация (рис.10.2). Правила составления спецификации приведены в [2]. Листы спецификации брошюруют в отдельный альбом. В учебном проекте их помещают в конце пояснительной записки.

Формат	Зона	Паз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
			КП.САПбп.17-05.0100.000СБ	Сборочный чертёж	1	
<i>Сборочные единицы</i>						
1			КП.САПбп.17-05.0100.001СБ	Маслоуказатель	1	
<i>Детали</i>						
2			КП.САПбп.17-05.0100.002СБ	Вал ведомый	1	
3			КП.САПбп.17-05.0100.003СБ	Вал-шестерня	1	
4			КП.САПбп.17-05.0100.004СБ	Втулка колеса зубчатого	1	
5			КП.САПбп.17-05.0100.005СБ	Колесо зубчатое	1	
6			КП.САПбп.17-05.0100.006СБ	Карпус редуктора	1	
7			КП.САПбп.17-05.0100.007СБ	Крышка редуктора	1	
8			КП.САПбп.17-05.0100.008СБ	Крышка подшипника	1	
9			КП.САПбп.17-05.0100.009СБ	Крышка подшипника	1	
10			КП.САПбп.17-05.0100.010СБ	Крышка подшипника с отверстием	1	
11			КП.САПбп.17-05.0100.011СБ	Крышка подшипника с отверстием	1	
12			КП.САПбп.17-05.0100.012СБ	Крышка смотрового люка	1	
13			КП.САПбп.17-05.0100.013СБ	Прокладка регулировочная	1	
14			КП.САПбп.17-05.0100.014СБ	Прокладка регулировочная	1	
КП.САПбп.17-05.0100.000ПЗ						
Изм.		Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.		Силаев Д. В.				
Проб.		Пяльченко В.				
Н.контр.						
Утв.						
				Редуктор		
		Лит.	Лист	Листов		
			1	2		
Копировал				Формат А4		

Рис.10.2,а Спецификация (заглавный лист)

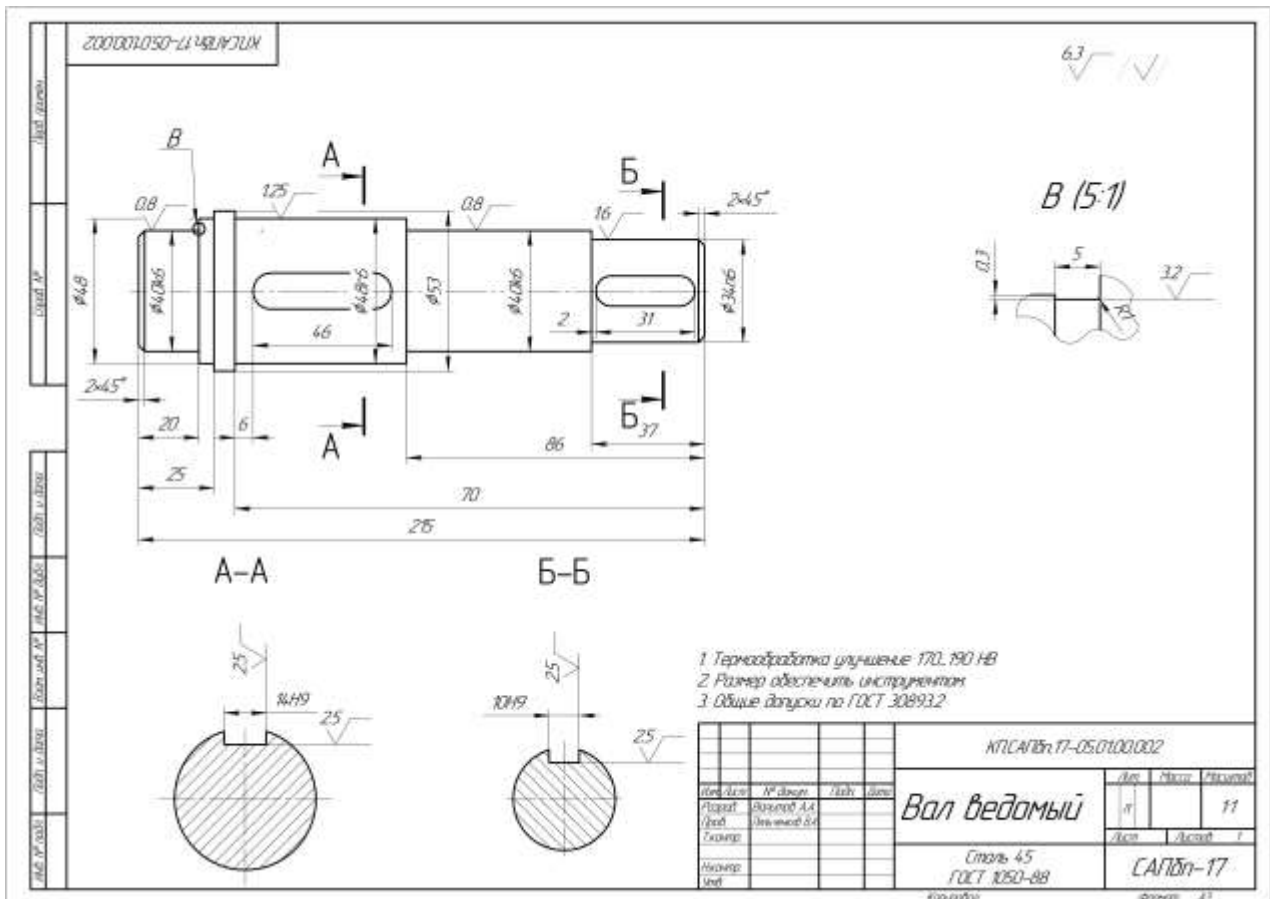


Рис.10.4. Рабочий чертёж тихоходного вала

10.3. Пояснительная записка

Пояснительная записка (ПЗ) является текстовым конструкторским документом, в котором содержится описание устройства и принцип действия разрабатываемого изделия, а также обоснование принятых при его разработке технических решений, сопровождаемые необходимыми расчетами. Пояснительную записку выполняют на листах формата А4 с полями и основными надписями с применением печатающих устройств ЭВМ или рукописным способом.

В состав пояснительной записки входят титульный лист, содержание, техническое задание, основной текст и список использованных источников. Примеры выполнения листов пояснительной записки приведены на рис.10.5-10.8.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ИНСТИТУТ ТРАНСПОРТА

Кафедра прикладной механики

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту по дисциплине “Детали машин и основы
конструирования” на тему
“Проектирование привода к конвейеру”
КП.ДМ.САПбп.17-05.01.00.000ПЗ

Разработал: студент группы САПб-17-1
Валитов А.А. _____
Проверил: доцент кафедры
“Прикладная механика”
Пяльченков В.А. _____

Тюмень 2019

Рис.10.5. Титульный лист пояснительной записки

Содержание

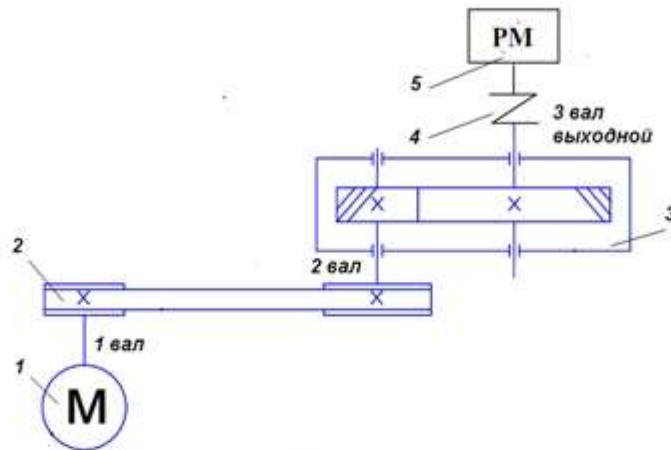
Техническое задание.....	2
1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.....	3
2. Расчет цилиндрической передачи закрытого типа.....	5
2.1. Проектный расчет зубчатой передачи.....	5
2.2. Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям...6	6
2.3. Геометрические параметры передачи.....	7
2.4. Дополнительная проверка передачи по напряжениям изгиба...8	8
2.5. Силы, действующие в зацеплении передачи.....	9
3. Проектный расчет валов.....	10
4. Проектирование деталей редуктора.....	11
5. Подбор подшипников редуктора.....	11
6. Эскизная компоновка редуктора.....	12
7. Проверочный расчет тихоходного вала.....	12
8. Расчет подшипников качения на долговечность.....	17
9. Проверочные расчеты шпоночных соединений на прочность....19	19
10. Расчет клиноременной передачи.....	20
11. Выбор системы смазки редуктора.....	23
Литература.....	24

					КП. ДМ. САПбп.17-05.01.00.000ПЗ			
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Привод ленточного конвейера пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Валитов А.А.					1	24
Провер.		Пляченко В.А.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Утверд.						ТИУ, САПбп-17-1		

Рис.10.6. Содержание

Техническое задание на курсовой проект (работу)
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

Кинематическая схема двухступенчатого механического привода



Исходные данные

1. Мощность на выходном валу –
 $P_{вых} = 5 \text{ кВт}$
2. Частота вращения выходного вала –
 $n_{вых} = 250 \text{ об/мин}$

КП.ДМ.САПбп.17-05.01.00.000ПЗ

2

Рис.10.7. Техническое задание

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Цель расчета: выбрать электродвигатель и определить передаточное отношение привода и его ступеней.

1.1. Вычисляем коэффициент полезного действия (к.п.д.) привода, включающего *две ступени*.

Первая ступень: открытая клиноременная передача.

Выбираем к.п.д. из приложения, табл. 1.: $\eta_1 = 0,95$.

Вторая ступень: редуктор цилиндрический одноступенчатый косозубый

К.п.д. редуктора вычисляется перемножением к.п.д. закрытой зубчатой передачи и к.п.д. двух пар подшипников (Приложение, табл. 1)

$$\eta_2 = 0,97 \cdot 0,992^2 = 0,955.$$

Общий к.п.д. привода (с учетом к.п.д. зубчатой муфты $\eta_{\text{мф}}$)

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{мф}} = 0,95 \cdot 0,955 \cdot 0,98 = 0,889.$$

1.2. Требуемая мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{мех}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{5}{0,889} = 5,62 \text{ кВт}.$$

1.3. Ориентировочная разбивка передаточного отношения привода.

Первая ступень: открытая клиноременная передача.

Выбираем передаточное отношение из приложения, табл. 2. Примем $u_1 = 3$.

Вторая ступень: редуктор цилиндрический одноступенчатый косозубый.

Выбираем передаточное отношение из приложения, табл. 2, 3. Примем $u_2 = 3,55$.

Общее передаточное отношение привода

$$u_{\text{пр}} = u_1 \cdot u_2 = 3 \cdot 3,55 = 10,65.$$

1.4. Примерная частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{прэд}} = n_{\text{мех}} \cdot u_{\text{пр}} = 250 \cdot 10,65 = 2662,5 \text{ об/мин}$$

1.5. Выбор электродвигателя (Приложение, табл. 5). В каталоге электродвигателей с *синхронной частотой вращения* $n_c = 3000 \text{ об/мин}$, (ближайшей к расчетной примерной частоте вращения), находим первый электродвигатель, мощность $P_{\text{эд}}$ которого превысит вычисленную $P_{\text{тр}}$.

Параметры выбранного электродвигателя:

тип 4A112M2У3, мощность электродвигателя $P_{\text{эд}} = 7,5 \text{ кВт}$,

частота вращения $n_{\text{эд}} = 2920 \text{ об/мин}$, отношение крутящих моментов при пуске $T_{\text{пх}}/T_{\text{ном}} = 2$.

1.6. Уточненное значение передаточного отношения привода

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{мех}}} = \frac{2920}{250} = 11,68.$$

					КП. ДМ. САПбп.17.05.01.00.000ПЗ	3
--	--	--	--	--	---------------------------------	---

Рис.10.8. Основной текст пояснительной записки

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / 8-е изд., перераб. и доп. М.: Издательский центр «Академия», 2003. - 496 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование Учеб. пособие для машиностр. спец. Учреждений среднего профессионального образования / 5-е изд., дополн. М.:»Машиностроение», 2004. - 560 с., ил.
3. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. 12-е изд., перераб. - М.: Высшая школа, 2008. - 408 с.
4. Курмаз Л. В., Курмаз О. Л. Конструирование узлов и деталей машин: справочное учебно-методическое пособие / . - М. : Высшая школа, 2007. - 455 с.
5. Чернавский С.А. и др.. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие / 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. - 416 с.
6. Электронный ресурс <http://www.prikladmeh.ru/lect.html>

Задания

Задание 1. Спроектировать приводную станцию ленточного конвейера по схеме рис. 1. Исходные данные: мощность на валу барабана P_B , его угловая скорость ω_B приведены в табл. 1.

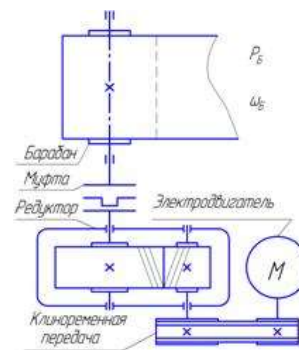


Рис. 1. Кинематическая схема конвейера к заданию 1

Таблица 1

Исходные данные для проектирования привода по схеме рис. 1

Техническое задание	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_B , кВт	4,5	5,0	6,0	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	2,0
ω_B , 1/с	$2,5\pi$	$2,5\pi$	$3,0\pi$	$3,5\pi$	$3,5\pi$	$2,2\pi$	$3,0\pi$	$2,0\pi$	$2,5\pi$	$2,5\pi$

Задание 2. Спроектировать приводную станцию ленточного конвейера по схеме рис. 2. Исходные данные: мощность на валу барабана P_B , его угловая скорость ω_B приведены в табл. 2.

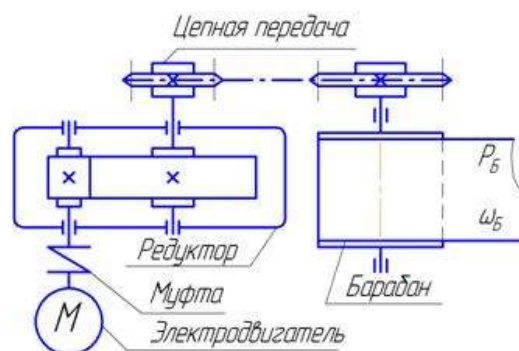


Рис. 2. Кинематическая схема конвейера к заданию 2

Таблица 2

Исходные данные для проектирования привода по схеме рис. 2

Техническое задание	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_B , кВт	6,0	5,5	5,0	4,5	4,0	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
ω_B , 1/с	$3,4\pi$	$3,2\pi$	$3,1\pi$	$2,9\pi$	$2,5\pi$	$3,4\pi$	$3,2\pi$	$3,1\pi$	$2,9\pi$	$2,4\pi$

Задание 3. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме рис. 3. Исходные данные: мощность P_3 на ведущей звездочке цепного конвейера, ее угловая скорость ω_3 , приведены в табл. 3.

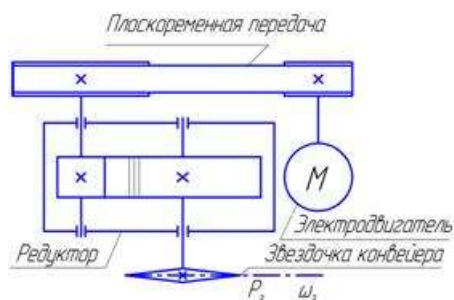


Рис. 3. Кинематическая схема конвейера к заданию 3

Таблица 3

Исходные данные для проектирования привода по схеме рис. 3

Техническое задание	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	2,0	1,5	1,2
ω_3 , 1/с	$3,0\pi$	$4,0\pi$	$4,5\pi$	$5,0\pi$	$6,0\pi$	$2,8\pi$	$2,7\pi$	$2,5\pi$	$2,3\pi$	$2,0\pi$

Задание 4. Спроектировать привод ленточного конвейера по схеме рис. 4. Исходные данные: тяговое усилие F_B на барабане, скорость ленты V_l диаметр барабана D_B конвейера приведены в табл. 4.

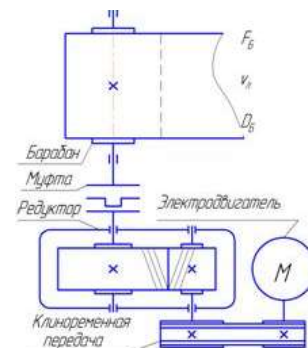


Рис. 4. Кинематическая схема конвейера к заданию 4

Таблица 4

Исходные данные для проектирования привода по схеме рис. 4

Техническое задание	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_B , кН	1,2	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2
V_l , м/с	1,5	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7
D_B , мм	200	225	250	275	300	300	275	250	225	200

Задание 5. Спроектировать привод цепного конвейера по схеме рис. 5.

Исходные данные: мощность P_3 на валу звездочки конвейера, угловая скорость звездочки ω_3 и особенности корпуса редуктора приведены в табл. 5.

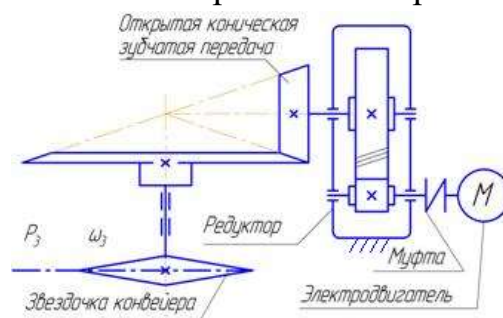


Рис. 5. Кинематическая схема конвейера к заданию 5

Таблица 5

Исходные данные для проектирования привода по схеме рис. 5

Техническое задание	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0
ω_3 , 1/с	$3,4\pi$	$3,2\pi$	$3,1\pi$	$2,9\pi$	$2,5\pi$	$3,0\pi$	$3,2\pi$	$2,0\pi$	$2,5\pi$	$3,0\pi$
Особенности корпуса редуктора	Нижнее расположение шестерни					Верхнее расположение шестерни				
	Редуктор вертикальный									

Приложения

Таблица 1

Примерные значения к.п.д. различных передач

Вид передачи	Закрытая	Открытая
Цилиндрическая зубчатая передача	0.96...0.98	0.93...0.95
Коническая зубчатая передача	0.95...0.97	0.92...0.94
Червячная передача при числе заходов червяка $z_1=1$ $z_1=2$ $z_1=4$	0.68...0.72	0.52...0.62
	0.73...0.78	0.62...0.72
	0.78...0.84	
Цепная передача	0.95...0.97	0.90...0.93
Плоскоременная передача	—	0.93...0.95
Клиноременная передача	—	0.94...0.96
Фрикционная передача	0.90...0.96	0.70...0.80
Одна пара подшипников качения	0.990...0.995	
Муфта	0.98...0.99	

Таблица 2

Рекомендуемые передаточные числа i различных передач

Вид передачи	Среднее передаточное число	Максимально возможное передаточное число
Открытая цилиндрическая зубчатая передача	3...7	12
Закрытая цилиндрическая зубчатая передача	3...6	10
Закрытая коническая зубчатая передача	2...3	6
Открытая червячная передача	10...60	120
Закрытая червячная передача	10...40	80
Открытая цепная передача	2...6	8
Открытая плоскоременная передача	2...5	6
Открытая клиноременная передача	2...5	7

Таблица 3

Стандартные значения передаточных чисел i

1 ряд	1,00	1,25	1,6	2,00	2,50	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25	31,5
2 ряд	1,12	1,40	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	28	35,5

Примечание. Округлять до ближайшего значения из любого ряда, при равных условиях следует предпочитать первый ряд.

Таблица 4.

Рекомендуемое значение коэффициента ψ_{ba} для редукторов общего назначения

Расположение колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	HV_1 и $HV_2 \leq 350$	HV_1 и $HV_2 > 350$
Симметричное	0,3...0,5	0,25...0,3
Несимметричное	0,25...0,4	0,2...0,25
Консольное	0,2...0,25	0,15...0,2

Таблица 5

Параметры асинхронных электродвигателей

Тип электродвигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, об/мин	$T_{пик}/T_{ном}$	Масса, кг
Синхронная частота вращения $n_c = 3000$ об/мин				
4A71A2Y3	1,1	2840	2,0	12,0
4A80A2Y3	1,5	2835	2,0	14,0
4A80B2Y3	2,2	2865	2,0	16,0
4A90L2Y3	3,0	2905	2,0	25,0
4A100S2Y3	4,0	2865	2,0	34,0
4A100L2Y3	5,5	2910	2,0	60,0
4A112M2Y3	7,5	2920	2,0	71,0
4A132M2Y3	11,0	2930	2,0	100
4A160S2Y3	15,0	2920	2,0	115
4A160M2Y3	18,5	2930	1,9	130
4A180S2Y3	22,0	2920	1,9	165
Синхронная частота вращения $n_c = 1500$ об/мин				
4A80A4Y3	1,1	1420	2,0	14,0
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0	17,2
4A90L4Y3	2,2	1425	2,0	25,0
4A100S4Y3	3,0	1415	2,0	26,0
4A100L4Y3	4,0	1435	2,0	34,0
4A112M4Y3	5,5	1450	2,0	62,0
4A132SY3	7,5	1450	2,0	73,0
4A132M4Y3	11,0	1460	2,0	105
4A160SY3	15,0	1460	2,0	125
4A160M4Y3	18,5	1470	1,9	165
4A180S4Y3	22,0	1465	1,9	175
Синхронная частота вращения $n_c = 1000$ об/мин				
4A80B6Y3	1,1	930	1,9	15,6
4A90L6Y3	1,5	945	1,9	24,0
4A100L6Y3	2,2	960	1,9	33,0
4A112MA6Y3	3,0	950	1,9	54,0
4A112MB6Y3	4,0	950	1,9	66,0
4A132S6Y3	5,5	950	1,9	72,0
4A132M6Y3	7,5	960	1,8	100
4A160S6Y3	11,0	960	1,8	125
4A160M6Y3	15,0	975	1,8	170
4A180M6Y3	18,5	960	1,8	205
4A200M6Y3	22,0	975	1,8	240
Синхронная частота вращения $n_c = 750$ об/мин				
4A90LB8Y3	1,10	705	1,8	26,3
4A100L8Y3	1,50	720	1,8	31,0
4A112MA8Y3	2,20	710	1,8	53,0
4A112MB8Y3	3,00	710	1,8	65,0
4A132S8Y3	4,00	705	1,8	85,0
4A132M80Y3	5,50	710	1,8	95,0
4A160S8Y3	7,50	705	1,7	115
4A160M8Y3	11,0	730	1,7	165
4A180M8Y3	15,0	725	1,7	205
4A200M8Y3	18,5	720	1,7	255
4A200L8Y3	22,0	725	1,7	295

Таблица 6. Механические характеристики материалов

Марка стали	Твердость	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Термообработка
40	192...228 HB	700	400	Улучшение
45	192...240 HB	750	450	Улучшение
40X	230...260 HB	800	530	Объемная закалка
45X	230...280 HB	850	650	Объемная закалка
40XH	48...54 HRC	850	600	Закалка ТВЧ
40XHMA	302 HB	1100	900	Закалка ТВЧ
25XГТ	58...67HRC	1150	950	Цементация

Таблица 7. Предел контактной выносливости $\sigma_{НО}$ и предел выносливости изгиба σ_{FO}

Термообработка	Твердость зубьев HB; HRC	Предел контактной выносливости, $\sigma_{НО}$, МПа	S_H	Предел выносливости при изгибе, σ_{FO} , МПа	S_F
Улучшение	180...350 HB	$\sigma_{НО} = 2 \cdot HB + 70$	1,1	$\sigma_{FO} = 1,8 \text{ HB}$	1,75
Объемная закалка	35...45 HRC	$\sigma_{НО} = 18 \cdot HRC + 150$	1,1	$\sigma_{FO} = 550$	1,75
Закалка ТВЧ	56...63 HRC	$\sigma_{НО} = 17 \cdot HRC + 200$	1,2	$\sigma_{FO} = 900$	1,75

Таблица 8. Ориентировочные значения коэффициента неравномерности нагрузки при расчете по контактным напряжениям $K_{H\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев, колеса	Ψ_{bd}					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
Консольное, опоры-шарикоподшипники	$HB_2 < 350$	1,08	1,17	1,28	-	-	-
	$HB_2 > 350$	1,22	1,44	-	-	-	-
Консольное, опоры-роликподшипники	$HB_2 < 350$	1,06	1,12	1,19	1,27	-	-
	$HB_2 > 350$	1,11	1,25	1,45	-	-	-
Симметричное	$HB_2 < 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,07
	$HB_2 > 350$	1,01	1,02	1,04	1,07	1,11	1,16
Несимметричное	$HB_2 < 350$	1,03	1,05	1,07	1,12	1,15	1,19
	$HB_2 > 350$	1,06	1,12	1,20	1,29	1,38	1,48

Примечание. Промежуточные значения определяют интерполированием.

Таблица 9 Степень точности зубчатых передач

Тип передачи	Вид зубьев	Степень точности			
		6	7	8	9
		Окружная скорость, V м \ с.			
Цилиндрическая	прямозубая	15	10	6	2
	косозубая	30	15	10	4

Таблица 10 Коэффициент формы зуба Y_F

Z_2	17	20	25	30	40	50	60	70	80	≥ 100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

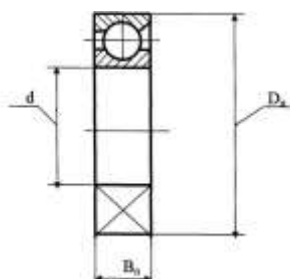
Примечание. Промежуточные значения определяют интерполированием

Таблица 11 Ориентировочные значения коэффициента неравномерности нагрузки при расчете по изгибу $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев, колеса	Ψ_{bd}					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
Консольное, опоры-шарикоподшипники	HВ ₂ < 350	1,16	1,37	1,64	-	-	-
	HВ ₂ > 350	1,33	1,70	-	-	-	-
Консольное, опоры-роликподшипники	HВ ₂ < 350	1,10	1,22	1,38	1,57	-	-
	HВ ₂ > 350	1,20	1,44	1,71	-	-	-
Симметричное	HВ ₂ < 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,10	1,14
	HВ ₂ > 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,22	1,30
Несимметричное	HВ ₂ < 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,33	1,42
	HВ ₂ > 350	1,09	1,18	1,3	1,43	1,58	1,73

Примечание. Промежуточные значения определяют интерполированием

Таблица 12



Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75)

Условное обозначение	d	D _n	B _n	C	C ₀
				кН	
Легкая серия $\beta = 12^\circ$					
36202	15	35	11	6,38	3,90
36203	17	40	12	9,43	6,24

36204	20	47	14	12,3	8,47
36205	25	52	15	13,1	9,24
36206	30	62	16	18,2	13,3
36207	35	72	17	24,0	18,1
36208	40	80	18	30,6	23,7
36209	45	85	19	32,3	25,6
36210	50	90	20	33,9	27,6
36211	55	100	21	41,9	34,9
36212	60	110	22	48,2	40,1
36213	65	120	23	57,9	51,0
36214	70	125	24	63,0	55,9
36215	75	130	25	65,6	59,7
36216	80	140	26	73,5	66,6
36217	85	150	28	79,0	72,2
36218	90	160	30	92,8	84,6
Средняя серия $\beta = 26^0$					
46304	20	52	15	14,0	9,17
46305	25	62	17	21,1	14,9
46306	30	72	19	25,6	18,7
46307	35	80	21	33,4	25,2
46308	40	90	23	39,2	30,7
46309	45	100	25	48,1	37,7
46310	50	110	27	56,3	44,8
46311	55	120	29	68,9	57,2
46312	60	130	31	78,8	66,6
46313	65	140	33	89,0	76,4
46314	70	150	35	100	87
46318	90	190	43	129	125
46320	100	215	47	167	180

В таблице обозначено:

S – динамическая грузоподъемность, кН, S_0 – статическая грузоподъемность, кН.

Таблица 13 Формулы для определения осевых нагрузок подшипников

Условия нагружения подшипника			Осевые нагрузки на подшипник
1	$S_A > S_B$	$F_a \geq 0$	$F_{nA} = S_A$
2	$S_A < S_B$	$F_a > (S_B - S_A)$	$F_{nB} = S_A + F_a$
3	$F_a \leq (S_B - S_A)$ $S_A \leq S_B$		$F_{nB} = S_B$; $F_{nA} = S_B - F_a$

В таблице обозначено: F_a – осевая сила в зацепление,

S_A – осевая составляющая опоры А, S_B – осевая составляющая опоры В,

F_{nA} – осевая нагрузка на подшипник А, F_{nB} – осевая нагрузка на подшипник В.

Таблица 14 Рекомендуемые значения кинематической вязкости масел для зубчатых передач

Предел прочности σ_s , МПа	Кинематическая вязкость ν_{50} , сантистокс при окружной скорости V, м \ с.						
	до 0,5	0,5 - 1	1 – 2,5	2,5 - 5	5 - 12,5	12,5 - 25	св. 25
до 1000	177	118	82	59	44	32	-
св.1000 до 1250	266	177	118	82	59	44	32
Сталь закаленная	444	266	266	177	118	82	59

Таблица 15 Кинематическая вязкость ν_{50} индустриального масла

Показатель	Масло индустриальное ГОСТ 20799-75				
	И-25А	И-30А	И-40А	И-50А	И-70А
Кинематическая вязкость ν_{50} , сантистокс	24 - 27	28 - 33	35 - 45	47 - 55	65 - 75

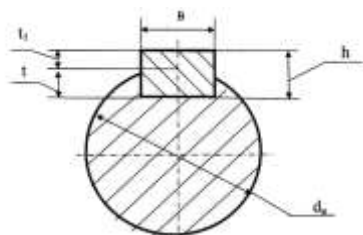
Таблица 16 Кинематическая вязкость ν_{50} авиационного масла МС.

Параметр	Масло авиационное ГОСТ 21743-75			
	МС - 14	МС - 20	МС - 22	МС - 24
Кинематическая вязкость ν_{50} , сантистокс	92	157	192	193

Таблица 17 Значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузки

α^0	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		e
		X	Y	X	Y	
Радиально-упорные шарикоподшипники						
12 ⁰	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
	0,018				1,76	0,31
	0,022				1,72	0,32
	0,025				1,67	0,33
	0,029				1,62	0,34
	0,038				1,57	0,35
	0,047				1,51	0,36
	0,057				1,46	0,37
	0,064				1,43	0,38
	0,072				1,40	0,39
	0,079				1,37	0,40
	0,086				1,34	0,41
	0,092				1,31	0,42
	0,096				1,28	0,43
	0,10				1,25	0,44
	0,11				1,22	0,45
	0,13				1,19	0,46
	0,15				1,16	0,47
	0,17				1,13	0,48
	0,20				1,11	0,49
0,23	1,09	0,50				
0,26	1,06	0,51				
0,29	1,04	0,52				
0,43	1,01	0,54				
0,57	1,00	0,54				
26 ⁰	-	1	0	0,41	0,87	0,68
Радиально- упорные роликоподшипники						
12 ⁰	-	1	0	0,4	0,4 tg α	1,5 tg α

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала, d_n , мм.	Сечение шпонки, мм. $b \times h$	Глубина паза	
		вала t	втулки t_1
Св. 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8
Св. 12 до 17	5 × 5	3,0	2,3
Св. 17 до 22	6 × 6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8 × 7	4,0	3,3
Св. 30 до 38	10 × 8	5,0	3,3
Св. 38 до 44	12 × 8	5,0	3,3
Св. 44 до 50	14 × 9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16 × 10	6,0	4,3
Св. 58 до 65	18 × 11	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20 × 12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22 × 14	9,0	5,4
Св. 85 до 95	25 × 14	9,0	5,4
Св. 95 до 110	28 × 16	10,0	6,4

Примечания

- Длины шпонок выбирают из ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140 мм.
- Пример условного обозначения шпонки для диаметра вала $d_n = 60$ мм., и длиной шпонки – 90 мм.: Шпонка 18 × 11 × 90 ГОСТ 23360 - 78.

Таблица 19

Минимально допустимые диаметры шкивов

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	EO
Наименьший допустимый расчетный диаметр меньшего шкива, d_{\min} , мм	50	90	125	200	315	500	800

Таблица 20

Стандартные значения расчетных диаметров шкивов

Ряд значений диаметров d_1, d_2 , мм
50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000

Таблица 21

Клиновые ремни

Сечение ремня	Размеры сечения, мм			$A, \text{мм}^2$	Натяжение $2F_0, \text{Н}$	Рекомендуемая длина ремня $L, \text{мм}$
	b_0	b_p	h			
Z(O)	10	8,5	6	47	11	400-2500
A	13	11	8	81	20	560-4000
B(Б)	17	14	10,5	138	30	800-6300
C(В)	22	19	13,5	230	75	1800-10 600
Д(Г)	32	27	19	476	140	3150-15 000
И(Д)	38	32	23,5	692	180	4500-18 000
ЕО(Е)	50	42	30	1170	290	6300-18 000

Таблица 22

Значения C_p для клиноременных передач от двигателей переменного тока общепромышленного применения

Режим работы, кратковременная нагрузка, % от номинальной	Типы машин	C_p при числе смен		
		1	2	3
Легкий; 120	Конвейеры ленточные; насосы и компрессоры центробежные; токарные и шлифовальные станки	1,0	1,1	1,4
Средний; 150	Конвейеры цепные; элеваторы; компрессоры и насосы поршневые; станки фрезерные; пилы дисковые	1,1	1,2	1,5
Тяжелый; 200	Конвейеры скребковые, шнеки; станки строгальные и долбежные; прессы; машины для брикетирования кормов, деревообрабатывающие	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый; 300	Подъемники, экскаваторы, молоты, дробилки, лесопильные рамы	1,3	1,5	1,7

Таблица 23

Коэффициент угла обхвата C_α

α°	180	160	140	120	100	90	70
C_α	1,0	0,95	0,89	0,82	0,73	0,68	0,56

Таблица 24

Коэффициент, учитывающий число ремней C_z

z	2-3	4-6	Свыше 6
C_z	0,95	0,90	0,85

Таблица 25

Значения коэффициента C_L для клиновых ремней
(по ГОСТ 1284.3-80, с сокращениями)

$L_p, \text{ мм}$	Сечение ремня					
	Z	A	B	C	D	E
400	0,79					
500	0,81					
560	0,82	0,79				
710	0,86	0,83				
900	0,92	0,87	0,82			
1000	0,95	0,90	0,85			
1250	0,98	0,93	0,88			
1500	1,03	0,98	0,92			
1800	1,06	1,01	0,95	0,86		
2000	1,08	1,03	0,98	0,88		
2240	1,10	1,06	1,00	0,91		
2500	1,30	1,09	1,03	0,93		
2800	—	1,11	1,05	0,95		
3150	—	1,13	1,07	0,97	0,86	
4000	—	1,17	1,13	1,02	0,91	
4750	—	—	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	—	—	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	—	—	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	—	—	—	1,16	1,05	1,01
9000	—	—	—	1,21	1,09	1,05
10000	—	—	—	1,23	1,11	1,07

Таблица 26

Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение ремня $L_0, \text{ мм}$	$d_1, \text{ мм}$	Скорость ремня $V, \text{ м/сек}$				
			5	10	15	20	
Клиновой нормального сечения	A	90	0,84	1,39	1,75	1,88	
		1700	100	0,95	1,60	2,07	2,31
		112	1,05	1,82	2,39	2,74	
		125	1,15	2,00	2,66	3,10	
	B	125	1,39	2,26	2,80	-	
		2240	140	1,61	2,70	3,45	3,83
		160	1,83	3,15	4,13	4,73	
		180	2,01	3,51	4,66	5,44	
	C	200	2,77	4,59	5,80	6,33	
		1700	224	3,15	5,35	6,95	7,86
		250	3,48	6,02	7,94	9,18	
		280	3,78	6,63	8,86	10,4	

Таблица 27

Значения ширины шкивов $B_{ш}, \text{ мм}$, для клиновых ремней

Сечение ремня	Число ремней					
	1	2	3	4	5	6
A	20	35	50	65	80	95
B	25	44	63	82	101	120
C	34	59	85	101	136	162

Таблица 28

Механические характеристики материалов валов

Марка стали	σ_T , МПа	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	τ_T , МПа	ψ_σ	ψ_τ
35	250	500	245	145	150	0,1	0,05
45	275	530	230	155	170	0,1	0,05
40X	345	590	345	170	195	0,15	0,08

Таблица 29

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов со шпоночными пазами

σ_s , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,65	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7

Таблица 30

Ориентировочное значение K_d в зависимости от диаметра вала d

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,7	0,67	0,62
Кручение для всех сталей						

Таблица 31

Значения коэффициента K_F

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_s , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_s , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Учебное издание

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»**

Учебное пособие по выполнению курсового проекта (работы)
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов
всех специальностей и направлений очной и заочной форм обучения

Составители:

Л. И. Никитина

В.А.Пяльченков

В авторской редакции

Подписано в печать _____. Формат 60х90 1/16. Печ. л. ____.
Тираж 100 экз. Заказ № _____

Библиотечно-издательский комплекс
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Тюменский индустриальный университет».
625000, Тюмень, ул. Володарского, 38.

Типография библиотечно-издательского комплекса.

- 625039, Тюмень, ул. Киевская, 52.