

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология
машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»,
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»,
1-37 01 07 «Автосервис» и 1-53 01 01 «Автоматизация
технологических процессов и производств (по направлениям)»
дневной и заочной форм обучения*



Могилев 2023

УДК 621.81
ББК 34.44
Д38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «23» февраля 2023 г.,
протокол № 7

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

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)», 1-37 01 07 «Авто-сервис» и 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов и производств (по направлениям)» дневной и заочной форм обучения.

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Е. В. Ковалевская

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, 2023

Содержание

Введение.....	4
1 Энерго-кинематический расчет привода.....	5
2 Проектирование цилиндрических зубчатых передач.....	6
3 Проектирование конических зубчатых передач.....	8
4 Проектирование червячных передач.....	9
5 Проектирование планетарных зубчатых передач.....	10
6 Проектирование ременных передач.....	11
7 Проектирование цепных передач.....	12
8 Проектирование валов и осей.....	13
9 Подбор и расчет подшипников качения.....	14
10 Проектирование сварных соединений.....	15
11 Проектирование прессовых соединений (соединений с натягом).....	17
12 Проектирование резьбовых соединений.....	18
13 Проектирование шпоночных и шлицевых (зубчатых) соединений...	19
14 Проектирование передач «винт – гайка».....	20
15 Проектирование зубчато-ременных передач.....	21
16 Индивидуальные задания.....	22
Список литературы.....	23
Приложение А. Пример оформления титульного листа.....	24

Введение

Курс «Детали машин» основан на знаниях, полученных при изучении теоретической механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов и др. Он завершает общеинженерную подготовку студентов, обучающихся по техническим специальностям. Это определяет значимость дисциплины «Детали машин», которая является базой для дальнейшего изучения специальных дисциплин. Особая роль при этом отводится практическим занятиям. Наличие навыков практических расчетов и проектирования 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.

Проведению практического занятия, как правило, предшествует лекционное занятие по соответствующей тематике. Перед началом практического занятия студент ознакомляется с краткими теоретическими сведениями, представленными в источниках, взятых за основу при подготовке материала [1–3]. На базе этих сведений и лекционного материала студенты отвечают на контрольные вопросы. Далее совместно с преподавателем разбирается задача, решение которой приведено в [1]. Задачи из методических рекомендаций студенты решают самостоятельно в аудитории либо в виде домашнего задания.

Также студенты самостоятельно выполняют три индивидуальных задания. Каждое задание оформляется в виде отчета на листах бумаги формата А4 с титульным листом, пример оформления которого представлен в приложении А. Отчет содержит исходные данные к расчету (в том числе схему), ход последовательных расчетов и необходимые пояснения к ним.

Методические рекомендации можно использовать для самостоятельного изучения дисциплины «Детали машин» и подготовки к выполнению индивидуальных заданий. Для более детального усвоения курса студенты обращаются к [1–3].

1 Энерго-кинематический расчет привода

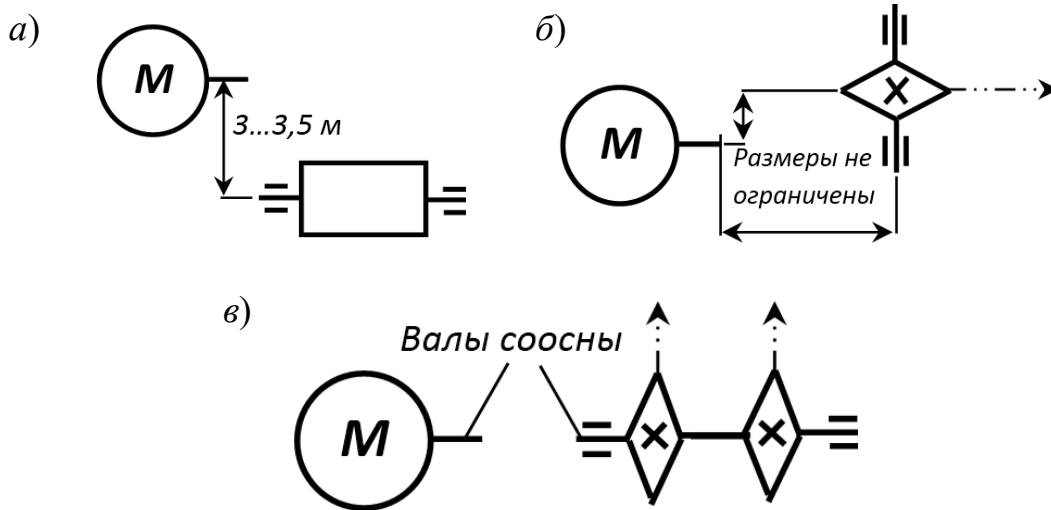
Контрольные вопросы

- 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?

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Провести энерго-кинематический расчет привода, индивидуальная схема которого выдана на курсовое проектирование [1, приложение А].

Задача 2. Провести энерго-кинематический расчет привода грузоподъемного механизма с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рисунке 1, 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 – Компоновки приводов

Задача 3. Провести энерго-кинематический расчет привода скребкового конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рисунке 1, б. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зв} = 8$, шаг цепи $p_ц = 100$ мм, вращающий момент на звездочке $T = 490$ Н·м, частота вращения приводной звездочки $n = 10$ мин⁻¹. Учсть, что оси вала двигателя и приводного вала лежат в одной плоскости.

Задача 4. Провести энерго-кинематический расчет привода цепного конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рисунке 1, в. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зв} = 10$, шаг цепи $p_{ц} = 80$ мм, тяговое (окружное) усилие на одной звездочке $F = 1300$ Н, частота вращения приводной звездочки $n = 30$ мин⁻¹.

Задача 5. Провести энерго-кинематический расчет привода ленточного конвейера. Разработать кинематическую схему привода по его общему виду, показанному на рисунке 2. Заданными являются: диаметр барабана конвейера $D = 380$ мм, скорость движения ленты конвейера $v = 0,2$ м/с, вращающий момент на приводном валу $T = 1000$ Н·м.

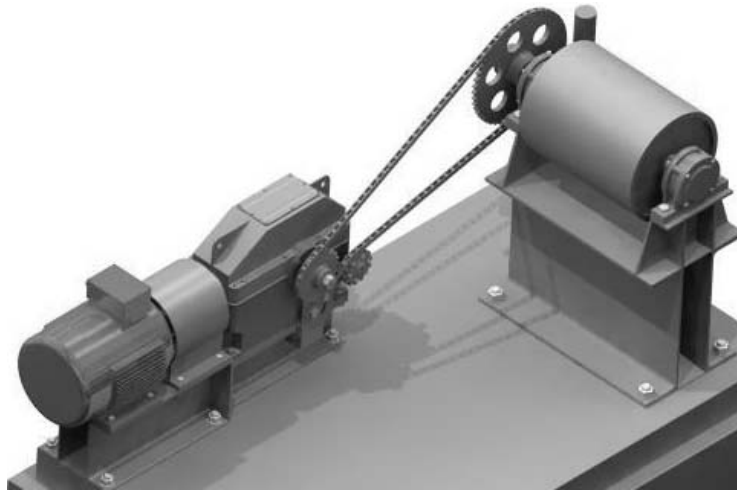


Рисунок 2 – Общий вид привода (к задаче 5)

2 Проектирование цилиндрических зубчатых передач

Контрольные вопросы

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

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 $K_{F\alpha} = 1,5$. Материалы и термообработка колес – как и в примере, рассмотренном в подразделе 2.2 [1].

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 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 $\beta = 10^\circ$.

Задача 4. Определить режим и рассчитать коэффициенты режима нагружения для передачи с заданным ресурсом $L = 4$ года, трехсменным режимом работы и коэффициентом годового использования $K_{год} = 0,7$. Задана циклограмма нагружения колеса, по которой определяют допускаемые напряжения (рисунок 3).

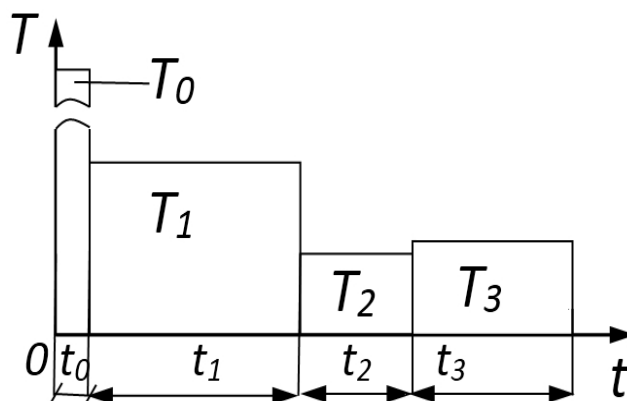


Рисунок 3 – Циклограмма нагружения колеса

Вращающие моменты T_i и соответствующие им частоты вращения вала n_i с зубчатым колесом: $T_0 = 690$ Н·м, $T_1 = 200$ Н·м, $T_2 = 100$ Н·м, $T_3 = 120$ Н·м, $n_0 = 4$ мин⁻¹, $n_1 = n_2 = n_3 = 300$ мин⁻¹. При этом $t_0 = 0,002 \cdot t_u$, $t_1 = 0,4 \cdot t_u$, $t_2 = 0,25 \cdot t_u$, $t_3 = 0,348 \cdot t_u$, где t_u – общее время цикла.

3 Проектирование конических зубчатых передач

Контрольные вопросы

- 1 Назовите область применения, преимущества и недостатки конических зубчатых передач.
- 2 Назовите типы конических колес.
- 3 Назовите основные геометрические параметры конических зубчатых передач.
- 4 Какие силы действуют в коническом зубчатом зацеплении?
- 5 По каким напряжениям оценивают прочность конических зубчатых передач?
- 6 Чем отличаются расчеты по контактным напряжениям и напряжениям изгиба для конической передачи?

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Провести проектный расчет закрытой конической зубчатой передачи с круговым зубом, если частоты вращения на входном и выходном валах $n_1 = 1600 \text{ мин}^{-1}$ и $n_2 = 800 \text{ мин}^{-1}$ соответственно. Оси ведущего и ведомого валов пересекаются под углом 90° . Вращающий момент на ведущем валу $T_2 = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 500 \text{ МПа}$. Степень точности изготовления колес – 8-я. Материал колес – сталь 45 с улучшением. Твердость поверхности у обоих колес $\leq 350 \text{ НВ}$.

Задача 2. Определить напряжения изгиба, действующие в закрытой конической передаче с круговым зубом ($\beta_n = 32^\circ$). Заданными являются: частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 140 \text{ мин}^{-1}$ и $n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$ соответственно, вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 119 \text{ Н}\cdot\text{м}$, число зубьев колеса $z_2 = 80$, ширина колес $b_w = 48 \text{ мм}$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$, коэффициент $K_{H\beta} = 1,0$.

Задача 3. Определить контактные напряжения, действующие в закрытой конической передаче с круговым зубом ($\beta_n = 32^\circ$). Заданными являются: частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 130 \text{ мин}^{-1}$ и $n_2 = 60 \text{ мин}^{-1}$ соответственно, вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, число зубьев колеса $z_2 = 80$, ширина колес $b_w = 54 \text{ мм}$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$. Твердость колеса 260 НВ, степень точности колес – 7-я.

Задача 4. Определить силы, действующие в коническом зубчатом зацеплении с круговым зубом ($\beta_n = 35^\circ$). Вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 60 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Частоты вращения ведущего и ведомого валов передачи $n_1 = 190 \text{ мин}^{-1}$ и $n_2 = 60 \text{ мин}^{-1}$ соответственно. Число зубьев шестерни $z_1 = 32$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$.

4 Проектирование червячных передач

Контрольные вопросы

- 1 Из каких элементов состоит червячная передача?
- 2 Назовите разновидности червячных передач.
- 3 В чем преимущества и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми?
- 4 Как определяется передаточное отношение червячной передачи?
- 5 Какие материалы применяют для изготовления основных элементов червячной передачи?
- 6 Как определяются силы в червячной передаче?
- 7 По каким критериям работоспособности (по каким напряжениям) рассчитывают червячную передачу?
- 8 Какой расчет, кроме расчетов на контактные напряжения и напряжения изгиба, для червячных передач является обязательным?
- 9 Назовите области применения червячных передач.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать материалы и определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба для деталей червячной передачи. Заданными являются: частота вращения ведущего вала (червяка) $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение $i = 32$. На ведомый вал (вал червячного колеса) действует вращающий момент $T_2 = 560 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Режим нагружения – средний нормальный. Режим работы двухсменный, срок службы – 6 лет, пятидневная рабочая неделя.

Задача 2. Провести проектный расчет червячной передачи (определить параметры d_1, d_2, a_w, m, q, x). Червяк изготовлен из стали 40Х, поверхность закалена до твердости 50 HRC и отшлифована. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения определены ранее и $[\sigma_H] = 200 \text{ МПа}$. На ведомый вал действует вращающий момент $T_2 = 496 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное отношение $i = 34$. Частота вращения червяка 800 мин^{-1} . По результатам расчета окружной скорости сделать вывод о правильности назначения материалов деталей передачи. Перерасчет параметров передачи при этом не проводить.

Задача 3. Проверить червячную передачу (с передаточным отношением $i = 19,5$) на прочность по контактным напряжениям. Материал вала – сталь 40Х, поверхность закалена до 48 HRC. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 208 \text{ МПа}$. На вал червячного колеса действует вращающий момент $T_2 = 518 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Из проектного расчета установлены значения параметров: число заходов червяка $z_1 = 2$, межосевое расстояние $a_w = 150 \text{ мм}$, модуль $m = 6,3 \text{ мм}$, коэффициент диаметра червяка $q = 10$. Режим нагрузки – средний равновероятный, частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

5 Проектирование планетарных зубчатых передач

Контрольные вопросы

- 1 Из каких элементов состоит планетарная зубчатая передача?
- 2 В чем преимущества и недостатки планетарных передач?
- 3 Как определить передаточное отношение планетарной передачи?
- 4 Каким условиям должны отвечать числа зубьев колес планетарных передач?
- 5 По каким критериям работоспособности рассчитывают планетарную зубчатую передачу?
- 6 Для чего нужно выравнивание нагрузки по потокам в планетарных передачах?
- 7 Назовите области применения планетарных передач.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое). Материал всех колес – сталь 45, вид термообработки – нормализация, твердость поверхности зубьев 170...217 НВ. Числа зубьев колес $z_a = 21$, $z_g = 30$, $z_b = 84$. Частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_a = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_h = 200 \text{ мин}^{-1}$ соответственно. Работа привода двухсменная, срок службы – 6 лет. Режим работы – средний равновероятный.

Задача 2. Определить число зубьев колес четырехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если задано передаточное отношение $i = 6$. Найти диаметр делительной окружности центрального солнечного колеса из условия контактной прочности, если допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 180 \text{ МПа}$, а вращающий момент на ведущем валу $T_a = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В конструкции передачи предусмотрено устройство выравнивания нагрузки по потокам.

Задача 3. Определить, выполняется ли условие прочности по контактным напряжениям трехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если заданы: допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 490 \text{ МПа}$, вращающий момент на ведущем валу $T_a = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, числа зубьев колес $z_a = 21$, $z_g = 36$, $z_b = 93$, модуль $m = 3 \text{ мм}$, частота вращения ведомого вала $n_h = 130 \text{ мин}^{-1}$. Устройство выравнивания нагрузки по потокам в конструкции передачи не предусмотрено.

Задача 4. Определить, выполняется ли условие прочности по напряжениям изгиба трехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если заданы: допускаемые контактные напряжения $[\sigma_F] = 190 \text{ МПа}$, вращающий момент на веду-

щем валу $T_a = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, числа зубьев колес $z_a = 20$, $z_g = 40$, $z_b = 100$, модуль $m = 2 \text{ мм}$, частота вращения ведомого вала $n_h = 250 \text{ мин}^{-1}$, коэффициент ширины колеса $\psi_{bd} = 0,4$.

6 Проектирование ременных передач

Контрольные вопросы

- 1 Какой принцип используется в ременных передачах? Назовите основные элементы, из которых состоит ременная передача.
- 2 Назовите преимущества и недостатки ременных передач.
- 3 Как классифицируются ременные передачи?
- 4 Назовите основные параметры ременных передач.
- 5 Назовите критерии работоспособности ременных передач. Как рассчитываются эти передачи?

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение $i = 3$. Нагрузка спокойная. Диаметр малого шкива принять равным около 130 мм. Режим работы – средний равновероятный, пятидневный, двухсменный. Тип двигателя I [1, таблица Г.2].

Задача 2. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: передаваемая мощность на ведущем валу $P_1 = 4520 \text{ Вт}$, угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 94 \text{ с}^{-1}$. Передаточное отношение $i = 3,2$. Нагрузка со значительными колебаниями. Диаметр малого шкива принять равным около 160 мм. Режим работы – средний равновероятный, пятидневный, двухсменный. Тип двигателя II [1, таблица Г.2].

Задача 3. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частоты вращения ведущего и ведомого шкивов $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_2 = 250 \text{ мин}^{-1}$ соответственно. Нагрузка с умеренными колебаниями. Диаметр малого шкива принять равным около 140 мм. Режим работы – средний равновероятный, пятидневный, двухсменный. Тип двигателя I [1, таблица Г.2].

Задача 4. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 70 \text{ Н}\cdot\text{м}$, угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 60 \text{ с}^{-1}$, угловая скорость ведомого шкива в 2 раза меньше. Нагрузка ударная. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 180 мм. Режим работы – средний равновероятный, пятидневный, двухсменный. Тип двигателя II [1, таблица Г.2].

7 Проектирование цепных передач

Контрольные вопросы

- 1 Какой принцип используется в цепных передачах? Назовите основные элементы, из которых состоит цепная передача.
- 2 Назовите преимущества и недостатки цепных передач.
- 3 Как классифицируются цепные передачи?
- 4 Назовите области применения цепных передач.
- 5 Назовите основные характеристики и параметры цепных передач.
- 6 Назовите критерии прочности цепных передач. Какой из них является основным?

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если мощность на ведущем валу $P_1 = 3,2$ кВт, частоты вращения валов $n_1 = 400$ мин⁻¹ и $n_2 = 120$ мин⁻¹, расположение линии центров передачи параллельно горизонту, передача открытая, работает в две смены, регулируется периодически передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Смазка периодическая. Режим работы – постоянный, односменный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 2. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если окружная сила $F_t = 2500$ Н, скорость движения цепи $v = 1,4$ м/с, частоты вращения валов $n_1 = 200$ мин⁻¹ и $n_2 = 120$ мин⁻¹, расположение линии центров передачи под углом 45° к горизонту, передача открытая, работает в три смены, регулируется автоматически передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Смазка периодическая. Режим работы – тяжелый с ударами, двухсменный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 3. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если момент на ведущей звездочке $T_1 = 20$ Н·м, частота вращения ведущего вала $n_1 = 120$ мин⁻¹, передаточное отношение $i = 2,87$, расположение линии центров передачи под углом 30° к горизонту, передача открытая, работает в одну смену, смазка постоянная окунанием. Передача регулируется периодически передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Режим работы – постоянный, односменный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 4. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если момент на ведущей звездочке $T_1 = 160$ Н·м, частота вращения ведомого вала $n_2 = 46$ мин⁻¹, передаточное отношение $i = 2,5$, расположение линии центров передачи вертикальное, передача открытая, работает в непыльном помещении в две смены, регулируется автоматически, цепь роликовая. Смазка периодическая. Режим работы – постоянный, двухсменный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

8 Проектирование валов и осей

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 Как влияют на прочность вала шпоночные пазы и галтели?
- 6 Из каких материалов изготавливают валы?

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить суммарные реакции подшипниковых опор A и B вала, схема которого показана на рисунке 4. 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.

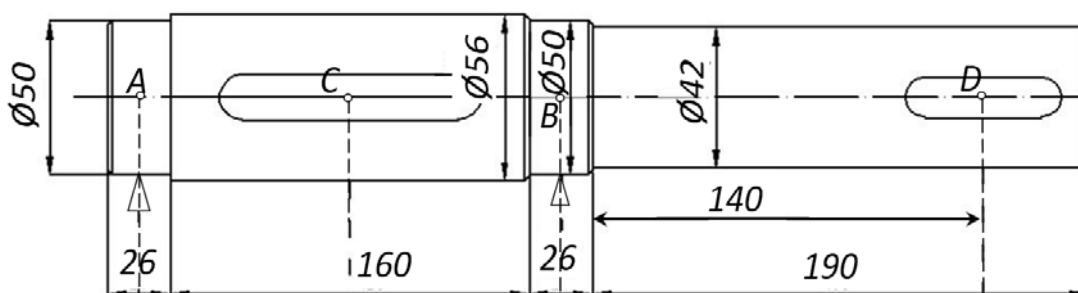


Рисунок 4 – Схема вала к задаче 1

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

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 $M_u = 800 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Диаметр вала в этом сечении $d_n = 60 \text{ мм}$. На валу установлено червячное зубчатое колесо (модуль $m = 4 \text{ мм}$, число зубьев $z = 40$). Известно окружное усилие на колесе $F_{t2} = 1200 \text{ Н}$.

Задача 4. Определить реакции опор выходного вала редуктора, схема которого показана на рисунке 5, и построить эпюры изгибающих и вращающего моментов. На валу действует вращающий момент $T = 560 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаваемый на коническую шестерню открытой прямозубой конической передачи с передаточным числом $u = 2$, средним модулем $m_m = 3 \text{ мм}$ и числом зубьев $z = 29$. Прямозубое цилиндрическое колесо тихоходной передачи редуктора имеет модуль $m = 2,5 \text{ мм}$ и число зубьев $z = 72$.

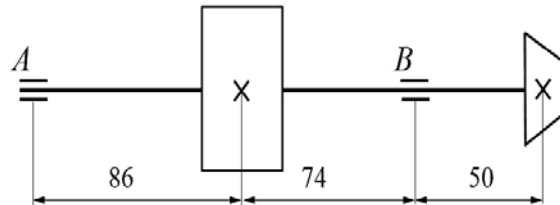


Рисунок 5 – Схема вала к задаче 4

9 Подбор и расчет подшипников качения

Контрольные вопросы

1 Для чего предназначены подшипники? Какие они бывают по виду трения?

2 В чем преимущества и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?

3 Из каких основных элементов состоит радиальный подшипник качения? Для чего нужен сепаратор?

4 Как классифицируются подшипники качения?

5 На какие типы подразделяются подшипники качения по воспринимаемой нагрузке? Какую нагрузку воспринимает радиально-упорный подшипник? Упорный?

6 Обоснуйте выбор подшипников приводных валов.

7 Как подбирают подшипники (по каким параметрам)? Какие параметры определяют при проверочном расчете подобранного подшипника?

8 Назовите основные принципы маркировки подшипников.

Задачи для самостоятельного решения

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

Задача 2. Проверить, обеспечена ли *динамическая грузоподъемность* радиального подшипника 209 с реакциями опор $R_A = 8200$ Н, $R_B = 9400$ Н. Частота вращения вала $n = 200$ мин⁻¹. Заданный ресурс привода – 5 лет, режим работы пятидневный, двухсменный, режим нагружения – средний равновероятный. Нагрузка спокойная, без толчков, рабочая температура подшипника не выше 95 °С.

Задача 3. 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*.

Задача 4. Подобрать конические роликоподшипники средней серии для вала-шестерни конической зубчатой передачи, схема которого приведена на рисунке 6. Диаметр вала под подшипники 40 мм. На вал действует осевая сила от зубчатого зацепления $F_a = 2132$ Н. Подшипники установлены по схеме «X», радиальные реакции составляют: $R_A = 8290$ Н, $R_B = 8290$ Н. Проверить подшипники *по динамической грузоподъемности*. Режим нагружения – легкий. Нагрузка спокойная, без толчков, рабочая температура подшипника не выше 90 °С. Ресурс подшипника $L = 25$ млн оборотов.

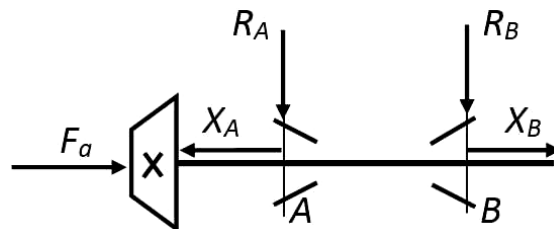


Рисунок 6 – Схема к задаче 4

10 Проектирование сварных 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 Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
- 6 От чего зависят допускаемые напряжения для сварных швов?
- 7 Назовите виды контактной сварки.

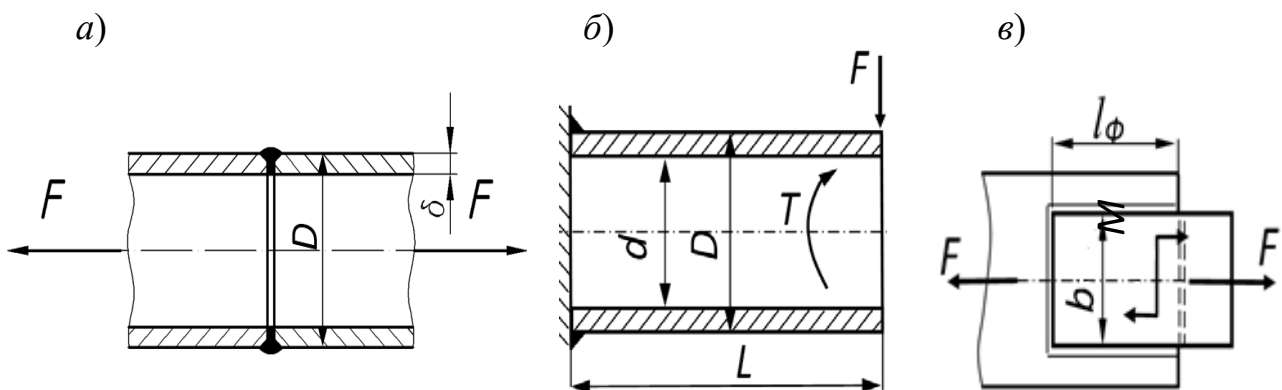
Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать сварное соединение металлического кронштейна, представляющего собой стыковое соединение двух труб (рисунок 7, а) с наружным диаметром $D = 114$ мм и находящегося под действием осевой растягивающей нагрузки $F = 200$ кН. Материал труб – сталь Ст3. 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 7, 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. Определить максимально допустимое значение внутреннего диаметра трубы d (см. рисунок 7, б), приваренной стыковым швом к вертикальной пластине. Наружный диаметр трубы $D = 140$ мм. Труба нагружена растягивающей осевой силой $F_a = 4200$ Н (на рисунке 7, б не показана). Значения крутящего момента T и изгибающей силы F принять равными нулю. Сварка ручная дуговая электродом Э50, материал соединяемых деталей – сталь 35.

Задача 4. Рассчитать сварное соединение двух деталей (рисунок 7, в) из листовой стали Ст3 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.



а – к задаче 1; б – к задачам 2 и 3; в – к задаче 4

Рисунок 7 – Расчетные схемы к задачам

11 Проектирование прессовых соединений (соединений с натягом)

Контрольные вопросы

- 1 Что называют натягом?
- 2 Каковы преимущества и недостатки прессовых соединений?
- 3 Назовите способы сборки прессовых соединений.
- 4 Запишите условие прочности соединения с натягом.
- 5 Что является практической задачей расчета прессового соединения?
- 6 Назовите способы повышения сопротивления усталости соединений с натягом.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение бронзового венца червячного колеса со ступицей. Колесо нагружено моментом $T = 620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и осевой силой $F_a = 553,6 \text{ Н}$. Диаметр соединения $d = 260 \text{ мм}$, диаметр отверстия в ступице принимаем $d_1 = 64 \text{ мм}$, модуль $m = 10 \text{ мм}$, число зубьев $z = 32$, длина соединения равна ширине зубчатого венца $b_w = 70 \text{ мм}$. Ступица изготовлена из стали 45 ($\sigma_{T1} = 320 \text{ МПа}$), венец – из бронзы БрО10Ф1 ($\sigma_{T2} = 120 \text{ МПа}$). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6,3 \text{ мкм}$ (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 2. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение косозубого зубчатого колеса с валом. Соединение нагружено моментом $T = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Диаметр делительной окружности колеса $d_k = 80 \text{ мм}$. Определить осевую силу с учетом того, что угол наклона зубьев $\beta = 16^\circ$. Диаметр соединения $d = 50 \text{ мм}$, вал сплошной ($d_1 = 0 \text{ мм}$), длина посадочной поверхности $l = 40 \text{ мм}$. Колесо изготовлено из стали 20Х с цементацией до твердости поверхности 56...63 НРС ($\sigma_{T1} = 400 \text{ МПа}$), вал – из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 200...230 НВ ($\sigma_{T2} = 450 \text{ МПа}$). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 3,2 \text{ мкм}$ (тонкое растачивание), сборка осуществляется охлаждением вала. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 3. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение втулки со стержнем [1, рисунок 11.2, в]. Соединение нагружено силой $F = 2000 \text{ Н}$, приложенной на расстоянии $L = 0,5 \text{ м}$ от центра втулки. Диаметр соединения $d = 40 \text{ мм}$, стержень сплошной ($d_1 = 0 \text{ мм}$), длина посадочной поверхности $l = 60 \text{ мм}$. Стержень и втулка изготовлены из нормализованной стали 45 с твердостью соединяемых поверхностей 180...200 НВ ($\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 340 \text{ МПа}$). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6,3 \text{ мкм}$ (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура соединения равна комнатной ($20 \text{ }^\circ\text{C}$).

Задача 4. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение прямозубого зубчатого колеса с валом. Предусмотреть поле допуска на диаметр отверстия $H8$. Соединение нагружено моментом $T = 38 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Число зубьев колеса $z = 30$, модуль $m = 2 \text{ мм}$. Колесо имеет постоянную ширину в сечении, проходящем через ось вращения. Диаметр соединения $d = 30 \text{ мм}$, вал имеет центральное отверстие ($d_1 = 20 \text{ мм}$), длина посадочной поверхности $l = 40 \text{ мм}$. Колесо и вал изготовлены из стали 45 с улучшением до твердости поверхности $240 \dots 260 \text{ НВ}$ ($\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 550 \text{ МПа}$), вал – из стали 45 с улучшением до твердости поверхности $200 \dots 220 \text{ НВ}$ ($\sigma_{T2} = 450 \text{ МПа}$). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{a1} = R_{a2} = 1,25 \text{ мкм}$ (тонкое растачивание), сборка осуществляется нагревом втулки. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

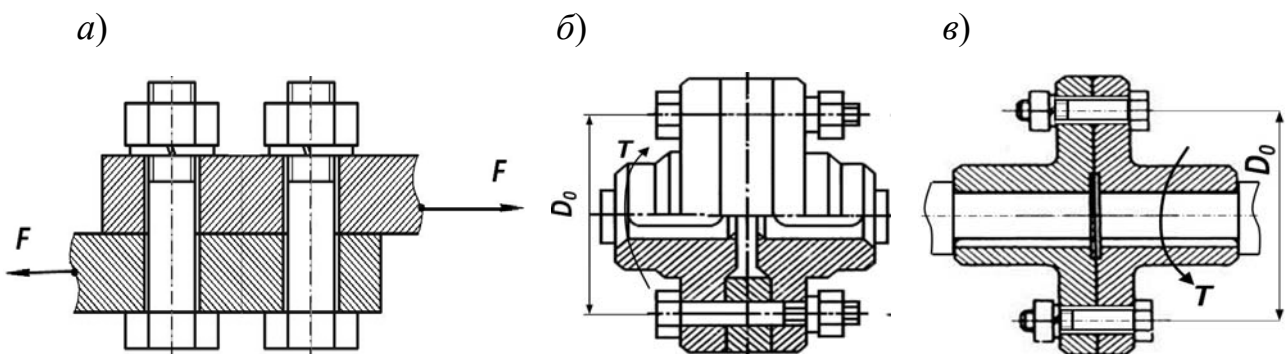
12 Проектирование резьбовых соединений

Контрольные вопросы

- 1 Назовите виды резьб и резьбовых соединений.
- 2 Назовите основные геометрические параметры метрических резьб.
- 3 По каким напряжениям рассчитывают резьбу? Какие напряжения являются главными для крепежных и ходовых резьб?
- 4 По какому условию определяют высоту стандартной гайки, чему она равна?
- 5 Как рассчитывают болты, поставленные с зазором и без зазора, если внешняя сила сдвигает детали в стыке? Напишите условия прочности для обоих случаев.
- 6 От чего зависит коэффициент внешней нагрузки?
- 7 Запишите формулу для определения КПД винтовой пары и сформулируйте условие самоторможения винтовой пары.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать болты из стали 45, установленные с зазором в соединении, показанном на рисунке 8, *а*. Предположить, что нагрузка распределяется между двумя болтами равномерно. Сдвигающая сила $F = 800 \text{ Н}$, коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$. Определить КПД резьбы.



а – к задаче 1; *б* – к задаче 3; *в* – к задаче 4

Рисунок 8 – Расчетные схемы к задачам

Задача 2. 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 3. Рассчитать болты фланцевой муфты (рисунок 8, 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 Ст5.

Задача 4. Рассчитать болты фланцевой муфты (рисунок 8, в), передающей вращающий момент $T = 60$ Н·м. Число болтов – 8, диаметр окружности расположения осей болтов $D_0 = 240$ мм. Материал болтов – сталь 45. Болты установлены с зазором. Коэффициент трения между торцами полумуфт $f = 0,2$.

Задача 5. 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 $f = 0,18$.

13 Проектирование шпоночных и шлицевых (зубчатых) соединений

Контрольные вопросы

- 1 Для чего предназначены шпоночные и шлицевые соединения?
- 2 Назовите виды шпоночных соединений.
- 3 Какие бывают виды шпонок?
- 4 Какой вид нагружения испытывают тангенциальные шпонки?
- 5 По каким напряжениям рассчитывают призматические шпонки? Какие из них являются основными?
- 6 Назовите виды шлицевых соединений и способы их центрирования.
- 7 Сравните шпоночные и шлицевые соединения, отметив их преимущества и недостатки.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать минимальную длину призматической шпонки из улучшенной стали 45, крепящей прямозубое зубчатое колесо на валу диаметром 24 мм, если окружное усилие на колесе $F_t = 920$ Н, модуль $m = 2$ мм, число зубьев колеса $z = 30$. Шпонка установлена по переходной посадке.

Задача 2. Установить, будет ли работоспособным шпоночное соединение, крепящее звездочку цепной передачи на валу диаметром 36 мм, при действии

окружного усилия на валу $F_t = 1,6$ кН. Шаг цепи составляет 80 мм, число зубьев звездочки – 8, а ширина ее ступицы равна 68 мм. Шпонка изготовлена из стали 35Х без термообработки и установлена по посадке с натягом.

Задача 3. Подобрать неподвижное шлицевое соединение с прямобочными шлицами для вала диаметром 46 мм для передачи мощности $P = 0,9$ кВт. Вал вращается с частотой $n = 220$ мин⁻¹. Определить напряжения смятия (использовать упрощенный расчет по обобщенному критерию). Материал вала – сталь 40Х, твердость поверхности 46 НРС, длина шлицев равна 60 мм.

Задача 4. Рассчитать прямобочное шлицевое соединение длиной 64 мм для карданного вала диаметром 56 мм и с тяжелыми условиями работы для передачи вращающего момента $T = 200$ Н·м. Материал вала – сталь 40Х, твердость поверхности 50 НРС. Определить, выдержит ли данную нагрузку призматическая шпонка (улучшенная сталь 45), установленная по переходной посадке.

14 Проектирование передач «винт – гайка»

Контрольные вопросы

- 1 Для чего предназначены передачи «винт – гайка»?
- 2 Назовите области применения передач «винт – гайка».
- 3 На какие типы подразделяются передачи по виду трения?
- 4 В чем преимущества и недостатки передач «винт – гайка» скольжения?
- 5 На какие типы подразделяются ходовые резьбы в зависимости от профиля?
- 6 Из каких материалов изготавливают винты и гайки для передач скольжения?
- 7 Из каких элементов состоит передача «винт – гайка» качения?
- 8 Как производится расчет на прочность передач «винт – гайка» скольжения и качения? По каким критериям?

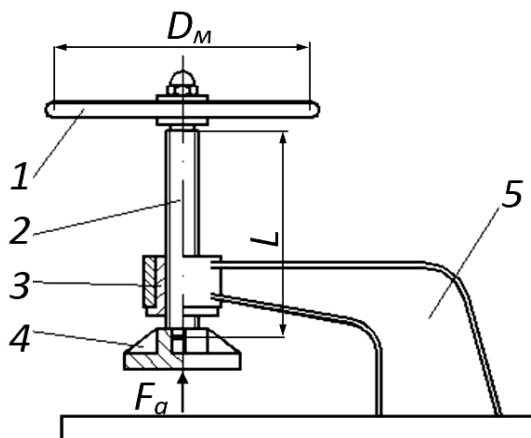
Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать передачу «винт – гайка» в приводе винтового домкрата. Максимальная масса поднимаемого груза 2,5 т. Материал винта – сталь 40Х с улучшением до 240 НВ, гайка изготовлена из оловянной бронзы БрО10Ф1, резьба упорная. Длина винта $L = 300$ мм. Способ закрепления – в двух опорах.

Задача 2. Определить КПД двухзаходной трапецеидальной резьбы для привода винтового домкрата. Винт длиной 400 мм не вращается, закреплен в корпусе вертикально на двух опорах. Поднятие груза массой 1500 кг производится поворотом гайки с помощью рычага. Гайка изготовлена из безоловянной бронзы БрА9Ж4, винт – из стали 45 с нормализацией до твердости поверхности 200 НВ.

Задача 3. Определить силу, которую нужно приложить к маховику диаметром $D_m = 400$ мм, чтобы обеспечить усилие прижатия $F_a = 3000$ Н винтового

пресса с упорной резьбой (рисунок 9). Материал винта – сталь 45, материал гайки – чугун СЧ15. Длина винта $L = 320$ мм.



1 – маховик; 2 – винт; 3 – гайка; 4 – пята; 5 – стойка

Рисунок 9 – Схема к задаче 3

Задача 4. Рассчитать передачу «винт – гайка» скольжения с трапецеидальной резьбой. Винт, изготовленный из стали Ст5, длиной 0,6 м расположен горизонтально в приводе станка и вращается в двух подшипниках качения. По винту перемещается гайка (с кареткой) со скоростью $v = 20$ мм/с. Осевая сила полезного сопротивления, преодолеваемая гайкой, составляет 3000 Н. Гайка изготовлена из чугуна СЧ20. Определить необходимую частоту вращения винта.

15 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.

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.

16 Индивидуальные задания

Задание 1. Энерго-кинематический расчет привода

Для заданной схемы привода выполняется завершающая стадия функционального проектирования (кинематический расчет). По заданной схеме подбирается электродвигатель и определяются мощности, моменты, угловые скорости и частоты вращения валов. Результаты расчетов сводятся в таблицу.

Задание 2. Проектирование передач редуктора

По результатам, полученным в задании 1, выполняются проектный и проверочный расчеты тихоходной передачи редуктора. Результаты расчетов сводятся в таблицу. Для червячного редуктора также необходимо провести тепловой расчет.

Задание 3. Проектирование валов и подбор подшипников

По исходным данным выполненного задания 2 в задании 3 выполняются проектный и проверочный расчеты вала, подбираются и проверяются по статической и динамической грузоподъемности подшипники качения и выполняется рабочий чертеж вала.

Каждое задание необходимо защитить, ответив на вопросы преподавателя о ходе выполнения задания и теоретической составляющей данной темы. Каждое задание оформляется отдельным отчетом с титульным листом, пример оформления которого представлен в приложении А. Отчет должен в обязательном порядке содержать расчетную схему, выданную преподавателем. С примером выполнения расчетной части заданий можно ознакомиться в [1].

Список литературы

1 **Лустенков, М. Е.** Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с.: ил.

2 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для академ. бакалавриата / М. Н. Иванов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2016. – 408 с.

3 Проектирование механических передач: учебное пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – 7-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2013. – 536 с.

Приложение А (справочное)

Пример оформления титульного листа индивидуального задания

Министерство образования Республики Беларусь
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ
по дисциплине «Детали машин»
по теме « _____ »
(название темы)

Выполнил студент гр. _____
(краткое наименование и номер группы)

(ФИО студента)

Проверил преподаватель

(ФИО преподавателя)