

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки
12.03.01 «Приборостроение» дневной формы обучения*



Могилев 2021

УДК 538.8
ББК 34.41
П75

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «30» августа 2021 г.,
протокол № 1

Составители: д-р техн. наук, проф. М. Е. Лустенков;
Е. С. Лустенкова

Рецензент канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Методические рекомендации к практическим занятиям по прикладной механике предназначены для студентов направления подготовки 12.03.01 «Приборостроение» дневной формы обучения.

Учебно-методическое издание

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение.....	4
1 Содержание практических занятий.....	5
1.1 Занятие № 1. Определение скорости и ускорения точки.....	5
1.2 Занятие № 2. Расчет геометрических характеристик сечения.....	6
1.3 Занятие № 3. Построение эпюр при растяжении-сжатии.....	7
1.4 Занятие № 4. Построение эпюр при поперечном изгибе.....	8
1.5 Занятие № 5. Энерго-кинематический расчет привода.....	9
1.6 Занятие № 6. Расчет зубчатых передач.....	10
1.7 Занятие № 7. Расчет валов и подшипников качения.....	12
1.8 Занятие № 8. Расчет сварных и резьбовых соединений.....	13
2 Проектирование зубчато-ременных передач.....	16
2.1 Краткие теоретические сведения.....	16
2.2 Пример решения задачи.....	18
2.3 Задачи для самостоятельного решения.....	30
Список литературы.....	30

Введение

Специфика подготовки студентов по специальности 12.03.01 «Приборостроение» связана с изучением приборов и измерительных устройств. Курс «Прикладная механика» позволяет изучить механическую часть приборов и устройств, получить необходимые компетенции в области теоретической механики, сопротивления материалов, теории машин и механизмов и деталей машин в объеме, достаточном для проектирования механической части с заданными массово-габаритными, кинематическими и силовыми характеристиками.

Целью изучения учебной дисциплины «Прикладная механика» является формирование у студентов инженерных знаний о конструкции и навыков расчета простейших механизмов и их элементов, являющихся составными частями механического привода, которые позволят выполнять конструкторскую разработку.

Особая роль при этом отводится практическим занятиям. Проектирование должно обеспечивать высокое качество, надежность и точность. Наличие навыков практических расчетов деталей и узлов оборудования позволяет решать конкретные производственные задачи, сопоставлять различные варианты конструкций и выбирать оптимальные. Применение полученных теоретических сведений на практике повышает качество усвоения лекционного материала.

Таким образом, целью практических занятий является приобретение навыков практических расчетов деталей и узлов машин, проектирование схем механизмов, их оценка и оптимизация параметров по установленным критериям.

В настоящее время существует достаточное количество систем автоматизированного проектирования, однако специалист в области приборостроения должен владеть основами инженерных расчетов для того, чтобы правильно сформулировать задачи, выбрать необходимые параметры из множества, указать и оценить адекватность результатов машинных вычислений.

Для решения задач по прикладной механике следует обращаться к справочной литературе. В данных рекомендациях приведен весь необходимый справочный материал для решения задач. Студентам предлагается для вычислений использовать компьютерную технику.

Перед началом занятий следует прочитать материалы в рекомендуемых источниках и попытаться ответить на контрольные вопросы. Затем необходимо разобрать самостоятельно или с преподавателем пример. Задачи для самостоятельного решения позволяют закрепить пройденный материал.

В данных методических рекомендациях приведены расчеты зубчатременных передач, которые недостаточно рассмотрены в литературных источниках, между тем широко применяются во множестве приборов и устройств [1, 2]. Для изучения тем практических занятий, связанных с расчетом деталей машин и механических передач, следует использовать [3]. Передачи гибкой связью различных типов исследованы в [4].

1 Содержание практических занятий

1.1 Занятие № 1. Определение скорости и ускорения точки

Контрольные вопросы

- 1 Как задается движение точки векторным способом?
- 2 Какими уравнениями задается движение точки координатным способом?
- 3 Какие параметры нужно указать при задании движения точки естественным способом?
- 4 Как определяются скорость и ускорение точки?
- 5 Как определить скорость точки, зная ее ускорение (функцию по времени)?

Движение точки задается векторным, координатным и естественным способами. Для определения скорости необходимо взять первую производную по времени от функции перемещения, для определения ускорения – вторую производную. Для обратного вычисления скорости и перемещения при известном ускорении необходимо определять первообразные. Для более подробного ознакомления с теоретическими основами [5, с. 93–104], а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [5, с. 104–107].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Дано уравнение движения точки $\vec{r} = t^2 \cdot \vec{i} + 2 \cdot t \cdot \vec{j} + 3 \cdot \vec{k}$. Определить модуль скорости точки в момент времени $t = 2$ с.

Задача 2. Даны два уравнения движения точки: $x = 0,3 \cdot t^3$; $y = 2 \cdot t^2$, где x и y измеряются в метрах. Определить, в какой момент времени t_1 ускорение точки равно 7 м/с^2 .

Задача 3. Задано уравнение движения по криволинейной траектории $s = 0,2 \cdot t^2 + 0,3 \cdot t$. Определить полное ускорение точки в момент времени $t_1 = 3$ с, если в этот момент радиус кривизны траектории $\rho_1 = 1,5$ м.

Задача 4. По окружности, радиус которой $r = 7$ м, движется точка согласно уравнению $s = 0,3 \cdot t^2$. Определить время, когда нормальное ускорение точки $a_n = 1,5 \text{ м/с}^2$.

Задача 5. По окружности радиусом 1 м движется точка согласно уравнению $s = 0,1 \cdot t^3$. Определить полное ускорение точки в момент времени $t = 2$ с.

Задача 6. Ускорение прямолинейно движущейся точки есть функция $a = t^2$. Определить, какое расстояние прошла точка за время $t = 2$ с, если она начала двигаться из состояния покоя.

1.2 Занятие № 2. Расчет геометрических характеристик сечения

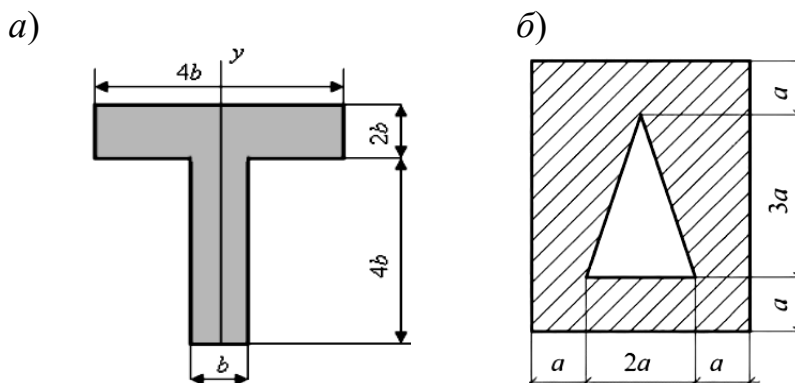
Контрольные вопросы

- 1 Что называется статическим моментом сечения относительно оси?
- 2 Что называется осевым, полярным и центробежным моментами инерции сечения?
- 3 Как определяются координаты центра тяжести простого и сложного сечений?
- 4 Чему равна сумма осевых моментов инерции сечения относительно двух взаимно перпендикулярных осей?
- 5 Чему равен осевой момент инерции прямоугольника относительно центральной оси, параллельной одной из его сторон?
- 6 Что представляют собой главные и главные центральные моменты инерции?
- 7 Какие оси называются главными осями инерции?
- 8 Какие оси называются главными центральными осями инерции?
- 9 Чему равен центробежный момент инерции относительно главных осей инерции?

Определение центра тяжести сечения проводится путем его разбиения на простые фигуры. Момент инерции – это скалярная величина, определяющая меру инертности тела. Моменты инерции являются аналогами массы тела при вращательном движении. Главными осями инерции называются оси, центробежный момент инерции относительно которых равен нулю. Для более подробного ознакомления с теоретическими основами [6, с. 77–83], а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [6, с. 83–108].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить, на каком расстоянии от верхней границы фигуры (рисунок 1.1, а) находится координата y_c центра тяжести сечения этой фигуры. Определить, на каком расстоянии от горизонтального основания находится центр тяжести фигуры, показанной на рисунке 1.1, б.



a – сечение тавра; b – прямоугольное сечение с вырезом

Рисунок 1.1 – Схема к задаче 1

Задача 2. Определить момент инерции круглого сечения относительно оси z_1 (рисунок 1.2). Задачу решить в общем виде.

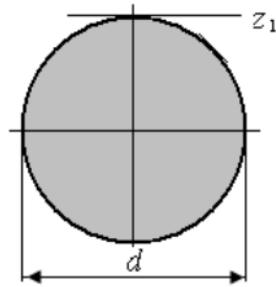


Рисунок 1.2 – Схема к задаче 2

1.3 Занятие № 3. Построение эпюр при растяжении-сжатии

Контрольные вопросы

- 1 Какие силы называются продольными?
- 2 Запишите закон Гука применительно к растяжению (сжатию) стержня.
- 3 Какое правило знаков применяется для продольных сил, при построении эпюр?
- 4 По какой формуле определяют нормальные напряжения?
- 5 Чему равен модуль упругости для стали?
- 6 Дайте определение эпюре напряжений. Что понимают под этим термином?
- 7 Как определить площадь круглого и прямоугольного сечений? Как перевести значения, полученные в миллиметрах квадратных, в сантиметры квадратные, в метры квадратные?

Продольные силы – это внутренний силовой фактор, возникающий в теле при напряжении или сжатии. Согласно закону Гука деформация упругого тела пропорциональна приложенной к нему силе или напряжению, действующему в теле. Коэффициентом пропорциональности является модуль упругости тела. Для подробного ознакомления с теоретическими основами [6, с. 12–19], а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [6, с. 19–51].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. На первом участке (I) площадь поперечного сечения равна 2 м^2 , а вторая ступень бруса имеет площадь 4 м^2 (II, III участки). Значение приложенных сил показано на рисунке 1.3. Построить эпюры нормальных сил и напряжений.

Задача 2. Построить эпюру нормальных сил и напряжений для ступенчатого вала (рисунок 1.4). Принять следующие данные: $l = 1 \text{ м}$, $d_{0,I} = 0,8 \text{ м}$, $d_{II,III} = 1,2 \text{ м}$, $d_{IV,V} = 0,6 \text{ м}$.

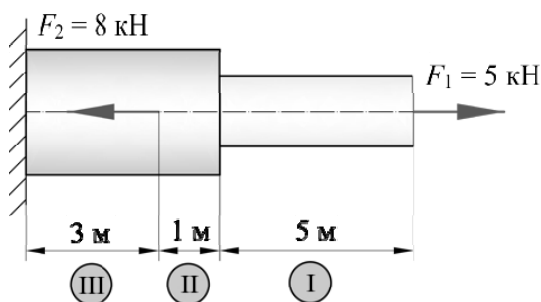


Рисунок 1.3 – Схема к задаче 1

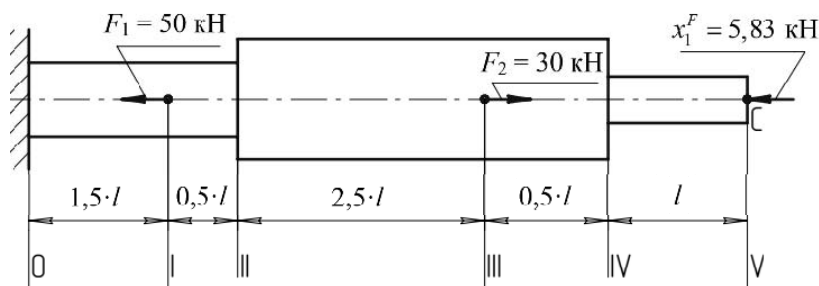


Рисунок 1.4 – Схема к задаче 2

1.4 Занятие № 4. Построение эпюр при поперечном изгибе

Контрольные вопросы

- 1 Что называют изгибом?
- 2 Какой изгиб называют чистым, прямым, косым?
- 3 Чему равен изгибающий момент?
- 4 Какие силовые факторы возникают при поперечном изгибе?
- 5 Сформулируйте правило знаков при построении эпюры изгибающих моментов.
- 6 Запишите дифференциальные зависимости Д. И. Журавского при изгибе.

Изгиб – это такой вид нагружения, при котором стержень загружен моментами в плоскостях, проходящих через продольную ось стержня. Изгибающий момент – это момент внешних сил относительно нейтральной оси сечения балки. Прямой изгиб балки возникает в случае, когда изгибающий момент в данном поперечном сечении бруса действует в плоскости, проходящей через одну из главных центральных осей инерции этого сечения. В случае, когда плоскость действия изгибающего момента в данном поперечном сечении бруса не проходит ни через одну из главных осей инерции этого сечения, изгиб называется косым. Если при прямом или косом изгибе в поперечном сечении бруса действует только изгибающий момент, то соответственно имеется чистый прямой или чистый косой изгиб. Если в поперечном сечении действует также и поперечная сила, то имеется поперечный прямой или поперечный косой изгиб. Для подробного ознакомления с теоретическими основами [6, с. 166–174], а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [6, с. 174–216].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов для консольно закрепленной балки, схема нагружения которой приведена на рисунке 1.5.

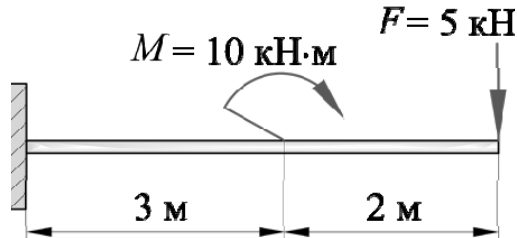


Рисунок 1.5 – Схема к задаче 1

Задача 2. Определить реакции балки, расположенной на двух опорах (рисунок 1.6). Исходные данные: $a = 3$ м, $b = 4$ м, $c = 5$ м, $F = 12$ кН, $M = 15$ кН·м, $q = 10$ кН/м. Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

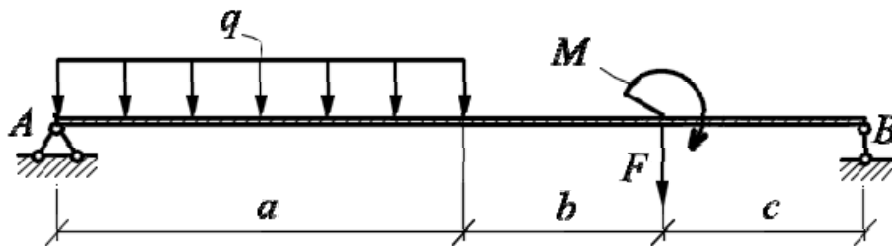


Рисунок 1.6 – Схема к задаче 2

1.5 Занятие № 5. Энерго-кинематический расчет привода

Контрольные вопросы

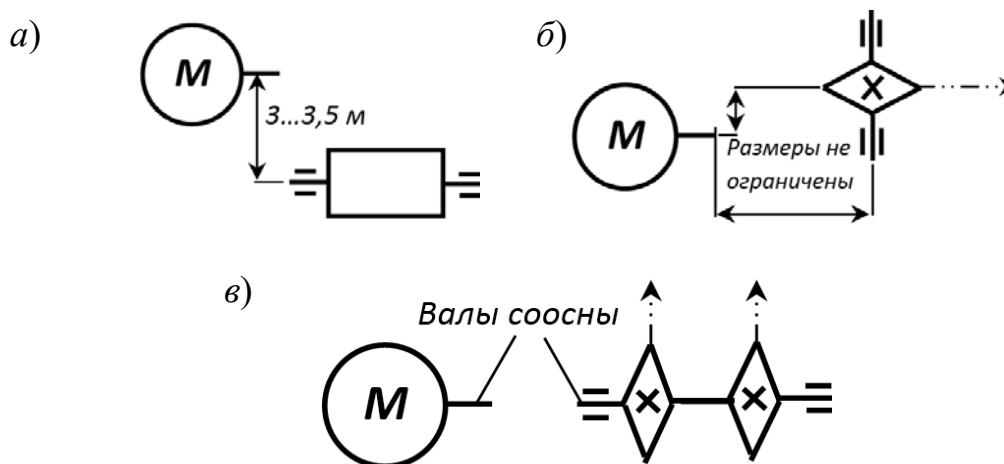
- 1 Для чего предназначен механический привод?
- 2 Какие элементы включает привод?
- 3 Для чего предназначены муфты?
- 4 Как определяется передаточное отношение привода, включающего несколько механических передач?
- 5 Как предварительно вычисляется общий КПД привода?
- 6 Как изменяются значения угловых скоростей, частот вращения, моментов и мощностей от вала двигателя к приводному валу?

Механический привод предназначен для передачи энергии от двигателя к рабочему органу машины. Он состоит из двигателя, различных механизмов, рабочего органа. Муфты предназначены для соединения концов валов различных агрегатов, компенсации несоосности валов, гашения колебаний, предохранения

от перегрузок и др. Общий КПД привода определяется как произведение КПД агрегатов (элементов), входящих в него и установленных последовательно. Для более подробного ознакомления с теоретическими основами, а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [3, с. 5–13].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Провести энерго-кинематический расчет привода грузоподъемного механизма с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рисунке 1.7, а. Заданными являются: диаметр барабана $D = 500$ мм, вращающий момент на барабане $T = 650$ Н·м, частота вращения барабана $n = 160$ мин⁻¹.



а – для задачи 1; б – для задачи 2; в – для задачи 3

Рисунок 1.7 – Компоновки приводов

Задача 2. Провести энерго-кинематический расчет привода скребкового конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рисунке 1.7, б. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зз} = 8$, шаг цепи $p_ц = 100$ мм, вращающий момент на звездочке $T = 490$ Н·м, частота вращения приводной звездочки $n = 10$ мин⁻¹.

Задача 3. Провести энерго-кинематический расчет привода цепного конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рисунке 1.7, в. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зз} = 10$, шаг цепи $p_ц = 80$ мм, тяговое (окружное) усилие на одной звездочке $F = 1300$ Н, частота вращения приводной звездочки $n = 30$ мин⁻¹.

1.6 Занятие № 6. Расчет зубчатых передач

Контрольные вопросы

- 1 Назовите основные параметры цилиндрических зубчатых передач.
- 2 Назовите основные способы изготовления цилиндрических зубчатых ко-

лес и степени точности их изготовления.

3 Что характеризует коэффициент торцового перекрытия? Как определяется коэффициент осевого перекрытия?

4 Назовите виды разрушения зубчатых передач и критерии их работоспособности. По каким напряжениям рассчитываются зубчатые передачи?

5 Чем отличается расчет закрытых и открытых зубчатых передач?

6 Какие силы действуют в зацеплении прямозубой зубчатой передачи? Косозубой передачи?

7 В чем преимущества и недостатки прямозубой и косозубой зубчатых передач?

Зубчатые передачи являются самым распространенным видом механических передач. Простая зубчатая цилиндрическая передача состоит из двух зацепляющихся зубчатых колес. Меньшее из колес называют шестерней, большее – собственно колесом. Виды разрушения зубьев: усталостное выкрашивание, излом, заедание, абразивный износ. Критерии работоспособности: усталостная и изгибная прочность. Расчет зубчатых цилиндрических эвольвентных передач стандартизирован и проводится по ГОСТ 21354–87 (для внешнего зацепления). Зубчатые передачи рассчитывают по *контактным напряжениям* σ_H и *напряжениям изгиба* σ_F . Для закрытых передач (в корпусе) расчет по контактным напряжениям является основным, а по напряжениям изгиба – проверочным. Для открытых передач расчет по напряжениям изгиба основной. Для более подробного ознакомления с теоретическими основами, а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [3, с. 17–43].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Две эвольвентные зубчатые передачи, предназначенные для передачи мощности (на ведущем валу) $P_1 = 1,9$ кВт, при угловой скорости вала $\omega_1 = 15,7$ с⁻¹ выполнены косозубыми, но с разными углами наклона зуба: одна – с $\beta = 9^\circ$, а другая – с $\beta = 18^\circ$. Найти величины осевых сил для каждой зубчатой передачи, если $m_n = 3,5$ мм, $z_1 = 30$, $z_2 = 60$. Определить напряжения изгиба в передаче с $\beta = 18^\circ$, если рабочая ширина колес $b_w = 62$ мм. Принять $K_{Fa} = 1,5$. Материалы и термообработка колес – как и в примере, рассмотренном в подразд. 2.2.

Задача 2. Определить контактные напряжения в косозубой зубчатой передаче с параметрами: $m_n = 2$ мм, $z_1 = 46$, $z_2 = 100$, $\beta = 8^\circ$, рабочая ширина колес $b_w = 50$ мм. Вращающий момент $T_2 = 500$ Н·м, частота вращения вала шестерни $n_1 = 700$ мин⁻¹. Материал колес – сталь 40Х, улучшение (260...280 НВ). Степень точности изготовления – 6-я.

Задача 3. Во сколько раз изменятся контактные напряжения в цилиндрической зубчатой передаче с внутренним зацеплением по сравнению с передачей с внешним зацеплением? Все параметры сравниваемых передач одинаковы и соответствуют параметрам передач из задачи 2. Определить напряжения изгиба в передаче при $\beta = 10^\circ$.

1.7 Занятие № 7. Расчет валов и подшипников качения

Контрольные вопросы

- 1 Для чего предназначены валы? Чем вал отличается от оси?
- 2 Как классифицируются валы и оси?
- 3 По каким напряжениям оценивают диаметр вала первоначально? Запишите формулу проектного расчета среднего диаметра вала.
- 4 По каким критериям проводят проверочный расчет вала? Какой параметр при этом определяют, с чем сравнивают его значение?
- 5 Для чего предназначены подшипники? Какие они бывают по виду трения?
- 6 Из каких основных элементов состоит радиальный подшипник качения? Для чего нужен сепаратор?
- 7 Как классифицируются подшипники качения?
- 8 На какие типы подразделяются подшипники качения по воспринимаемой нагрузке? Какую нагрузку воспринимает радиально-упорный подшипник? Упорный?
- 9 Как подбирают подшипники (по каким параметрам)? Какие параметры определяют при проверочном расчете подобранного подшипника?

Валами и осями называют детали, служащие для закрепления вращающихся деталей. Вал передает вращающий момент, ось – не передает. Предварительно определяют средний диаметр вала исходя из напряжений кручения. При проведении проверочного расчета определяют усталостную выносливость вала. Также валы рассчитывают на статическую прочность, жесткость и колебания. Подшипники качения выступают в роли опор для валов и осей. Они имеют высокий КПД и низкие пусковые моменты. В зависимости от воспринимаемой нагрузки подшипники качения делятся на радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные. Подбор подшипников ведется по статической и динамической грузоподъемности. Для более детального ознакомления с теоретическими основами, а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [3, с. 112–128, 130–138].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить суммарные реакции подшипниковых опор A и B вала, схема которого показана на рисунке 1.8. Зубчатое колесо, закрепленное на валу, расположено симметрично относительно опор. Вращающий момент, действующий на вал, $T = 1100 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Зубчатое колесо имеет следующие параметры: модуль $m = 2 \text{ мм}$, число зубьев $z = 32$, угол наклона зубьев $\beta = 0^\circ$. Материал вала – сталь 45, термообработка – нормализация.

Задача 2. На валу с помощью призматической шпонки без натяга установлено зубчатое колесо. Рассчитать вал на усталостную прочность в сечении под колесом. Диаметр вала в сечении $d_k = 68 \text{ мм}$. По результатам предварительных расчетов установлено, что в рассматриваемом сечении действуют напряжения

изгиба $\sigma_u = 54$ МПа и кручения $\tau = 20$ МПа. Материал вала – сталь 45, улучшенная. Давление запрессовки $p > 25$ МПа.

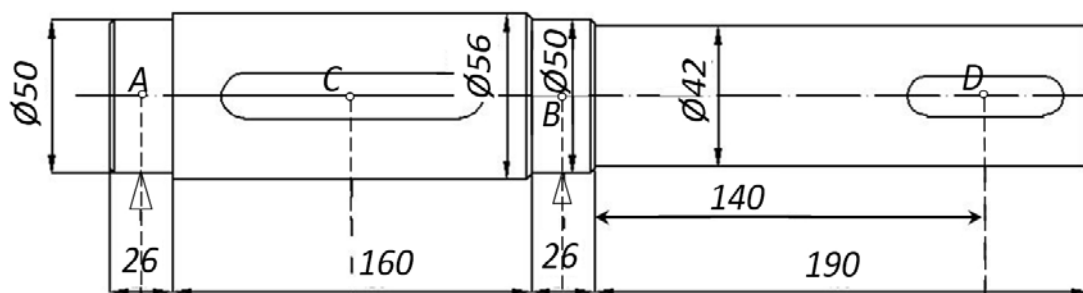


Рисунок 1.8 – Схема вала к задаче 1

Задача 3. Рассчитать вал одноступенчатого червячного редуктора, изготовленного из стали 40Х (улучшение до твердости 240 НВ), на статическую прочность и жесткость. Опасным является сечение под правым подшипником, где действует максимальный изгибающий момент $M_u = 800$ Н·м. Диаметр вала в этом сечении $d_n = 60$ мм. На валу установлено червячное зубчатое колесо (модуль $m = 4$ мм, число зубьев $z = 40$). Известно окружное усилие на колесе $F_{t2} = 1200$ Н.

Задача 4. Подобрать подшипники качения (средней серии) для вала червячного колеса с радиальными реакциями опор $R_A = 8000$ Н, $R_B = 9000$ Н. В червячном зацеплении действует осевая сила $F_a = 1100$ Н. Диаметр вала под подшипник $d_n = 50$ мм. Проверить подобранные подшипники по динамической грузоподъемности, если частота вращения вала $n = 100$ мин⁻¹, заданный ресурс $L = 30$ млн оборотов, режим нагружения – средний нормальный, нагрузка с умеренными толчками, рабочая температура подшипника 80 °С.

Задача 5. Подобрать подшипники качения (легкой серии) для вала с зубчатым косозубым колесом (нормальный модуль $m_n = 2$ мм, число зубьев $z = 60$). Угол наклона линии зуба $\beta = 12^\circ$. На вал с колесом действует вращающий момент $T = 500$ Н·м. Радиальные реакции опор $R_A = 9000$ Н, $R_B = 11000$ Н. Диаметр вала под подшипник $d_n = 60$ мм. Перегрузка 2-кратная. Необходимо проверить подшипники по статической грузоподъемности.

1.8 Занятие № 8. Расчет сварных и резьбовых соединений

Контрольные вопросы

- 1 В чем преимущества и недостатки сварных соединений?
- 2 Назовите виды сварки и сварных соединений.
- 3 Какие бывают виды сварных швов? Назовите геометрические параметры углового шва.
- 4 По каким напряжениям рассчитывают различные виды сварных швов?
- 5 От чего зависят допускаемые напряжения для сварных швов?
- 6 Назовите виды контактной сварки.
- 7 Назовите виды резьб и резьбовых соединений.

8 Назовите основные геометрические параметры метрических резьб.

9 По каким напряжениям рассчитывают резьбу? Какие напряжения являются главными для крепежных и ходовых резьб?

10 По какому условию определяют высоту стандартной гайки, чему она равна?

11 Как рассчитывают болты, поставленные с зазором и без зазора, если внешняя сила сдвигает детали в стыке? Напишите условия прочности для обоих случаев.

Соединения делятся на неразъемные и разъемные. Среди неразъемных наиболее распространены сварные (дуговой и контактной сваркой). Расчет зависит от вида соединения дуговой электросваркой: стыкового, нахлесточного или таврового. Сварные швы бывают стыковые и угловые. Резьбовые соединения – самые распространенные из класса разъемных. Различают соединения болтовые, винтовые и шпилечные. Резьбы бывают крепежные и ходовые. При расчете прочности болта определяют напряжения в его стержне, полагая, что прочность резьбы обеспечивается стандартной высотой гайки. Для более подробного ознакомления с теоретическими основами, а также методикой решения задач по данной теме рекомендуется изучить [3, с. 140–146, 155–164].

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать сварное соединение металлического кронштейна, представляющего собой стыковое соединение двух труб (рисунок 1.9, *а*) с наружным диаметром $D = 114$ мм и находящегося под действием осевой растягивающей нагрузки $F = 200$ кН. Материал труб – сталь Ст 3. Найти толщину стенки трубы и проверить ее на прочность. Сварка ручная дуговая электродом Э42.

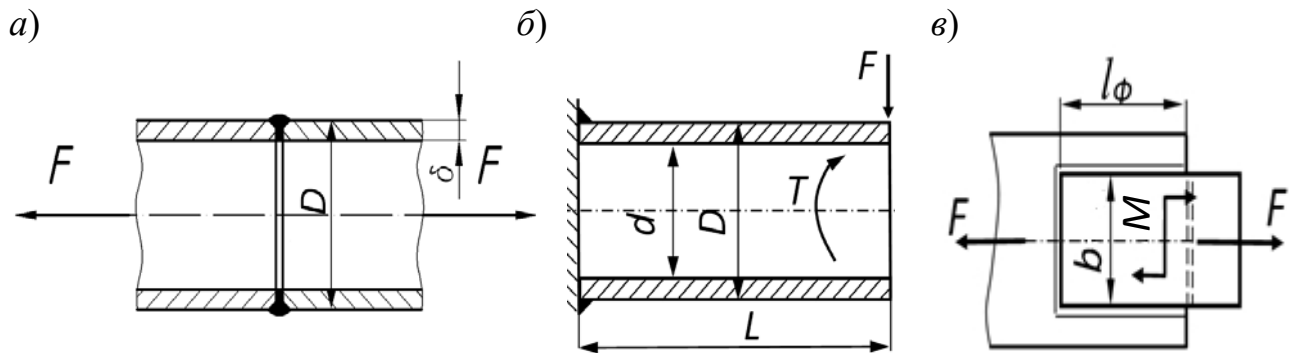
Задача 2. Труба с наружным диаметром $D = 150$ мм приварена к вертикальной пластине (рисунок 1.9, *б*). Длина трубы $L = 300$ мм. Труба нагружена вертикально приложенной силой $F = 5$ кН и крутящим моментом $T = 1000$ Н·м. Определить величину катета углового шва, которым необходимо приварить трубу. Сварка газовая, материал соединяемых деталей – сталь 45.

Задача 3. Рассчитать сварное соединение двух деталей (рисунок 1.9, *в*) из листовой стали Ст 3 толщиной 6 мм. Определить, обеспечена ли прочность соединения, если длина фланговых швов $l_\phi = 65$ мм. Ширина $b = 60$ мм, лобовой шов один. К соединению приложены сила $F = 2,2$ кН и момент $M = 1,8$ кН·м. Сварка ручная дуговая электродом Э42А.

Задача 4. Какую максимальную длину должен иметь нестандартный гаечный ключ или ключ, удлиненный трубой, чтобы при приложении к его концу усилия 100 Н болт с резьбой М24 из стали 45 не разрушился? Коэффициент трения в резьбе принять $f = 0,2$.

Задача 5. Подобрать болты из стали 45, установленные с зазором в соединении, показанном на рисунке 1.10, *а*. Предположить, что нагрузка распределя-

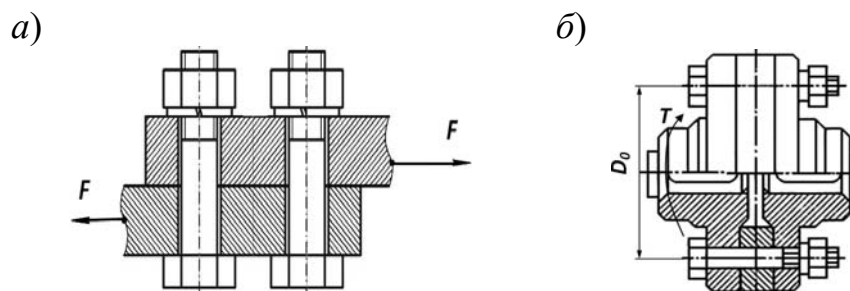
ется между двумя болтами равномерно. Сдвигающая сила $F = 800$ Н, коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$. Определить КПД резьбы.



a – к задаче 1; b – к задаче 2; v – к задаче 3

Рисунок 1.9 – Расчетные схемы к задачам

Задача 6. Рассчитать болты фланцевой муфты (рисунок 1.10, б), передающей мощность $P = 4$ кВт при частоте вращения $n = 250$ мин⁻¹. Число болтов – 6, диаметр окружности расположения осей болтов $D_0 = 220$ мм. Болты установлены без зазора. Материал болтов – сталь Ст 5.



a – к задаче 5; b – к задаче 6

Рисунок 1.10 – Расчетные схемы к задачам

Задача 7. Определить, выдержат ли нагрузку 12 кН, возникающую в котле из-за внутреннего давления, шесть болтов М24 из стали 45, крепящих крышку котла. Отрывающая сила действует вдоль оси котла, болты отстоят от оси на одинаковом расстоянии. Нагрузка постоянная. Между крышкой и корпусом установлена плоская металлическая прокладка. Проверить условие герметичности котла. Коэффициент трения $f = 0,18$.

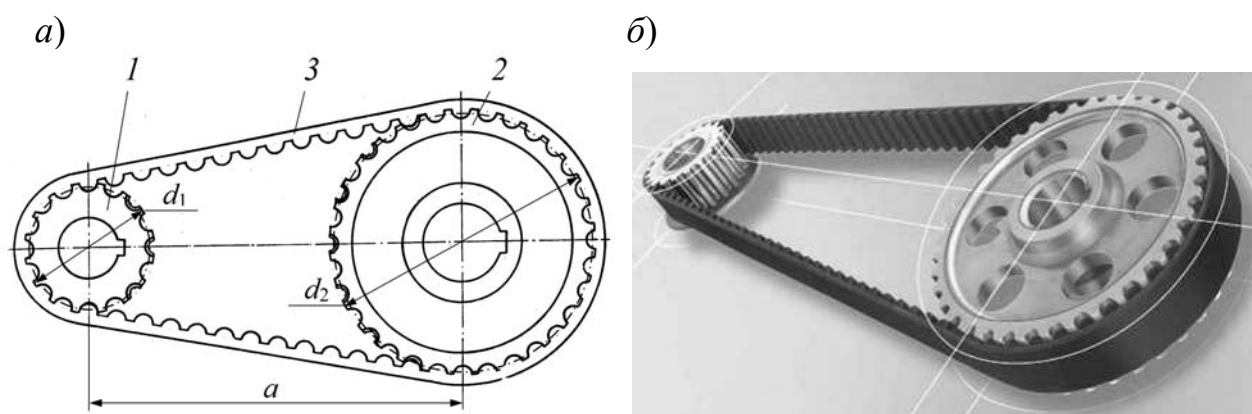
2 Проектирование зубчато-ременных передач

Контрольные вопросы

- 1 Какой принцип используется в зубчато-ременных передачах?
- 2 Какая форма зубьев ремня применяется в зубчато-ременных передачах?
- 3 Как классифицируются зубчатые ремни по способу изготовления?
- 4 Назовите основные характеристики зубчато-ременных передач.
- 5 Назовите критерии работоспособности зубчато-ременных передач. Какие из них являются основными?
- 6 Назовите области применения зубчато-ременных передач.

2.1 Краткие теоретические сведения

Зубчато-ременные передачи – передачи зацеплением, в которых плоские ремни с поперечными зубьями на внутренней поверхности зацепляются с зубьями на шкивах (рисунок 2.1). Передача сочетает в себе преимущества зубчатых и ременных передач. Могут быть с устройством для натяжения и без него. Ремни могут быть односторонние и двухсторонние.



a – схема; б) – общий вид; 1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – зубчатый ремень

Рисунок 2.1 – Зубчато-ременная передача

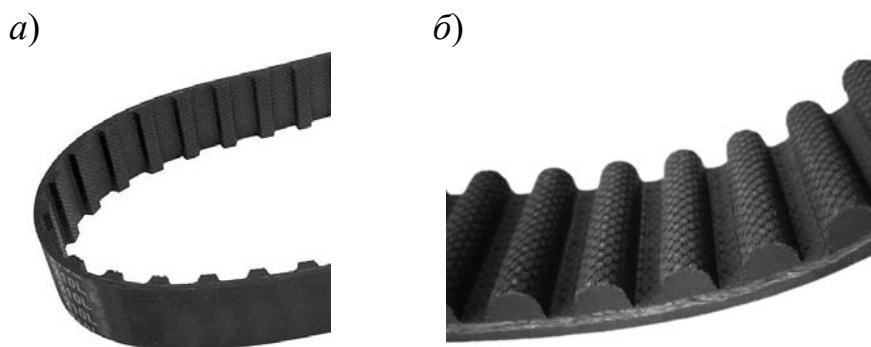
Достоинства передач:

- возможность передачи вращения на большие расстояния, при этом относительно малые габариты при большей нагрузочной способности при прочих равных условиях по сравнению с ременной передачей;
- передача не требует смазывания;
- отсутствие скольжения и постоянство среднего передаточного отношения;
- возможность получения больших передаточных чисел, чем в обычных ременных передачах, до 12 (угол α влияет меньше на тяговую способность);
- снижены нагрузки на валы и опоры (не нужно обеспечивать значительное предварительное натяжение).

Недостатки передач:

- меньшая нагрузочная способность и долговечность по сравнению с зубчатыми передачами;
- сложность изготовления зубчатых ремней, их относительно высокая стоимость;
- относительная сложность изготовления зубчатых шкивов и повышенные требования к точности монтажа из-за чувствительности передачи к отклонению параллельности осей.

Зубья ремней выполняют трапецеидальными (ОСТ 38 05114–76) либо полукруглыми (рисунок 2.2).



а – трапецеидальный; *б* – полукруглый

Рисунок 2.2 – Виды профилей зубьев ремней

Основным параметром данной передачи, как и зубчатой, является модуль: $m = p/\pi$, где p – шаг ремня. Угол профиля $\gamma = 50^\circ$ или 40° .

Помимо стандартных трапецеидальных ремней, выпускают трапецеидальные ремни серии АТ (автомобильные трансмиссионные) с более массивным профилем [1]. Также изготавливают из хлоропрена зубчатые ремни Optibelt по ISO 5296, отличающиеся повышенными гибкостью и износостойкостью. Производят эти ремни следующих типоразмеров: MXL, XL, L, H, XH, XXH. Их параметры приведены в [2].

Характеристики зубчато-ременных передач следующие: передаваемая мощность – до 100 кВт, скорость ремня до 60 м/с, КПД составляет 0,95...0,98.

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборочные и литые. Сборочные ремни состоят из несущего слоя (металлокorda или стеклокорда), резины (или неопрена) и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, свулканизированных в одно целое. Отличаются от литых ремней более высоким качеством. Литые ремни состоят из металлокорда, резины (или полиуретана) и не имеют тканевого покрытия. Металлокord представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд – крученые нити диаметром 0,35...1,1 мм из стекловолокна.

Основными критериями расчета зубчато-ременных передач по ОСТ 38 05227–81 являются тяговая способность, износостойкость и долговечность. При долговечности 3000...5000 ч расчеты на тяговую способность и дол-

говечность являются основными. Исходя из расчета на тяговую способность определяется ширина ремня. Расчет на износостойкость является проверочным. При этом определяются максимальные давления на зубья, которые сравниваются с допускаемыми.

Зубчато-ременные передачи используются как в тяжелонагруженных приводах (металлорежущих и ткацких станках, трансмиссиях автомобилей, в приводах кузнечно-прессового оборудования), так и механизмах точных перемещений (приводах роботов, в офисной технике – принтерах, сканерах, плоттерах, печатных машинках и видеокамерах и др.).

2.2 Пример решения задачи

2.2.1 Исходные данные.

Заменим быстроходную клиноременную передачу в составе привода ленточного конвейера, энерго-кинематический расчет которого приведен в подразд. 1.2 [3], на зубчато-ременную передачу с трапецеидальной формой зубьев по ОСТ 38.05114–76. Срок службы привода – 5 лет. Режим работы – пятидневный, двухсменный, средний равновероятный. Привод неререверсивный. Натяжной ролик отсутствует.

Из таблицы результатов энерго-кинематического расчета привода (см. таблицу 1.4 [3]) устанавливаем мощность на ведущем валу $P_1 = 1762,295$ Вт, частоты вращения шестерни и колеса: $n_1 = 700$ мин⁻¹, $n_2 = 200,64$ мин⁻¹. Передаточное отношение $i = 3,489$.

2.2.2 Проектный расчет зубчато-ременной передачи по тяговой способности.

Определяем расчетную мощность:

$$P_p = P_1 \cdot C_p = 1762,295 \cdot 1,2 = 2114,754 = 2,115 \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где P_1 – передаваемая мощность, Вт;

C_p – коэффициент режима работы, зависящий от типа приводимой рабочей машины, количества смен работы, величины перегрузки. При односменном режиме работы в соответствии с ОСТ 38-05227–81 значения C_p выбирают в зависимости от характера нагрузки на передачу (таблица 2.1). В данном случае при заданном двухсменном среднем равновероятном режиме нагружения $C_p = 1,2$.

Модуль передачи можно рассчитывать по формуле

$$m = k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_p}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,115}{700}} = 5,06 \text{ мм}, \quad (2.2)$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива передачи под номинальной нагрузкой, мин⁻¹;

k – коэффициент, учитывающий профиль ремня: $k = 35$ – для ремней с трапецидальной формой зубьев (в рассматриваемом случае); $k = 25$ – для ремней с полукруглой формой зубьев.

Таблица 2.1 – Значения коэффициента C_p , учитывающего динамичность приложения нагрузки при использовании асинхронных двигателей (переменного тока*)

Режим работы (согласно таблице 2.5 [3])	C_p при числе смен работы передачи		
	1	2	3
Легкий (IV) и особо легкий (V)	1,0	1,1	1,4
Средний равновероятный (II) и нормальный (III)	1,0	1,2	1,5
Тяжелый (I)	1,2	1,3	1,6
Постоянный (0)	1,3	1,5	1,7

Примечание – * – при использовании шунтовых двигателей постоянного тока значения всех коэффициентов увеличивают на 0,1, для турбин – на 0,2.

Полученное значение модуля t округляют до ближайшего значения в зависимости от профиля зубьев. На рисунке 2.3 показаны геометрические параметры трапецидального, а на рисунке 2.4 – полукруглого профилей зубьев.

Значения параметров для трапецидального профиля зубьев приведены в таблице 2.2, для полукруглого – в таблице 2.3.

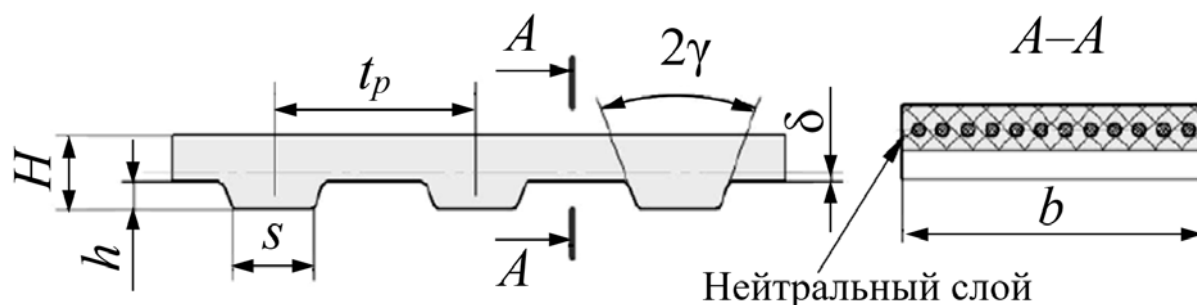


Рисунок 2.3 – Геометрические параметры трапецидального профиля зубьев

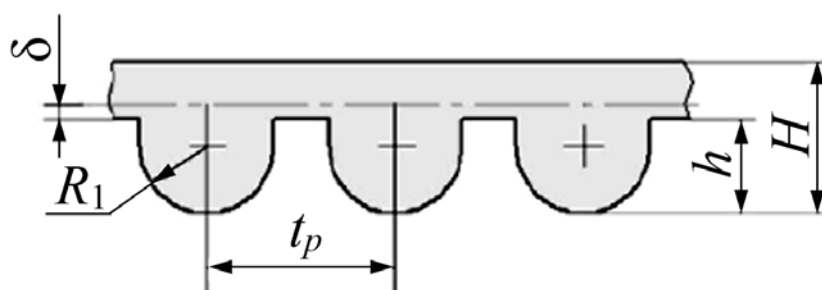


Рисунок 2.4 – Геометрические параметры полукруглого профиля зубьев

По исходным данным задан трапецидальный профиль зубьев. По таблице 2.2 принимаем модуль $t = 5$ мм.

Таблица 2.2 – Основные параметры приводных зубчатых ремней с трапецеидальным профилем зубьев (выписка из ОСТ 38. 05114–76)

Параметры	Модуль ремня m , мм							
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
Шаг зубьев ремня t_p , мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Высота зуба ремня h , мм	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Толщина ремня H , мм	1,6	2,2	3,0	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Наименьшая толщина зуба s , мм	1,0	1,5	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Расстояние от оси троса до впадины ремня δ , мм	0,4		0,6		0,8			
Угол профиля зуба 2γ , град	50		40					
Податливость витков каркаса ремня, $\lambda \cdot 10^{-4}$, мм ² /Н	7	8	9	14	6	8	11	16
Линейная плотность ремня шириной 1 мм, $q \cdot 10^{-3}$, кг/(м·мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Допускаемая удельная сила w_0 , Н/мм	2,5	3,0	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0

Таблица 2.3 – Основные параметры приводных зубчатых ремней с полукруглым профилем зубьев

Модуль ремня m , мм	Шаг зубьев ремня t_p , мм	Радиус профиля зуба R_1 , мм	Высота зуба ремня h , мм	Толщина ремня H , мм	Податливость витков каркаса ремня, $\lambda \cdot 10^{-4}$, мм ² /Н	Расстояние от оси троса до впадины ремня δ , мм	Допускаемая удельная сила w_0 , Н/мм
3,0	9,42	2,5	4,0	6,0	9	0,6	12,0
4,0	12,57	3,5	5,0	7,5	4	0,8	35,0
5,0	15,71	4,5	6,0	9,6	5	0,8	42,0

Число зубьев ведущего шкива z_1 определяется по таблице 2.4. Выбираем данные по ближайшим значениям n_1 и P_1 , приведенным в этой таблице. При $n_1 = 700 \text{ мин}^{-1}$ и $P_1 = 1,762 \text{ кВт}$ $z_1 = 16$.

Таблица 2.4 – Рекомендуемые значения числа z_1 зубьев шкива

n_1 , мин ⁻¹	Значения z_1 при передаваемой мощности P_1 , кВт											
	0,6	1,1	1,5	2,2	3	4	5,5	7,5	11	15	22	30
3000	16				20							26
1500	14			18							26	
1000	12		16							24		
750	12	16							22			

По таблице 2.5 проверяем, чтобы полученное z_1 было равно или больше наименьшего допустимого числа зубьев $z_{1\min}$ (при $m = 5$ мм $z_{1\min} = 15$).

$z_1 > z_{1\min} = 15$ – условие выполнено.

Таблица 2.5 – Параметры зубчато-ременных передач

Параметры	Модуль m , мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Допускаемая удельная сила $[F_0]$, Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Та же сила при полукруглом профиле зубьев $[F_0]$, Н/мм	—			12,0	35,0	42,0	—	
Наибольшее передаточное отношение i	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	6,67	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев z_{1min}	13	10			15		18	
Наибольшее число зубьев z_{2max}	100		115	120				85
Предельные значения чисел зубьев ремня z_p	40...160					48...200	56...140	56...100
Предельная ширина ремня b , мм	3...12,5	3...20	5...20	12,5...100	20...100	25...125	40...150	50...200

Число зубьев ведомого шкива определяем по формуле

$$z_2 = i \cdot z_1 = 3,489 \cdot 16 = 56, \quad (2.3)$$

где i – передаточное отношение зубчато-ременной передачи;

z_1 – принятое число зубьев ведущего шкива.

Полученное значение z_2 округлить до ближайшего целого числа. Проверить по таблице 2.5, чтобы z_2 было меньше или равно максимальному (для принятого значения модуля m) числу зубьев ведомого шкива $z_{2\max}$ (при $m = 5$ мм $z_{2\max} = 120$).

$z_2 < z_{2\max} = 120$ – условие выполняется.

Фактическое передаточное отношение $i = z_2/z_1 = 280/80 = 3,5$. Отклонение от заданного $\Delta i = |(3,489 - 3,5)/3,489| = 0,315 \% < 5 \%$ считаем допустимым.

Диаметры делительных окружностей шкивов

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 16 = 80 \text{ мм}; \quad (2.4)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 56 = 280 \text{ мм}. \quad (2.5)$$

Определяем минимальное значение межосевого расстояния передачи:

$$a_{\min} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + C = 0,5 \cdot (80 + 280) + 2 \cdot 5 = 190 \text{ мм}, \quad (2.6)$$

где $C = 2 \cdot t$ при $t \leq 5$ мм и $C = 3 \cdot t$ при $t > 5$ мм.

Принимаем предварительно межосевое расстояние $a_0 = a_{\min} = 190$ мм.

Вычисляем необходимую расчетную длину ремня L'_p по формуле

$$L'_p = 2 \cdot a_0 + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_0} =$$

$$= 2 \cdot 190 + \frac{3,14 \cdot (280 + 80)}{2} + \frac{(280 - 80)^2}{4 \cdot 190} = 997,83 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Рассчитаем предварительное значение z'_p числа зубьев ремня по формуле

$$z'_p = \frac{L'_p}{\pi \cdot t} = \frac{997,83}{3,14 \cdot 5} = 63,556. \quad (2.8)$$

Округляем полученное значение z'_p до его ближайшего значения z_p , стандартизированного ОСТ 38. 05114–76 (таблица 2.6).

Таблица 2.6 – Стандартные значения ширины и длины зубчатых ремней, выраженные в числе зубьев z_p [4]*

Модуль ремня t , мм	Ширина ремня b , мм	Длина ремней, выраженная в числе зубьев z_p
1,0	3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10; 12,5	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
1,5	3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10; 12,5; 16; 20	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
2,0	5,0; 8,0; 10; 12,5; 16; 20	27; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
3,0	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	36; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
4,0	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
5,0	25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
7,0	40; 50; 63; 80; 100; 125; 150	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150
10,0	50; 63; 80; 100; 125; 150; 200	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112

Примечание – * – значения b и z_p , приведенные в таблице 2.6, могут отличаться для ремней различных изготовителей.

Принимаем $z_p = 63$.

Далее необходимо проверить выполнение условия

$$z_{p \min} \leq z_p \leq z_{p \max}, \quad (2.9)$$

где $z_{p \min}$, $z_{p \max}$ – минимальное и максимальное число зубьев ремня выбранного модуля (см. таблицу 2.5), $z_{p \min} = 48$, $z_{p \max} = 200$ при $m = 5$ мм.

$48 \leq z_p = 63 \leq 200$ – условие выполняется.

Уточняем действительное значение расчетной длины ремня L_p по формуле

$$L_p = \pi \cdot m \cdot z_p = 3,14 \cdot 5 \cdot 63 = 989,1 \text{ мм.} \quad (2.10)$$

Определяем значение межосевого расстояния передачи a по формуле

$$\begin{aligned} a &= 0,25 \cdot \left[\left(L_p - \pi \cdot \frac{d_2 + d_1}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \pi \cdot \frac{d_2 + d_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} \right] = \\ &= 0,25 \cdot \left[\left(989,1 - 3,14 \cdot \frac{280 + 80}{2} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{\left(989,1 - 3,14 \cdot \frac{280 + 80}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{280 - 80}{2} \right)^2} \right] = 184,9 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Угол охвата ремнем ведущего шкива передачи

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{280 - 80}{184,9} = 118,35^\circ. \quad (2.12)$$

Вычислим число зубьев ремня z_{p0} , одновременно находящихся в зацеплении с ведущим шкивом передачи, по формуле

$$z_{p0} = \frac{z_1 \cdot \alpha_1^\circ}{360^\circ} = \frac{16 \cdot 118,35^\circ}{360^\circ} = 5,26. \quad (2.13)$$

Найдем скорость движения ремня:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 700}{60 \cdot 10^3} = 2,93 \text{ м/с.} \quad (2.14)$$

Рассчитаем тяговое (окружное) усилие передачи F_t , Н, при ее номинальном нагружении:

$$F_t = \frac{P_p \cdot 10^3}{v} = \frac{2,115 \cdot 10^3}{2,93} = 721,758 \text{ Н.} \quad (2.15)$$

Определяем допускаемую в заданных условиях эксплуатации удельную (на 1 мм ширины ремня) силу F_y по формуле

$$F_y = [F_0] \cdot C_i \cdot C_{z_0} \cdot C_{Hp} = 30,0 \cdot 1 \cdot 0,852 \cdot 1 = 25,56 \text{ Н/мм}, \quad (2.16)$$

где $[F_0]$ – допускаемая в стандартных условиях испытаний передачи удельная сила, Н/мм, назначается в соответствии с ОСТ 38.05227–81 в зависимости от принятого значения модуля m передачи (см. таблицу 2.5), $[F_0] = 30,0$ Н/мм при $m = 5$ мм;

C_i – коэффициент, вводимый в расчет только для ускоряющих ($i < 1$) передач (таблица 2.7), $C_i = 1$;

C_{z_0} – коэффициент, вводимый в расчет при незначительном ($z_{p0} < 6$) числе зубьев ремня, находящихся одновременно в зацеплении с ведущим шкивом, вычисляемый в этом случае по зависимости $C_{z_0} = 1 - 0,2 \cdot (6 - z_{p0}) = 1 - 0,2 \times (6 - 5,26) = 0,852$, при $z_{p0} > 6$ $C_{z_0} = 1$;

C_{Hp} – коэффициент, вводимый в расчет только при наличии в передаче натяжных роликов; в этом случае он принимается равным соответственно 0,9 и 0,8 – при одном и двух роликах, расположенных внутри контура передачи, и 0,7 – при ролике вне контура передачи, принимаем $C_{Hp} = 1$.

Таблица 2.7 – Значения коэффициента C_i , вводимого в расчеты только ускоряющих передач

Передаточное отношение i	1,0...0,8	0,8...0,6	0,4...0,3	Менее 0,3
Значения коэффициента C_i	1,0	0,95	0,85	0,80

Рассчитываем предварительную требуемую ширину ремня:

$$b'_{\text{треб}} = \frac{F_t}{F_y - q \cdot v^2} = \frac{721,758}{25,56 - 0,007 \cdot 2,93^2} = 28,3 \text{ мм}, \quad (2.17)$$

где q – линейная плотность ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм) (см. таблицу 2.2 для всех типов профиля зубьев), $q = 0,007$ кг/(м·мм).

Определяем фактическую требуемую ширину ремня:

$$b_{\text{треб}} = \frac{b'_{\text{треб}}}{C_{\text{ш}}} = \frac{28,3}{1,0} = 28,3 \text{ мм}, \quad (2.18)$$

где $C_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий наличие неполных витков тросов ремня у его боковых поверхностей (таблица 2.8), $C_{\text{ш}} = 1,0$.

Таблица 2.8 – Значения коэффициента $C_{\text{ш}}$, учитывающего неполные витки каната корда, имеющиеся у боковых поверхностей ремня

Ширина ремня b , мм	До 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 63	Св. 80 до 100	Св. 100
Значения коэффициента $C_{\text{ш}}$	0,7	0,95	1,0	1,0	1,05	1,07	1,10	1,15	1,20

Найденная ширина зубчатого ремня $b_{\text{треб}}$ согласовывается со стандартизированным (ОСТ 38.05114–76) рядом ее значений (см. таблицу 2.6). Принимается ближайшее большее значение. Принимаем $b = 32$ мм.

Выбранная стандартизированная ширина ремня b должна одновременно удовлетворять следующим условиям:

$$b_{\min} \leq b \leq b_{\max}; \quad b \leq d_1, \quad (2.19)$$

где $b_{\min}$, $b_{\max}$ – соответственно минимально и максимально возможная (для выбранного модуля m) ширина ремня, мм, назначаемая в соответствии с ОСТ 38.05114–76 (см. таблицу 2.5) (при $m = 5$ мм $b_{\min} = 25$ мм, $b_{\max} = 100$ мм);

d_1 – делительный диаметр ведущего шкива передачи, $d_1 = 80$ мм.

Проверяем условия:

1) $25 \text{ мм} \leq b = 32 \text{ мм} \leq 100 \text{ мм}$ – условие выполняется;

2) $b < d_1$: $32 \text{ мм} < 80 \text{ мм}$ – условие выполняется.

При невыполнении хотя бы одного из условий (2.19) необходимо увеличить принятое значение модуля передачи m и повторить расчет с определения числа зубьев z_1 и формулы (2.3) до выполнения всех этих условий.

2.2.3 Проверочные расчеты зубчато-ременной передачи.

Проверочный расчет зубчато-ременной передачи на износостойкость.

Данный расчет можно не проводить, если $z_{p0} \geq 6$. В рассматриваемом случае это условие не выполняется, поэтому проводим расчет.

Проверяем величину давления p_z , МПа, на зубьях ремня по условию

$$p_z = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_{p0} \cdot b \cdot h} \leq [p_z], \quad (2.20)$$

где φ – коэффициент, учитывающий наличие неизбежной концентрации давления по высоте и длине зуба, а также неравномерность распределения нагрузки

между зубьями ремня, одновременно находящимися в зацеплении со шкивом, обычно принимают $\varphi = 2$;

b – выбранная ширина ремня, $b = 32$ мм;

h – высота зуба ремня, мм, назначаемая по таблице 2.2 – для трапецеидальных и по таблице 2.3 – для полукруглых зубьев ремня, $h = 3,5$ мм;

$[p_z]$ – допускаемое давление на зуб ремня, определяемое по данным таблицы 2.9 в зависимости от частоты вращения ведущего шкива передачи n_1 , МПа.

$$p_z = \frac{721,758 \cdot 2}{5,26 \cdot 32 \cdot 3,5} = 2,45 \text{ МПа.}$$

Таблица 2.9 – Значения допускаемых давлений $[p_z]$ для зубьев ремня

Частота вращения меньшего шкива передачи n_1 , мин ⁻¹	100	200	400	1000	2000	5000
Допускаемые давления для зубьев ремня $[p_z]$, МПа	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	0,50

В данном случае при $n_1 = 700$ мин⁻¹ значение $[p_z]$ необходимо найти интерполированием:

$$[p_z] = [p_z]_{\max} - \frac{[p_z]_{\max} - [p_z]_{\min}}{n_{1\max} - n_{1\min}} \cdot (n_1 - n_{1\min}) = 1,5 - \frac{1,5 - 1,0}{1000 - 400} \cdot (700 - 400) = 1,25 \text{ МПа.}$$

$p_z = 2,45 \text{ МПа} > [p_z] = 1,25 \text{ МПа}$ – условие (2.20) не выполняется.

При невыполнении условия $p_z \leq [p_z]$ необходимо пересчитать ширину зубчатого ремня. Используем формулу (2.20), выразив из нее ширину b . При этом вместо p_z подставим $[p_z]$:

$$b \geq \frac{F_t \cdot \varphi}{z_{p0} \cdot h \cdot [p_z]} = \frac{721,758 \cdot 2}{5,26 \cdot 3,5 \cdot 1,25} = 62,73 \text{ мм.}$$

Принимаем большее стандартное значение $b = 63$ мм при $m = 5$ мм (см. таблицу 2.6).

Если в таблице 2.6 нет необходимого значения ширины в диапазоне данного модуля, следует назначить большее значение модуля передачи m и повторить расчет до выполнения условия (2.20).

Далее определяем начальное натяжение ремня:

$$F_0 = 0,1 \cdot F_t + q \cdot v^2 \cdot b = 0,1 \cdot 721,758 + 0,007 \cdot 2,93^2 \cdot 63 = 75,96 \text{ Н,} \quad (2.21)$$

где q – линейная плотность 1 м ремня шириной 1 мм (см. таблицу 2.2 для всех типов профиля зубьев).

Определяем силу, действующую на валы:

$$F_B = 1,5 \cdot F_t = 1,5 \cdot 721,758 = 1082,64 \text{ Н.} \quad (2.22)$$

Проверочный расчет зубьев ремня по напряжениям сдвига.

Определяем ресурс работы передачи в часах по формуле (2.6) из [3]:

$$t_{\Sigma} = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч,}$$

где K_D – количество рабочих дней в году (при пятидневной рабочей неделе $K_D \approx 255$, при шестидневной – $K_D \approx 305$);

K_s – количество смен, $K_s = 2$ (согласно исходным данным);

L – срок службы (ресурс), $L = 5$ лет (по исходным данным).

Проверяем условие $t_{\Sigma} \leq 5000$ ч. Если оно выполняется, дальнейший проверочный расчет по напряжениям сдвига проводить не обязательно и можно перейти к расчету геометрии передачи в п. 2.2.4. В данном случае условие не выполняется, поэтому проводим расчет.

Напряжения сдвига в зубьях ремня

$$\tau = \frac{F_t \cdot C_p}{z_{p0} \cdot s_1 \cdot b \cdot k_k} \leq \frac{[\tau]}{k_p}, \quad (2.23)$$

где C_p – коэффициент режима работы, зависящий от типа приводимой рабочей машины, количества смен работы, величины перегрузки (см. пояснения к формуле (2.1)), $C_p = 1,2$;

z_{p0} – число зубьев ремня, одновременно находящихся в зацеплении с ведущим шкивом передачи, $z_{p0} = 5,26$ (см. формулу (2.13));

s_1 – ширина площадки сдвига зуба ремня, $s_1 = 0,8 \cdot m = 0,8 \cdot 5 = 4$ мм;

k_k – коэффициент, учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива, $k_k = 2,65$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига, $[\tau] = 0,8 \cdot \sigma_g = 0,8 \cdot 8,5 = 6,8$ МПа;

σ_g – предел прочности зуба ремня на отрыв от основания, $\sigma_g = 7...10$ МПа;

k_p – коэффициент долговечности ремня:

$$k_p = k_t \cdot k_c \cdot k_n \cdot \sqrt[20]{N_u}, \quad (2.24)$$

где k_t – коэффициент, учитывающий снижение прочностных характеристик ремня из-за его нагрева в процессе работы (рассматриваем постоянный режим работы):

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} \geq 1; \quad (2.25)$$

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{700}{10^3}} = 0,942,$$

принимаем $k_t = 1,0$;

k_c – коэффициент, учитывающий количество смен работы передачи ($k_c = 1,0$ – односменная работа, $k_c = 1,07$ – двухсменная, $k_c = 1,15$ – трехсменная), $k_c = 1,07$;

k_n – коэффициент, учитывающий наличие натяжного ролика ($k_n = 1,0$ – при отсутствии натяжного ролика, $k_n = 1,1$ – при наличии одного натяжного ролика, $k_n = 1,25$ – при наличии двух натяжных роликов), $k_n = 1,0$;

N_u – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений (при постоянном режиме работы):

$$N_u = \frac{60 \cdot z_1 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_1}{z_p} = \frac{60 \cdot 16 \cdot 20400 \cdot 700}{63} = 217,6 \cdot 10^6. \quad (2.26)$$

$$k_p = 1,0 \cdot 1,07 \cdot 1,0 \cdot \sqrt[20]{217,6 \cdot 10^6} = 2,79.$$

$$\tau = \frac{721,758 \cdot 1,2}{5,26 \cdot 4 \cdot 63 \cdot 2,65} = 0,255 \text{ МПа} \leq \frac{6,8}{2,79} = 2,44 \text{ МПа}.$$

Условие (2.23) выполнено.

2.2.4 Расчет геометрии передачи и оформление результатов расчета.

Диаметры вершин зубьев шкивов определяются по формулам

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot \delta + K_1 = 80 - 2 \cdot 0,8 + 0,029 = 78,429 \text{ мм}; \quad (2.27)$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot \delta - K_2 = 280 - 2 \cdot 0,8 - 0,103 = 278,297 \text{ мм}, \quad (2.28)$$

где δ – расстояние от впадины ремня до оси металлотроса (см. таблицу 2.2 – для трапецеидального и таблицу 2.3 – для полукруглого профилей зубьев), $\delta = 0,8$ мм;

K_1, K_2 – поправки к диаметрам шкивов для увеличения шага с целью более равномерного распределения окружной силы между зубьями, определяемые по формулам

$$K_1 = 0,2 \cdot F_t \cdot \lambda_0 \cdot z_1 = 0,2 \cdot 721,758 \cdot 1,27 \cdot 10^{-5} \cdot 16 = 0,029 \text{ мм}; \quad (2.29)$$

$$K_2 = 0,2 \cdot F_t \cdot \lambda_0 \cdot z_2 = 0,2 \cdot 721,758 \cdot 1,27 \cdot 10^{-5} \cdot 56 = 0,103 \text{ мм}, \quad (2.30)$$

где λ_0 – удельная податливость:

$$\lambda_0 = \frac{\lambda}{b} = \frac{8,0 \cdot 10^{-4}}{63} = 1,27 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}, \quad (2.31)$$

где λ – податливость металлокорда (см. таблицу 2.2 или 2.3).

Диаметры впадин шкивов

$$d_{f1} = d_{a1} - 1,8 \cdot m = 78,429 - 1,8 \cdot 5 = 69,429 \text{ мм}; \quad (2.32)$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 1,8 \cdot m = 278,297 - 1,8 \cdot 5 = 269,297 \text{ мм}. \quad (2.33)$$

Шаг по окружности вершин (как справочный размер)

$$t_{a1} = \frac{\pi \cdot d_{a1}}{z_1} = \frac{3,14 \cdot 78,429}{16} = 15,39 \text{ мм}; \quad (2.34)$$

$$t_{a2} = \frac{\pi \cdot d_{a2}}{z_2} = \frac{3,14 \cdot 278,297}{56} = 15,6 \text{ мм}. \quad (2.35)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 2.10.

Таблица 2.10 – Параметры зубчато-ременной передачи

Параметры	Значение
Модуль ремня m , мм	5
Число зубьев ведущего шкива z_1	16
Число зубьев ведомого шкива z_2	56
Диаметр делительной окружности ведущего шкива d_1 , мм	80
Диаметр делительной окружности ведомого шкива d_2 , мм	280
Число зубьев ремня z_p	63
Длина ремня L_p , мм	989,1
Межосевое расстояние передачи a , мм	184,9
Угол охвата ремнем ведущего шкива α_1 , град	118,35
Скорость движения ремня v , м/с	2,93
Ширина ремня b , мм	63
Диаметр вершин зубьев ведущего шкива d_{a1} , мм	78,429
Диаметр вершин зубьев ведомого шкива d_{a2} , мм	278,297
Диаметры впадин зубьев ведущего шкива d_{f1} , мм	69,429
Диаметры впадин зубьев ведомого шкива d_{f2} , мм	269,297
Шаг по окружности вершин ведущего шкива t_{a1} , мм	15,39
Шаг по окружности вершин ведомого шкива t_{a2} , мм	15,6

2.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать зубчато-ременную передачу при следующих параметрах: мощность двигателя $P_1 = 1812$ Н·м, частота вращения вала двигателя $n_1 = 1000$ мин⁻¹, частота вращения приводного вала конвейера $n_2 = 250$ мин⁻¹. Режим работы – средний нормальный, пятидневный, двухсменный, натяжной ролик отсутствует. Срок службы привода – 4 года.

Задача 2. Рассчитать зубчато-ременную передачу при следующих параметрах: мощность двигателя $P_1 = 1437$ Н·м, частота вращения вала двигателя $n_1 = 900$ мин⁻¹, частота вращения приводного вала конвейера $n_2 = 300$ мин⁻¹. Режим работы – средний равновероятный, шестидневный, трехсменный, два натяжных ролика. Срок службы привода – 5 лет.

Задача 3. Рассчитать зубчато-ременную передачу при следующих параметрах: мощность двигателя $P_1 = 2000$ Н·м, частота вращения вала двигателя $n_1 = 1500$ мин⁻¹, частота вращения приводного вала конвейера $n_2 = 500$ мин⁻¹. Режим работы – тяжелый, пятидневный, трехсменный, один натяжной ролик вне контура передачи. Срок службы привода – 3,5 года.

Задача 4. Рассчитать зубчато-ременную передачу при следующих параметрах: мощность двигателя $P_1 = 1654$ Н·м, частота вращения вала двигателя $n_1 = 100$ мин⁻¹, частота вращения приводного вала конвейера $n_2 = 50$ мин⁻¹. Режим работы – легкий, шестидневный, двухсменный, один натяжной ролик внутри контура передачи. Срок службы привода – 3 года.

Список литературы

1 Баханович, А. Г. Проектирование зубчато-ременных передач: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей / А. Г. Баханович. – Минск: БНТУ, 2004. – 39 с.

2 Скойбеда, А. Т. Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций: учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда. – Минск: Минфин, 2020. – 384 с.

3 Лустенков, М. Е. Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с.: ил.

4 Коновалов, А. Б. Ременные передачи: учебное пособие / А. Б. Коновалов, В. М. Гребенникова. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2011. – 106 с.: ил.

5 Цывильский, В. Л. Теоретическая механика: учебник / В. Л. Цывильский. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва: ИНФРА-М, 2020. – 368 с.

6 Николаенко, В. Л. Прикладная механика. Расчет типовых элементов конструкций: учебное пособие / В. Л. Николаенко. – 2-е изд. – Минск: Изд-во Гревцова, 2013. – 386 с.: ил.