



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»
(БГТУ)

Политехнический колледж (ПК БГТУ)

УТВЕРЖДАЮ

Ректор ФГБОУ ВО

"БГТУ"

О.Н. Федонин

«28» мая 2024 г.

Методические рекомендации
по выполнению практических занятий и лабораторных работ
учебной дисциплины
ОПЦ.02 Техническая механика

Специальность:	15.02.16 «Технология машиностроения»
Уровень образования выпускника:	среднее профессиональное образование (СПО)
Программа подготовки специалиста среднего звена (ППССЗ):	базовая
Присваиваемая квалификация:	Техник
Форма обучения:	очная
Срок получения СПО по ППССЗ:	3 года 10 месяцев
Уровень образования, необходимый для приема на обучение по ППССЗ:	основное общее образование
Год приема на обучение на 1-й курс:	2024

Брянск 2024

Методические рекомендации по выполнению практических занятий и лабораторных работ учебной дисциплины ОПЦ. 02 Техническая механика (далее — РП) для специальности 15.02.16 «Технология машиностроения»

Разработал

– преподаватель ПК БГТУ

В. А. Сиротина

РП рассмотрена и одобрена на заседании предметно-цикловой комиссии «Технология машиностроения» ПК БГТУ (далее — ПЦК)

от «28» мая 2024 г., протокол № 7

Председатель ПЦК

Л.М.Курашова

Согласовано:

Заместитель директора ПК БГТУ
по учебной работе

Л.А.Лазарева

© В. А. Сиротина

© ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет»

Содержание

Введение.....	4
Оформление отчета студента.....	9
Схема отчета.....	11
1. Практическое занятие № 1	
«Аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил».....	12
2. Практическое занятие № 2	
«Определение реакции опор балочной системы».....	27
3. Практическое занятие № 3	
«Растяжение и сжатие: расчеты бруса на прочность и жесткость».....	38
4. Практическое занятие № 4	
«Кручение: расчёты на прочность и жесткость».....	47
5. Практическое занятие № 5	
«Изгиб: расчёты на прочность. Выбор рациональных сечений».....	54
6. Практическое занятие № 6	
«Кинематические и силовые соотношения в передачах»	63
7. Практическое занятие № 7	
«Расчет косозубой передачи».....	71
8. Практическое занятие № 8	
«Расчет ременной передачи».....	85
9. Практическое занятие № 9	
«Расчет цепной передачи».....	92
10. Лабораторная работа №1	
«Определение координат центра тяжести плоской пластины».....	101
Приложения.....	107
Список литературы.....	136

Введение

Методические рекомендации по выполнению практических занятий составлены в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом, рабочим учебным планом, рабочей программой и календарно-тематическим планом учебной дисциплины ОП.03 «Техническая механика» по специальности 15.02.08 «Технология машиностроения», (базовая подготовка).

Практические занятия относятся к основным видам учебных занятий и составляют важную часть практической подготовки будущих специалистов.

В результате усвоения учебной дисциплины обучающийся должен **знать:**

- основы технической механики;
- виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики;
- методику расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
- основы расчетов механических передач и простейших сборочных единиц общего назначения.

уметь:

- производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;
- читать кинематические схемы;
- определять напряжения в конструкционных элементах.

В процессе освоения дисциплины у студентов должны сформироваться общие компетенции (ОК):

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), за результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ОК 9. Ориентироваться в условиях частой смены технологии в профессиональной деятельности.

Специалист по технологии машиностроения должен обладать профессиональными компетенциями (ПК), соответствующим основным видам профессиональной деятельности.

ПК 1.1. Использовать конструкторскую документацию при разработке технологических процессов изготовления деталей.

ПК 1.2. Выбирать метод получения заготовок и схемы их базирования.

ПК 1.3. Составлять маршруты изготовления деталей и проектировать технологические операции.

ПК 1.4. Разрабатывать и внедрять управляющие программы обработки деталей.

ПК 1.5. Использовать системы автоматического проектирования технологических процессов обработки деталей.

ПК 2.1. Планировать и организовывать работу структурного подразделения.

ПК 2.2. Руководить работой структурного подразделения.

ПК 2.3. Анализировать процесс и результаты деятельности подразделения.

ПК 3.1. Обеспечивать реализацию технологического процесса по изготовлению деталей.

ПК 3.2. Производить контроль соответствия качества деталей требованиям технической документации.

Главными задачами изучения курса «Техническая механика» является изучение основных законов и теорем механики, а также развитие у студентов умения применять их к решению практических задач. Следует иметь в виду, что для понимания теорем и выводов технической механики необходимы сведения из математики, физики, высшей математики (аналитическая геометрия, дифференциальное и интегральное исчисление). Недостаточные знания этих дисциплин могут привести к сложностям при изучении механики и трудностям при решении практических задач.

Ведущей дидактической целью предлагаемых практических занятий является закрепление теоретических знаний по дисциплине и привитие практических умений, способствующих формированию общих и профессиональных компетенций, необходимых в последующей профессиональной деятельности выпускника.

В соответствии с ведущей дидактической целью содержанием практических занятий являются: решение практических задач, анализ полученного решения, сравнения методов решения, определение границ их применения, работа с Интернет-ресурсами, составление простейших программ с использованием ПК, проведение простейших исследовательских работ. Причем, лабораторные работы и практические занятия реализуются в форме практической подготовки и предусматривают участие обучающихся в выполнении отдельных элементов работ, связанных с будущей профессиональной деятельностью.

Задачи выполнения практических занятий:

- обобщение, систематизация, углубление, закрепление полученных теоретических знаний по конкретным темам дисциплины;
- формирование умений применять полученные знания на практике, реализацию единства интеллектуальной и практической деятельности;
- развитие интеллектуальных умений у будущих специалистов: аналитических, проектировочных, конструктивных и др.;
- совершенствование умений и навыков самостоятельной работы с научной, справочной, методической литературой, Интернет-ресурсами и другой информацией, необходимой для повышения эффективности профессиональной деятельности, профессионального самообразования и саморазвития;
- формирование творческого подхода к составлению алгоритмов решения математических задач;
- формирование у студентов навыков исследовательской деятельности;
- выработка при решении поставленных задач таких профессионально значимых качеств, как самостоятельность, коммуникабельность, мобильность, конкурентоспособность, ответственность, точность, творческая инициатива.

В методических рекомендациях представлены 5 тем практических занятий, которые включают цели, средства обучения, содержание, алгоритм выполнения, методические указания к их выполнению, контрольные вопросы,

список рекомендуемой литературы, критерии оценивания работы студентов на практических занятиях, контроль и оценка результатов выполнения практических занятий по дисциплине.

Предлагаемые практические занятия носят репродуктивный, частично-поисковый и поисковый характер. Формами организации студентов на практических занятиях являются: фронтальная, групповая и индивидуальная.

При самостоятельной подготовке студентов к практическим занятиям предусматривается изучение рекомендуемой литературы.

В ходе практических занятий студенты в тетрадях для выполнения практических работ записывают задания, решают предложенные задания и проводят анализ их решения.

Общие методические указания по выполнению практических занятий

При самостоятельной подготовке к практическим занятиям необходимо составить план работы, повторить лекционный материал, при необходимости подобрать дополнительную литературу

Для практических занятий студенту необходимо завести тетрадь, где на первой странице указываются фамилия, инициалы студента, название изучаемой дисциплины, вариант, на второй указывается перечень выполняемых заданий. Оформлять выполненные задания следует аккуратно, не нарушая логики решения задания.

В ходе практических занятий студенты в тетрадях для выполнения практических работ записывают задания, выполняют их в соответствии с целями, предложенными алгоритмом и критериями, заносят данные о выполнении, результаты выполненной работы и их анализ. Затем все это переносится на листы стандартного формата А4.

Оценки за выполнение практических занятий выставляются по пятибалльной системе и учитываются как показатели текущей успеваемости студентов.

Критерии оценивания работы обучающихся на практическом занятии:

1. Оценка «отлично» ставится, если обучающийся:
 - самостоятельно и правильно выполнил все задания;
 - правильно, с обоснованием сделал выводы по выполненной работе;
 - правильно и доказательно ответил на все контрольные вопросы.
2. Оценка «хорошо» ставится в том случае, если:
 - правильно выполнил все задания;
 - сделал выводы по выполненной работе;
 - правильно ответил на все контрольные вопросы.

3. Оценка «удовлетворительно» ставится, если обучающийся:

- правильно выполнил задание, возможно кроме одного;
- сделал поверхностные выводы по выполненной работе;
- ответил не на все контрольные вопросы.

4. Оценка «неудовлетворительно» ставится, если обучающийся:

- неправильно выполнил задания;
- не сделал или сделал неправильные выводы по работе;
- не ответил на контрольные вопросы.

Требования к результатам выполнения практических занятий по дисциплине
ОП.03 «Техническая механика»

В процессе подготовки и выполнения практических занятий, обучающиеся должны овладеть следующими умениями:

- выполнять расчеты на прочность, жесткость, устойчивость элементов конструкций;
 - определять аналитическим способом усилия в стержнях, опорные реакции балок;
 - строить эпюры нормальных напряжений, изгибающих моментов и др.;
- знаниями:
- законы механики деформируемого твердого тела, виды деформаций, основные расчеты;
 - определение направления реакций, связи;
 - определение момента силы относительно точки, его свойства;
 - типы нагрузок и виды опор балок;
 - моменты инерций простых сечений элементов и др.

Перечень практических занятий

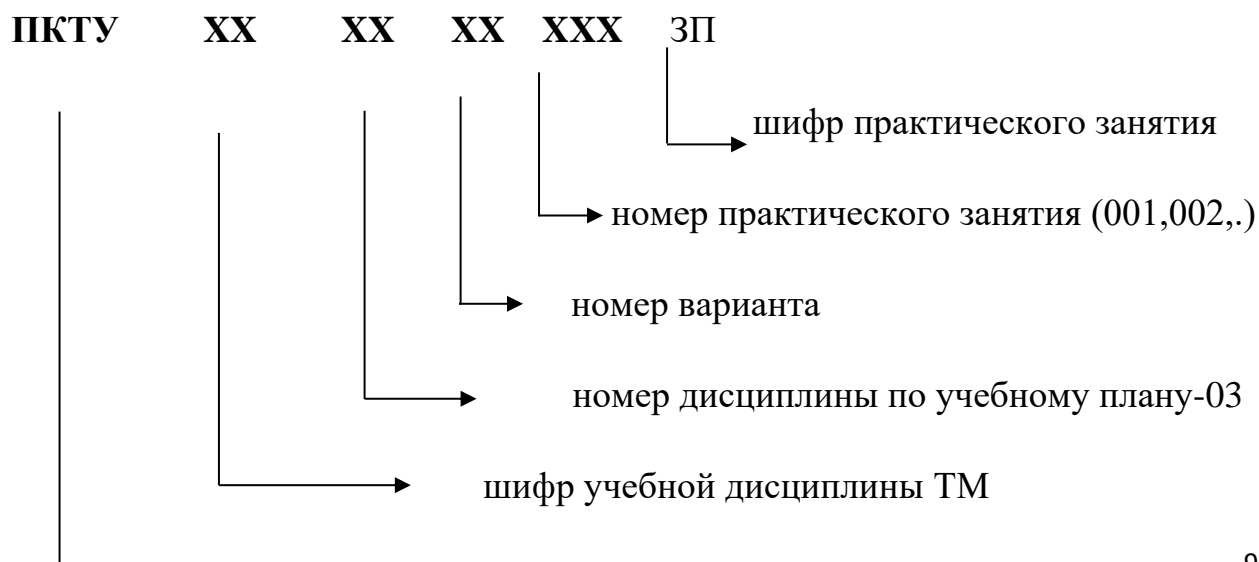
Таблица 1

№ занятия	Тема	Количество часов
1	Аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил	8
2	Определение реакции опор балочной системы	8
3	Растяжение и сжатие: расчеты бруса на прочность и жесткость	8
4	Кручение: расчёты на прочность и жесткость	2
5	Изгиб: расчёты на прочность. Выбор рациональных сечений	4
6	Кинематические и силовые соотношения в передачах	4
7	Расчет косозубой передачи	6

8	Расчет ременной передачи	2
9	Расчет цепной передачи	2
10	Определение координат центра тяжести плоской пластины	6
Всего		50

Оформление отчёта студента и требования к оформлению отчета

- После выполнения практического занятия студент составляет отчет, который оформляется в соответствии с ГОСТ 2.105-95 «Общие требования к текстовым документам», на листах стандартного формата А4 (297x210) с основной надписью с соблюдением правил орфографии;
- Первый и последующий листы имеют рамку и основную подпись согласно ГОСТ 2.104-68 рис.1, 2;
- Отчет пишется чернилами или пастой черного или синего цвета. Текст должен быть написан чётким, понятным подчерком. Схемы, эскизы, таблицы выполняются карандашом с помощью чертежных инструментов;
- Разрешается двухстороннее заполнение листов отчета;
- Каждый отчёт обозначается следующим образом (см. схему ниже);
- Если практических занятий более 3-х, то все отчёты, подписанные преподавателем, хранятся у студента. При завершении изучения учебной дисциплины отчеты складываются по порядку и брошюруются;



- j) При использовании литературных, справочных материалов необходимо делать ссылку с указанием страниц, номеров, таблиц. Например: [2, с.13] или [2, табл. 15], где цифра 2- номер литературы в перечне использованной литературы, приводимой в конце отчёта
- p) Отчеты по практическим занятиям складывают по порядку и брошюруют
- q) По результатам каждой работы проводится дифференцированный зачёт;
- r) Титульный лист оформляется в соответствии с приложением №
- s) Невыполнение какого-либо из приведенных выше требований является основанием для того, чтобы работа не была зачтена;
- t) При небрежном выполнении рисунков (например, чернилами от руки) или отсутствии необходимых пояснений к решению задач работа будет возвращена без рассмотрения;
- u) В том случае, когда задания выполнены студентом не по своему варианту или самостоятельно и недобросовестно, ему будет предложено индивидуальное задание.

Схема отчета

- a) Номер практического занятия (указывается в штампе, см. форму 2);
- b) Наименование практического занятия;
- c) Цель занятия;
- d) Материальное и документальное обеспечение;
- e) Задания (условие задачи и схема, на которой необходимо показать все заданные и искомые силы, выбранные оси координат);
- f) Решения предложенных заданий должны быть снабжены краткими пояснениями, и все вычисления проведены до конца;
В процессе решения задач необходимо первоначально составить формулы с буквенными значениями, а потом и с числовыми значениями; Все величины должны подставляться и вычисляться до третьей значащей цифры, что вполне обеспечивает необходимую точность технических расчетов;
- g) Проведение анализа проведенных расчетов
- h) Выводы и заключения

Практическое занятие № 1

Тема: Аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в определении равнодействующей сходящихся сил аналитическим методом

Продолжительность – 8 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 Брадис В.М. «Четырехзначные математические таблицы», М., 1968
- 1.5 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

[1],с.28...34

3 Общие и теоретические положения по теме практического занятия

Величина проекции силы на ось равна произведению модуля этой силы на косинус угла между направлением силы и положительным направлением оси.

$$F_x = F * \cos \alpha$$

Определим величины и знаки проекций представленных на рисунке сил (в общем виде, рис. 1).

Проекция сил на ось X:

- 1) Сила F_1 параллельна оси и направлена в сторону положительного отсчета оси, т. е. $\alpha = 0$, а $\cos 0 = 1$. Поэтому

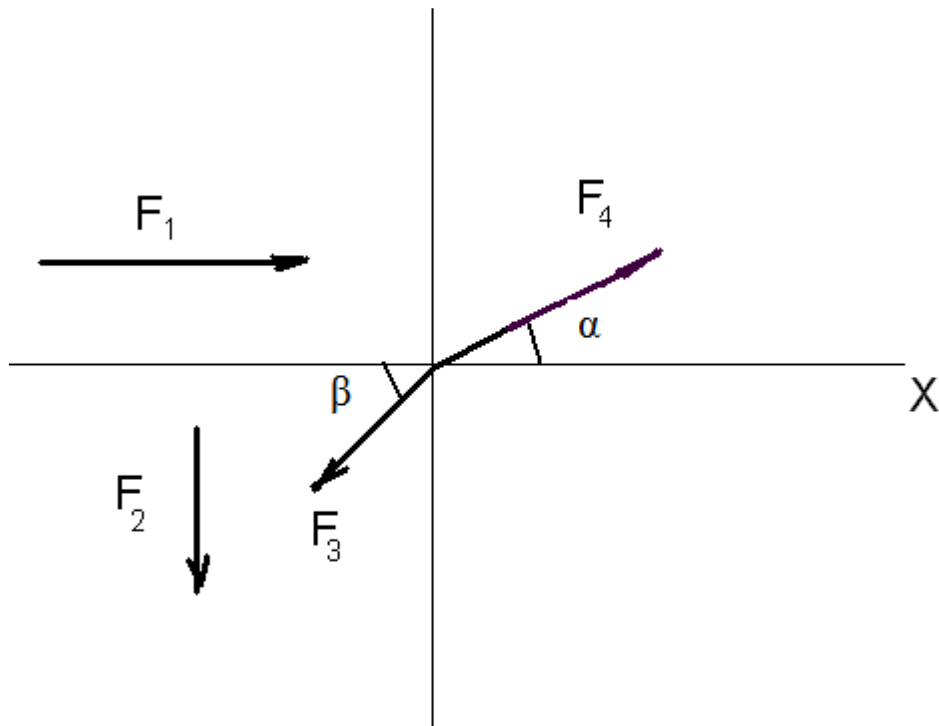
$$F_{1x} = F_1 * \cos 0 = F_1$$

- 2) Сила F_2 перпендикулярна оси x, т. е. угол $\alpha = 90^\circ$, тогда $\cos 90^\circ = 0$ и

$$F_{2x} = F_2 * \cos 90 = 0$$

- 3) Сила F_3 образует с положительным направлением оси угол α , который $\pi/2 < \alpha < \pi$. Следовательно,

$$F_{3x} = F_3 * \cos \alpha = F_3 * \cos (\pi - \beta) = - F_3 * \cos \beta$$



Итак, проекция F_{3x} отрицательна, если отсчет длины проекции от точки начала вектора к его концу, противоположен положительному направлению оси.

- 4) Сила F_4 образует с положительным направлением оси угол $\alpha < 90^\circ$ (острый угол) и направление ее совпадает с положительным направлением оси, тогда

$$F_{4x} = F_4 * \cos \alpha$$

Проекция сил на ось Y:

- Проекция силы $F_{1y} = 0$, т. к. сила F_1 перпендикулярна оси Y;
- Сила F_2 параллельна оси Y и направлена в сторону противоположную положительному отсчету оси, т. е. $\alpha = 0$, а $\cos 0 = 1$. Поэтому $F_{2y} = - F_2$;

- Проекция силы F_3 будет также отрицательна, т. к. направление ее не совпадает с положительным направлением оси Y и составит

$$F_{3y} = - F_3 * \sin \beta$$

- Проекция силы F_4

$$F_{4y} = F_4 * \sin \alpha$$

Спроецировав силы на оси координат, получим и проекции равнодействующей силы:

- Проекция равнодействующей системы сходящихся сил на каждую из осей координат равна алгебраической сумме проекций составляющих сил на ту же ось:

$$R_x = \sum F_x ;$$

$$R_y = \sum F_y.$$

- Модуль равнодействующей системы сходящихся сил равен корню квадратному из суммы квадратов ее проекций на две взаимно перпендикулярные оси:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \text{ или } R = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2}$$

- Направление равнодействующей определяется с помощью так называемых направляющих косинусов:

$$\cos \varphi_x = R_x / R$$

$$\cos \varphi_y = R_y / R$$

Причем, косинус угла, образуемого вектором равнодействующей с положительным направлением оси, равен отношению проекции равнодействующей на эту ось к модулю самой равнодействующей

Из выше приведенных выражений непосредственно вытекает условие равновесия плоской системы сходящихся сил в аналитической форме.

Условие равновесия плоской системы сходящихся сил:

Для равновесия плоской системы сходящихся сил необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил системы на каждую из двух осей координат были равны нулю, т. е..

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0, \text{ или}$$

$$R_x = 0; \text{ и } R_y = 0$$

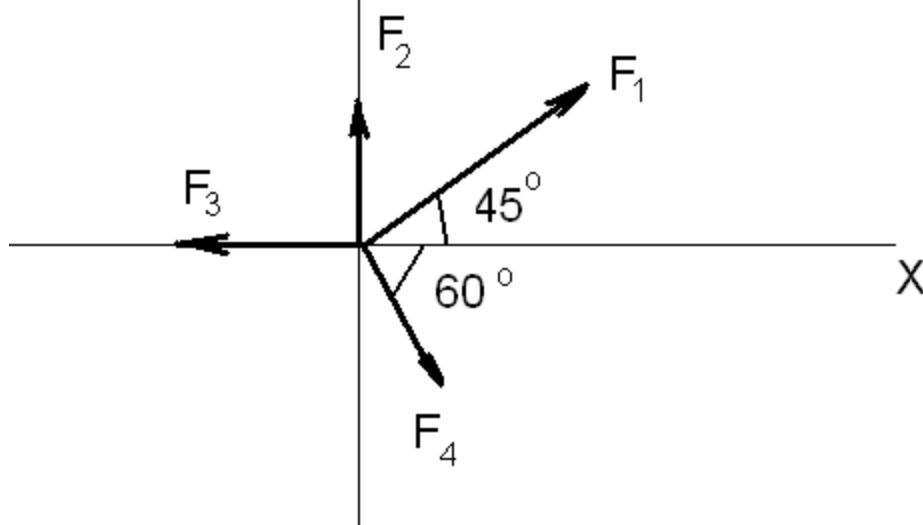
Задание № 1

Определите величину и направление равнодействующей плоской системы сходящихся сил аналитическим способом

Таблица № 1

варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_1, 5$ кН	5	8	10	20	10	12	9	11	18	4
$F_2, 12$ Н	12	10	14	10	12	5	5	15	10	20
$F_3, 10$ кН	10	5	6	9	8	10	12	5	15	7

F_4 , 11кН	11	14	7	4	15	20	10	9	6	15
-----------------	----	----	---	---	----	----	----	---	---	----



Задание №2.

Методические указания к решению задачи №2

Последовательность решения задачи:

- 1) освободить шарнир от связей и изобразить действующие на него активные силы и реакции отброшенных связей. Причем реакции стержней следует направить от шарнира, т. к. принято считать предположительно стержни растянутыми;
- 2) выбрать систему координат, совместив ее начало с точкой пересечения сил. Причем выбираем ось так, чтобы одна из осей (ось X или ось Y) совпадала с направлением какой-либо неизвестной силы.

- 3) составить уравнения равновесия, используя условия равновесия системы сходящихся сил на плоскости:

$$\Sigma F_x = 0; \Sigma F_y = 0,$$

- 4) проверить правильность полученных результатов по уравнению, которое не использовалось при решении задачи. Для этого нужно провести новую ось координат, например X^1 и заново составить уравнение равновесия, например,

$$\Sigma F_{x^1} = 0$$

Пример решения задачи

Пример 1. Определить реакции стержней, удерживающих грузы $F_1 = 70$ кН и $F_2 = 100$ кН (рис. 1,а). Массой стержней пренебречь.

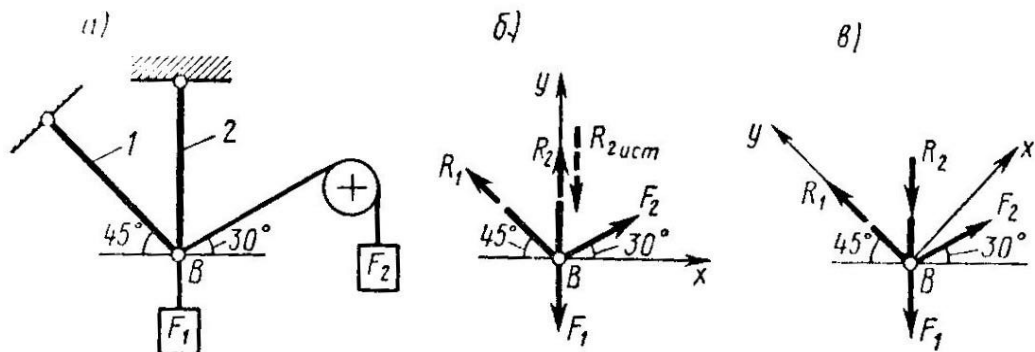


Рис. 1

Решение:

1. Рассматриваем равновесие шарнира В (рисунок 1, а).

2. Освобождаем шарнир В от связей и изображаем действующие на него активные силы и реакции связей (рисунок 1, б).

3. Выбираем систему координат, совместив ось у по направлению с реакцией R_2 (рисунок 1, б) и составляем уравнения равновесия для системы сил, действующих на шарнир В:

$$\sum F_{ix} = -R_1 \cdot \cos 45^\circ + F_2 \cdot \cos 30^\circ = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = R_1 \cdot \sin 45^\circ + R_2 + F_2 \cdot \sin 30^\circ - F_1 = 0 \quad (2)$$

4. Определяем реакции стержней R_1 и R_2 , решая уравнения (1), (2).

Из уравнения (1)

$$R_1 = \frac{F_2 \cdot \cos 30^\circ}{\cos 45^\circ} = \frac{100 \cdot 0,866}{0,707} = 122 \text{ кН}$$

Подставляя найденное значение R_1 в уравнение (2), получаем

$$R_2 = F_1 - F_2 \sin 30^\circ - R_1 \cdot \sin 45^\circ = 70 - 100 \cdot 0,5 - 122 \cdot 0,707 = -66,6 \text{ кН}$$

Знак минус перед значением R_2 указывает на то, что первоначально выбранное направление реакции неверное - следует направить реакцию R_2 в противоположную сторону, т. е. к шарниру В (на рисунке 1,б истинное направление реакции R_2 показано штриховым вектором).

5. Проверяем правильность полученных результатов, выбрав новое

расположение осей координат x и y (рис. 1,в). Относительно этих осей составляем уравнения равновесия:

$$\sum F_{ix} = -R_2 \cos 45^\circ + F_2 \cos 15^\circ - F_1 \cos 45^\circ = 0 \quad (3)$$

$$\sum F_{iy} = R_1 - F_1 \cos 45^\circ - R_2 \cos 45^\circ - F_2 \cos 75^\circ = 0 \quad (4)$$

Из уравнения (3) находим

$$R_2 = \frac{F_1 \cdot \cos 15^\circ - F_1 \cdot \cos 45^\circ}{\cos 45^\circ} = \frac{100 \cdot 0.965 - 70 \cdot 0.707}{0.707} = 66,6 \text{ кН}$$

Подставляя найденное значение R_2 в уравнении (4), получаем

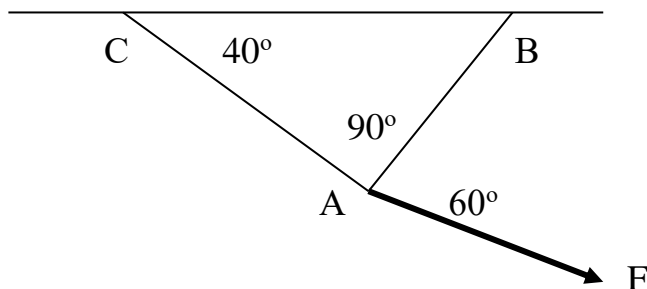
$$R_1 = F_1 \cdot \cos 45^\circ + R_2 \cdot \cos 45^\circ + F_2 \cdot \cos 75^\circ = 70 \cdot 0,707 + 66,6 \cdot 0,707 + 100 \cdot 0,258 = 122 \text{ кН}$$

Значения реакций R_1 и R_2 , полученные при решении уравнений (1) и (2), совпадают по величине и направлению со значениями, найденными из уравнений (3) и (4), следовательно, задача решена правильно. Следовательно, реакции связей найдены, верно.

Вариант №1

Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F , приложенной к узлу A, аналитическим методом

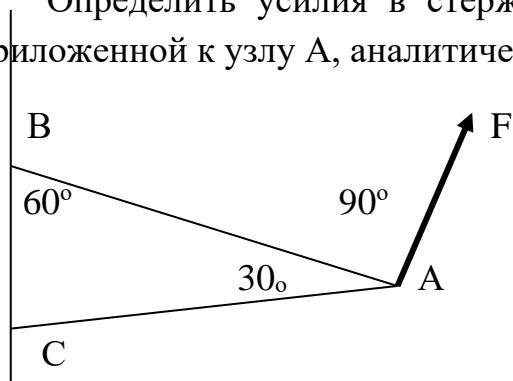
Дано: $F = 45 \text{ кН}$.



Вариант №2

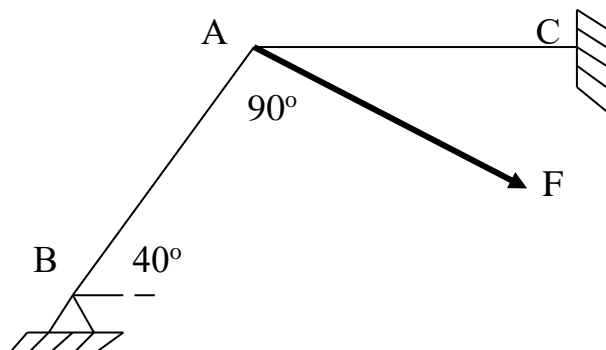
Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F , приложенной к узлу A, аналитическим и графическим методами

Дано: $F = 70 \text{ кН}$.



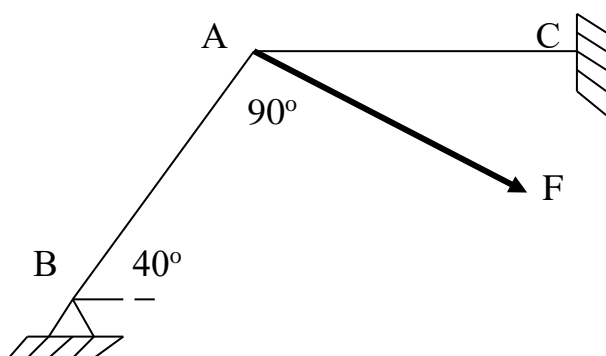
Вариант № 3

Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F, приложенной к узлу A, аналитическим методом
 Дано: $F = 40$ кН.



Вариант № 4

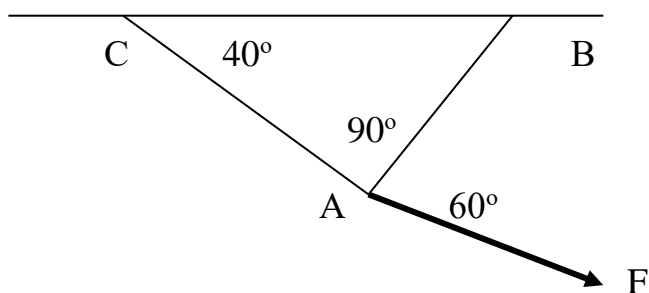
Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F, приложенной к узлу A, аналитическим методом
 Дано: $F = 60$ кН.



Вариант № 5

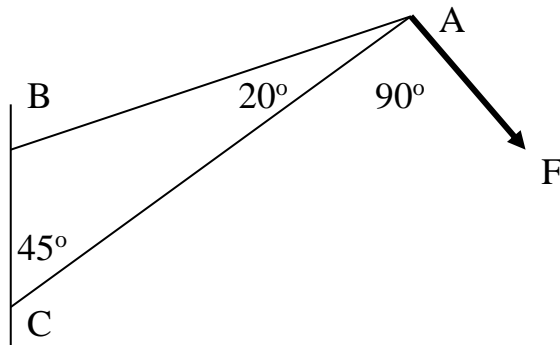
Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F, приложенной к узлу A, аналитическим и методом

Дано: $F = 55$ кН.



Вариант № 6

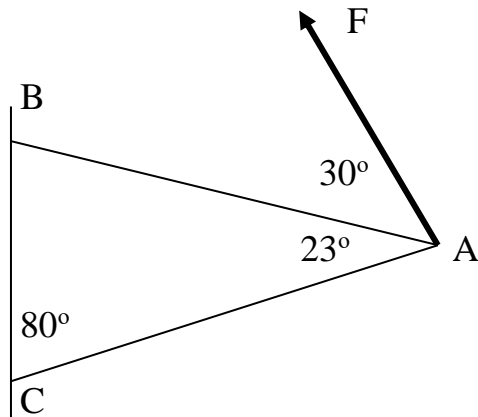
Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F, приложенной к узлу A, аналитическим методом
 Дано: $F = 95 \text{ кН}$.



Вариант № 7

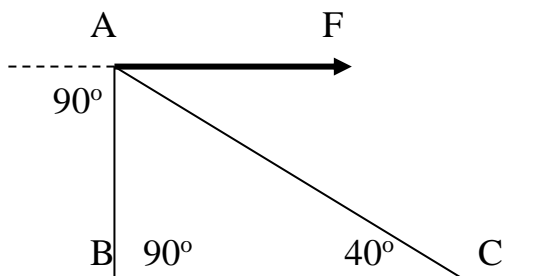
Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F, приложенной к узлу A, аналитическим методом

Дано: $F = 35 \text{ кН}$.



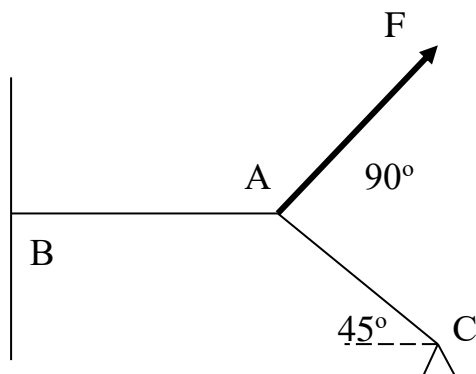
Вариант № 8

Определить усилия в стержнях AC и AB, возникающие от силы F, приложенной к узлу A, аналитическим методом
 Дано: $F = 25 \text{ кН}$.



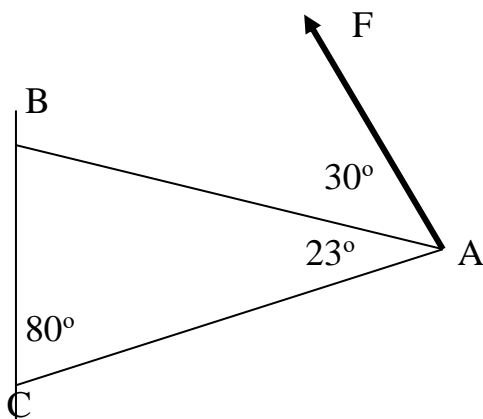
Вариант № 9

Определить усилия в стержнях АС и АВ, возникающие от силы F, приложенной к узлу А, аналитическим методом
 Дано: $F = 25 \text{ кН}$.



Вариант № 10

Определить усилия в стержнях АС и АВ, возникающие от силы F, приложенной к узлу А, аналитическим методом

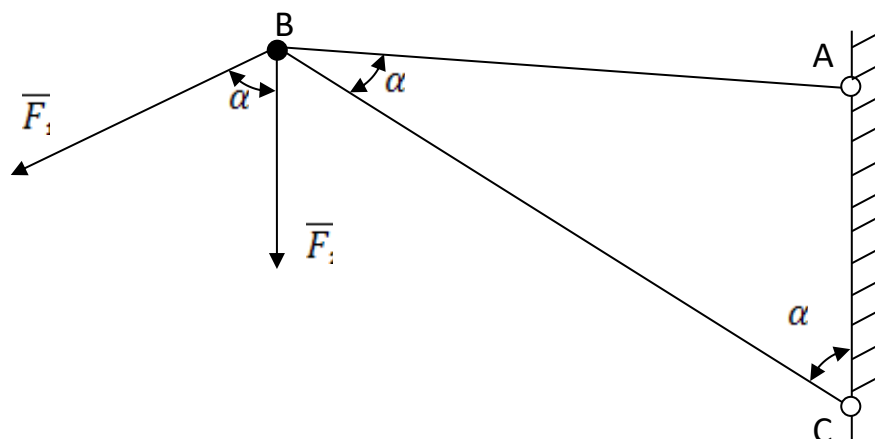


Дано: $F = 35 \text{ кН}$.

Задание № 3

Пример решения задачи

Определить усилия, возникающие в стержнях АВ и ВС данной стержневой системы, если $F_1 = 15 \text{ кН}$, $F_2 = 25 \text{ кН}$, $\alpha_1 = 30^\circ$, $\alpha_2 = 40^\circ$, $\alpha_3 = 60^\circ$.



Методические указания к решению задачи №3

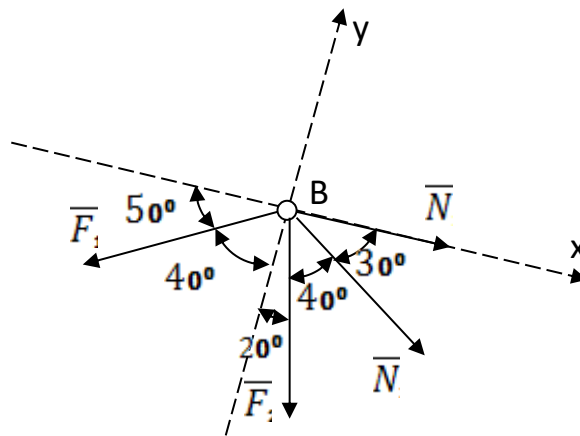
Последовательность решения задачи:

1) Аналитическое решение.

1.1.Рассматриваем равновесие узла В;

1.2.Отбрасываем связи, заменяя их усилиями в стержнях. Выполняем схему сил, считая все стержни растянутыми, т.е. направленными вдоль стержня от узла;

1.3.Проводим оси координат так, чтобы одна из осей прошла через одно из неизвестных усилий. Определяем углы между силами и осями.



1.4. Составим уравнения равновесия

$$\sum X_i = 0; N_1 + N_2 \cdot \cos 30^\circ + F_2 \cdot \cos 70^\circ - F_1 \cdot \cos 50^\circ = 0$$

$$\sum Y_i = 0; -N_2 \cos 60^\circ - F_2 \cdot \cos 20^\circ - F_1 \cdot \cos 40^\circ = 0$$

1.5. Решаем уравнение и находим усилия в стержнях.

- Из второго уравнения:

Стержень сжат:

$$N_2 = \frac{-F_2 \cdot \cos 20^\circ - F_1 \cdot \cos 40^\circ}{\cos 60^\circ} = \frac{-25 \cdot 0,940 - 15 \cdot 0,766}{0,5} = -69,98 \text{ kH}$$

Из первого уравнения:

Стержень растянут.

$$N_1 = -N_2 \cos 30^\circ - F_2 \cdot \cos 70^\circ + F_1 \cdot \cos 50^\circ = 69,98 - 25 \cdot 0,866 + 15 \cdot 0,643 == 57,98 \text{ кН.}$$

1.5. Проверить правильность полученных результатов по уравнению, которое не использовалось при решении задачи. Для этого нужно провести новую ось координат, например X^1 и заново составить уравнение равновесия, например,

$$\Sigma F_x^1 = 0$$

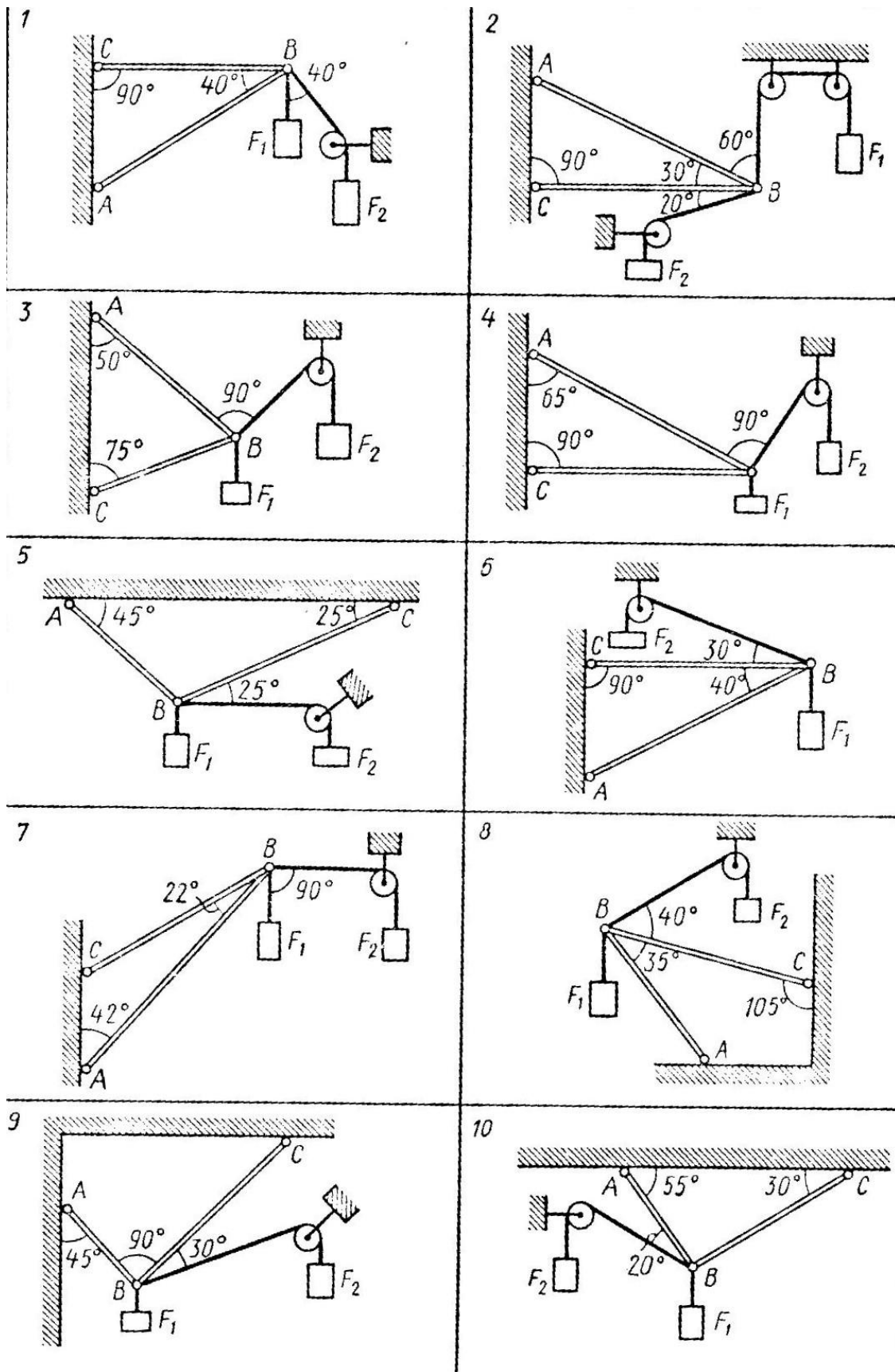
Задание №3

Определить реакции стержней, удерживающих грузы F_1 и F_2 . Массой стержней пренебречь. Схему своего варианта см. на рис. Числовые данные своего варианта взять из табл. 2

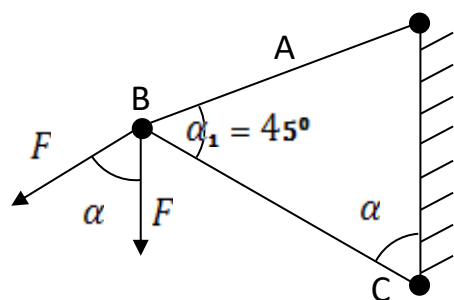
Таблица № 2 к заданию 3

№ схемы	Вариант	$F_1 (P_1)$, кН	$F_2 (P_2)$, кН	№ схемы	Вариант	$F_1 (P_1)$, кН	$F_1 (P_1)$ кН
1, 11	01	0,4	0,5	6, 16	21	0,8	0,6
	02	0,3	0,8		22	1,0	1,2
	03	0,6	0,4		23	0,7	0,9
	04	0,2	0,5		24	0,5	1,0
2, 12	05	0,5	0,8	7, 17	25	0,4	0,2
	06	0,8	0,4		26	0,9	0,5
	07	0,4	0,2		27	0,8	0,3
	08	1,2	0,8		28	1,2	0,8
3, 13	09	0,8	1,0	8, 18	29	0,5	0,7
	10	0,9	0,6		30	0,3	0,8
	11	0,3	0,8		31	0,8	0,3
	12	0,2	0,4		32	1,0	0,6
4, 14	13	0,5	0,2	9, 19	33	1,3	1,2
	14	0,9	0,8		34	1,2	1,2
	15	0,6	1,0		35	2,2	1,0
	16	1,0	0,9		36	0,7	1,0
5, 15	17	0,5	0,9	10, 20	37	0,9	1,2
	18	0,3	0,4		38	1,6	0,9
	19	0,4	0,4		39	0,8	1,5
	20	0,4	0,8		40	1,2	2,5

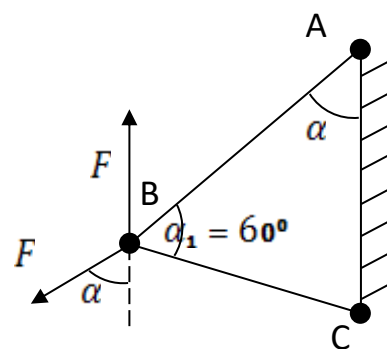
Схемы:



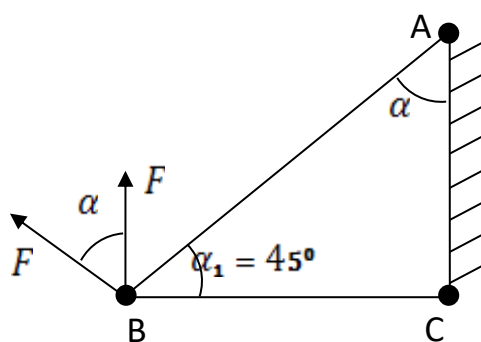
11



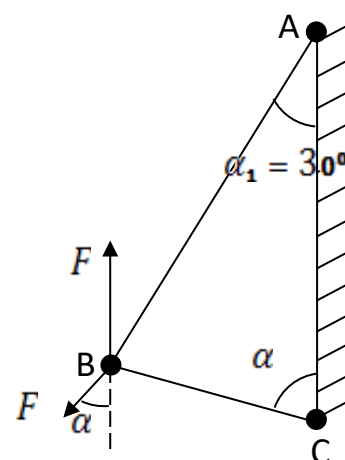
16.



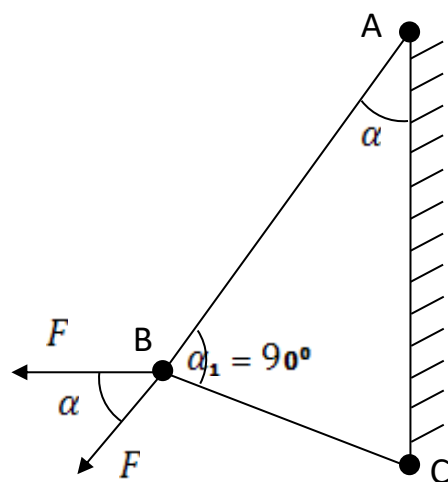
12.



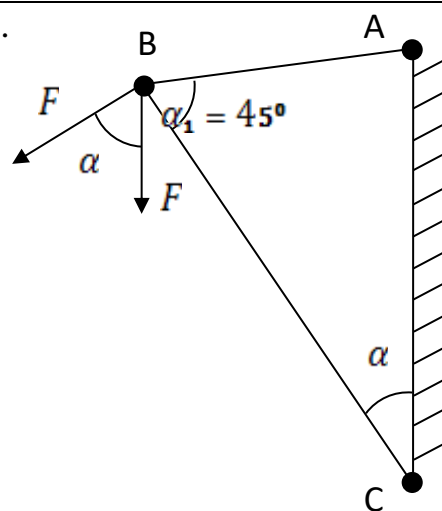
17.

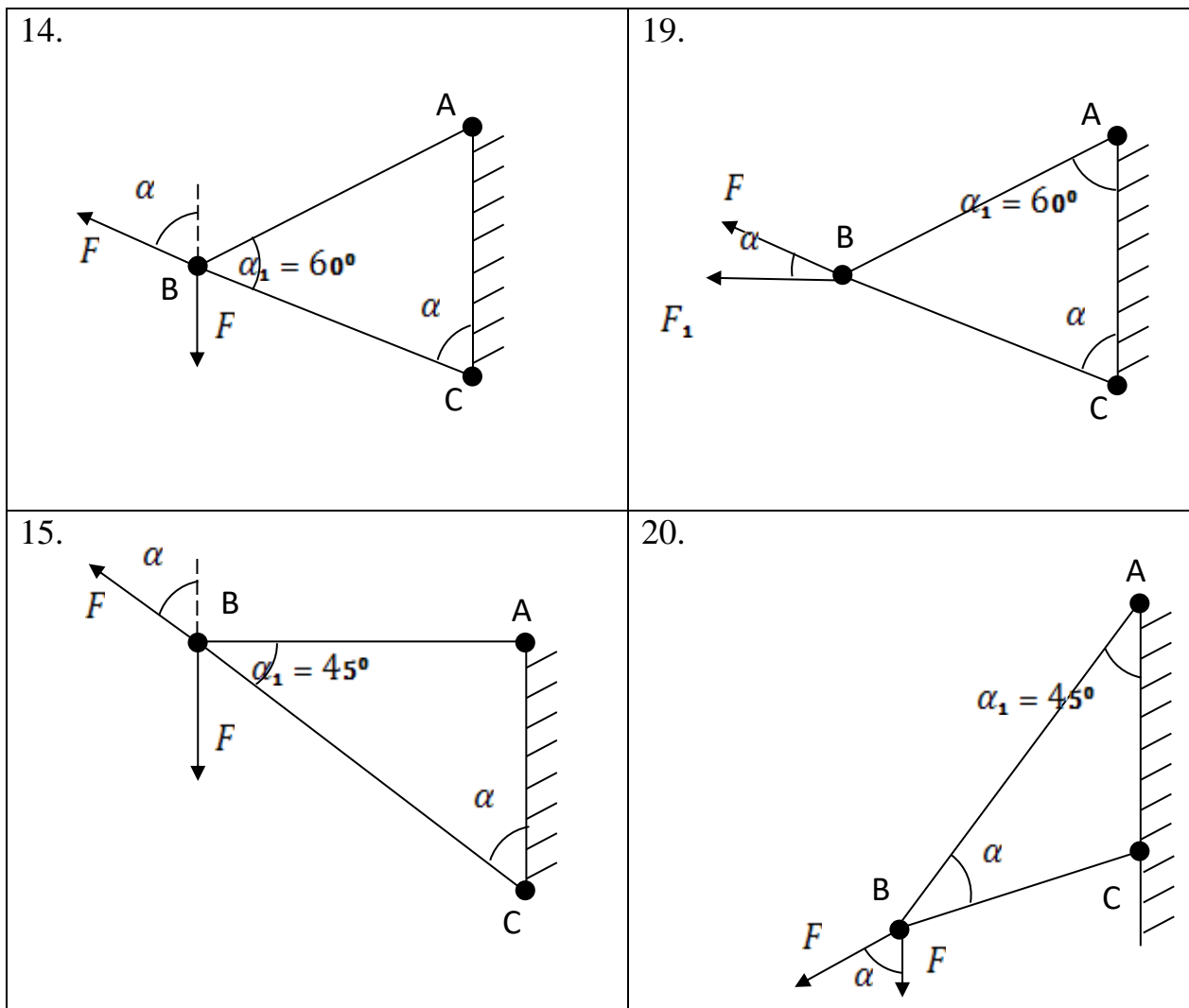


13.



18.





4. Порядок выполнения работы

- 4.1 Ознакомиться с заданиями;
- 4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;
- 4.3 Решить задачи своего варианта;
- 4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

5. Вопросы для самопроверки

- 5.1. Какие силы называются сходящимися?
- 5.2. Что называется проекцией силы на ось? Как определяется ее величина и знак? Когда проекция равна нулю?
- 5.3. Сформулируйте аналитические условия равновесия сходящихся сил.
- 5.4. Сколько уравнений можно составить для уравновешенной системы сходящихся сил и какие?

5.5 Какова зависимость между величиной равнодействующей двух сходящихся сил и величиной угла между их линиями действия?

5.6 Как направлена сила F , если известны ее проекции на оси прямоугольной системы координат:

а) $F_x = 0$; $F_y = F$; б) $F_x = -F$; $F_y = 0$; в) $F_x = F_y$; г) $F_x = -F_y$.

5.7. Как определить, какой стержень растянут или сжат?

6. Домашнее задание

6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы

6.2 Оформить отчет;

6.3 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

1. Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

2. Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Практическое занятие № 2

Тема: Определение реакции опор балочной системы

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в определении реакции опор балочной системы

Продолжительность – 8 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

[1],с.59...64

3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия

Две равные и параллельные силы, направленные в противоположные стороны и не лежащие на одной прямой, называются парой сил. Действие пары сил на твердое тело состоит в том, что она стремится вращать это тело. Способность пары сил производить вращение определяется моментом пары, равным произведению силы на кратчайшее расстояние (взятое по перпендикуляру к силам) между линиями действия сил. Обозначим момент пары M , а кратчайшее расстояние между силами a , тогда абсолютное значение момента:

$$M = Fa = F'a.$$

Момент пары в СИ измеряется в ньютонметрах ($\text{Н}\cdot\text{м}$) или в единицах, кратных ньютонметру: $\text{кН}\cdot\text{м}$, $\text{МН}\cdot\text{м}$ и т.д.

Правило знаков:

<i>Момент пары сил будем считать положительным, если пара стремится повернуть тело по направлению хода часовой стрелки</i>	<i>Момент пары сил будем считать, отрицательным, если пара стремится вращать тело против хода часовой стрелки</i>
--	---

Принятое правило знаков для моментов пар условно

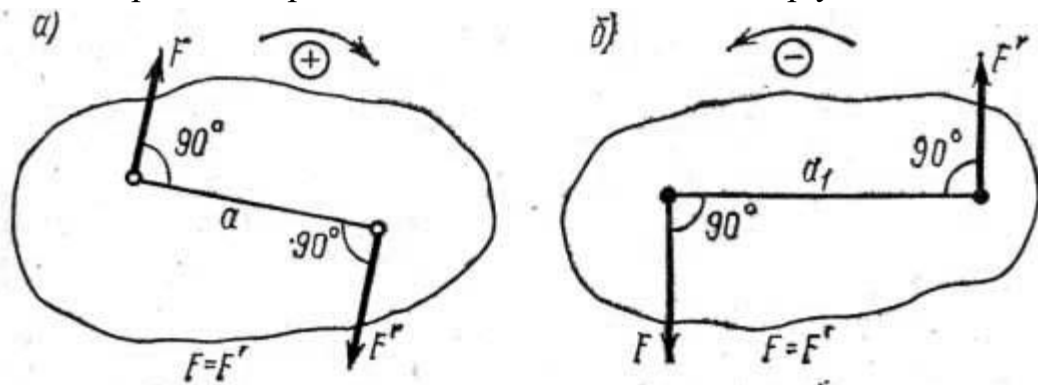


Рисунок 1

Момент сил относительно точки и оси

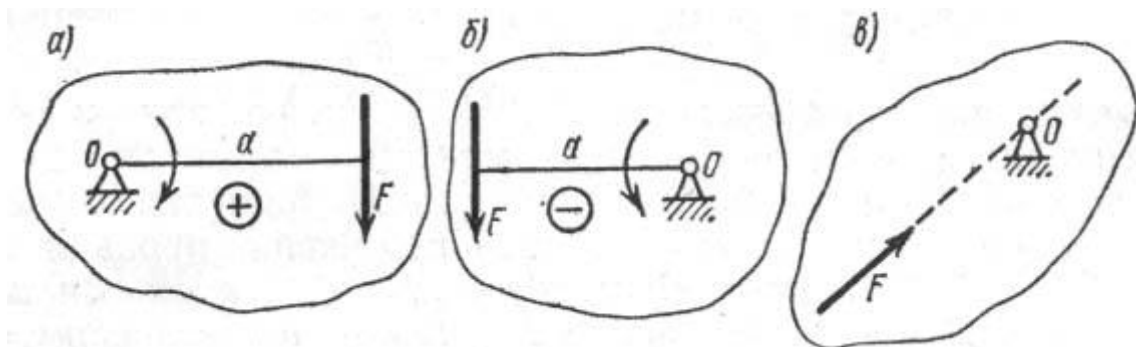


Рисунок 2

Момент силы относительно точки определяется произведением модуля силы на длину перпендикуляра, опущенного из точки на линию действия силы.

Момент силы F относительно O определяется произведением силы на плечо
 $M_O(F) = F \alpha$

Измеряют моменты сил в ньютонметрах ($\text{Н} \cdot \text{м}$) или в соответствующих кратных и дольных единицах, как и моменты пар.

Последовательность решения задачи:

- 1) изобразить балку вместе с нагрузками;
- 2) выбрать расположение координатных осей, совместив ось x с балкой, а ось y направив перпендикулярно оси x .
- 3) произвести необходимые преобразования заданных активных сил: силу, наклоненную к оси балки под углом α , заменить двумя взаимно перпендикулярными составляющими, а равномерно распределенную нагрузку - ее равнодействующей, приложенной в середине участка распределения нагрузки

- 4) освободить балку от опор, заменив их действием реакциями опор, направленными вдоль выбранных осей координат.
- 5) составить уравнения равновесия статики для произвольной плоской системы сил таким образом и в такой последовательности, чтобы решением каждого из этих уравнений было определение одной из неизвестных реакций опор.
- 6) проверить правильность найденных опорных реакций по уравнению, которое не было использовано для решения задачи.

Пример 1

Определить реакции опор балки (рис. 3,а).

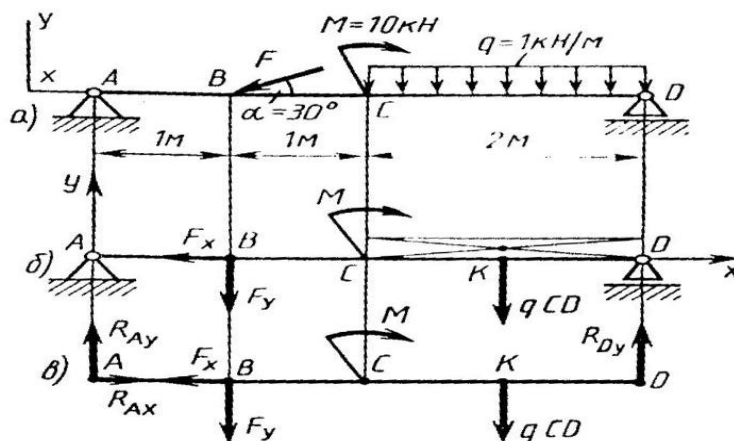


Рис. 2

Рисунок 3

Р е ш е н и е

1. Изобразим балку с действующими на неё нагрузками (рис. 3,а).
2. Изображаем оси координат x и y .
3. Силу F заменяем ее составляющими $F_x = F \cos \alpha$ и $F_y = F \sin \alpha$.
При $F = 20 \text{ кН}$: $F_y = 20 \sin 30^\circ = 10 \text{ кН}$; $F_x = 20 \cos 30^\circ = 17,3 \text{ кН}$.

Равнодействующая $q \cdot CD$ равномерно распределенной нагрузки, приложенная в точке пересечения диагоналей прямоугольника (рис. 3,б), переносится по линии своего действия в середину участка CD , в точку K ($Q = q \cdot l$), где $l = CD$). $Q = 1 \cdot 2 = 2 \text{ кН}$.

4. Освобождаем балку от опор, заменив их опорными реакциями (рисунок 3, в).

5. Составляем уравнения равновесия статики и определяем неизвестные реакции опор.

а) Из уравнения суммы моментов всех действующих на балку сил, составленного относительно одной из точек опор, сразу определяем одну из неизвестных вертикальных реакций:

$$\Sigma m_A = F_y \cdot AB + M + Q \cdot AK - R_{Dy} \cdot AD = 0$$

$$R_{Dy} = (F_y \cdot AB + M + Q \cdot AK) / AD = (10 \cdot 1 + 10 + 2 \cdot 3) / 4 = \underline{6,5 \text{ кН}};$$

Определяем другую вертикальную реакцию:

$$\Sigma m_D = R_{Ay} \cdot AD - F_y \cdot BD + M - Q \cdot KD = 0$$

$$R_{Ay} = (F_y \cdot BD - M + Q \cdot KD) / 4 = (10 \cdot 3 - 10 + 2 \cdot 2 / 2) / 4 = \underline{5,5 \text{ кН}};$$

Определяем горизонтальную реакцию:

$$\Sigma X_i = R_{Ax} - F_x = 0 ; R_{Ax} = F_x = F \cos \alpha = 20 \cdot 0,866 = 17,3 \text{ кН}$$

6 Проверяем правильность найденных результатов:

$$\Sigma Y_i = R_{Ay} - F_y - Q + R_{Dy} = 5,5 - 10 - 2 + 6,5 = 12 - 12 = 0$$

Условие равновесия $\Sigma Y_i = 0$ выполняется, следовательно, реакции опор найдены верно.

Пример 2.

Определить реакции Z_A , Y_A и M_R в жесткой заделке (рис. 4).

При $P = 5 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $q = 2 \text{ кН/м}$.

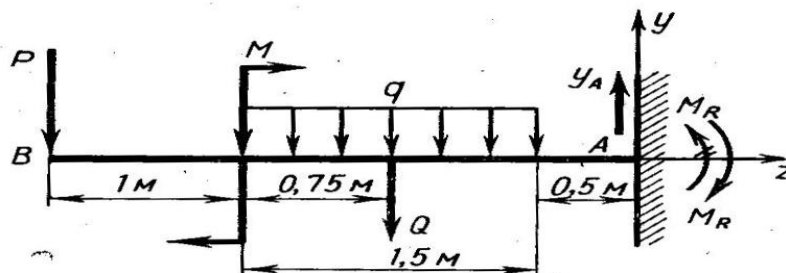


Рисунок 4

Р е ш е н и е.

1. Рассматриваем равновесие балки AB.
2. Равномерно распределенную нагрузку заменяем сосредоточенной, приложенной посередине участка, $Q = q \cdot a = 2 \cdot 1,5 = 3 \text{ кН}$.
3. Координатную ось z располагаем вдоль оси балки, а ось y - перпендикулярно ей.

4. В заземлении могут возникнуть две опорные реакции Z_A и Y_A (вдоль и перпендикулярно оси балки) и реактивный момент M_R . В данном случае реакция $Z_A = 0$, так как на балке нет ни горизонтальных, ни наклонных сил.

5. Составляем уравнения равновесия для произвольно расположенных сил.

$$\begin{aligned}\sum Z &= Z_A = 0, \\ \sum Y &= -P - Q + Y_A = 0, \\ \sum M_A(P_i) &= M_R + Q \cdot 1,25 - M + P \cdot 3 = 0.\end{aligned}$$

(предполагаем, что реактивный момент направлен против часовой стрелки).

Из второго уравнения:

$$Y_A = P + Q = 5 + 3 = 8 \text{ кН.}$$

Из третьего уравнения:

$$M_R = -Q \cdot 1,25 + M - P \cdot 3 = -3 \cdot 1,25 + 4 - 5 \cdot 3 = -14,75 \text{ кН.}$$

Знак минус показывает, что реактивный момент направлен не против часовой стрелки, а в противоположную сторону. Меняем направление M_R на чертеже (см. рис. 4).

Составляем уравнение для проверки решения.

$$\sum M_B(P_i) = -M - Q \cdot 1,75 + Y_A \cdot 3 - M_R = 4 - 3 \cdot 1,75 + 8 \cdot 3 - 14,75 = 0.$$

Условие равновесия $\sum M_B(P_i) = 0$ выполняется, следовательно, реакции опор найдены верно.

Задание № 1

Для заданной двух опорной балки определить реакции опор. Исходные данные взять из табл. и рис. 5

Таблица 1

№ схемы	№ варианта	F ₁ кН	F ₂ кН	m кНм
1	1	20	10	12
	2	12	8	20
	3	10	20	15
	4	16	8	25
2	1	2	6	10
	2	14	5	8
	3	20	14	10
	4	5	12	6
	1	5	20	4

3	2	12	16	5
	3	10	20	30
	4	20	3	8
4	1	10	15	2
	2	1	6	8
	3	2	10	3
	4	12	9	10
5	1	20	1	2
	2	15	2	3
	3	30	4	1
	4	25	3	4
6	1	3	2	10
	2	5	4	8
	3	12	16	5
	4	1	2	4
7	1	5	2	6
	2	8	1	4
	3	10	2	5
	4	12	3	8
8	1	4	3	10
	2	5	8	10
	3	5	2	7
	4	5	9,5	8
9	1	2	4	1
	2	6	2	12
	3	1	4	8
	4	15	4	2
10	1	1	2	14
	2	12	3	10
	3	7	5	2
	4	7	2	2

Схемы к задаче: (рис.5)

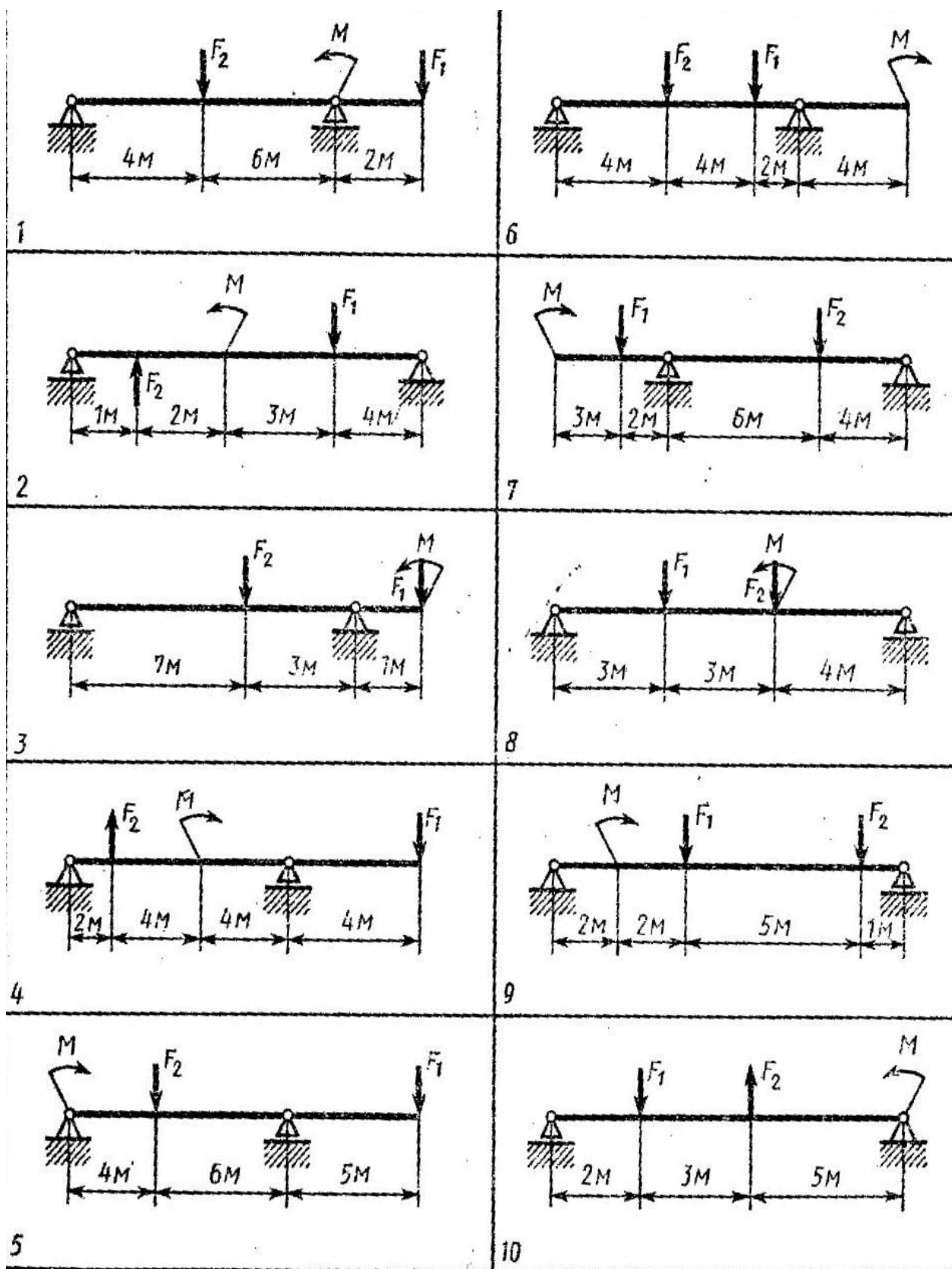


Рисунок 5

Задание № 2

Для стальной балки, жестко заземленной одним концом и нагруженной, как показано на рисунке (схемы 1 – 10), определить реакции в заделке (рис. 6), табл. 2

Таблица № 2

№ схемы	№ варианта	F, кН	q, кН/м	M, кНм	№ схемы	№ варианта	F, кН	q, кН/м	M, кНм
1	1	1	1	1	6	1	5	2	10
	2	2	1	4		2	6	1	16
	3	3	2	2		3	8	1	8
	4	4	2	6		4	5	2	12
2	1	2	1	6	7	1	3	1	5
	2	3	2	8		2	5	1	2
	3	6	2	3		3	2	1	6
	4	5	1	6		4	4	2	10
3	1	2	6	5	8	1	2	10	8
	2	4	5	3		2	3	8	10
	3	7	2	4		3	4	5	12
	4	6	2	10		4	5	2	16
4	1	2	5	7	9	1	2	10	8
	2	1	8	9		2	5	4	7
	3	3	6	10		3	3	2	9
	4	4	9	14		4	5	3	10
5	1	2	6	10	10	1	2	3	5
	2	4	3	12		2	3	2	6
	3	8	1	20		3	4	1	10
	4	6	3	15		4	1	5	8

Схемы к задаче: (рис.6)

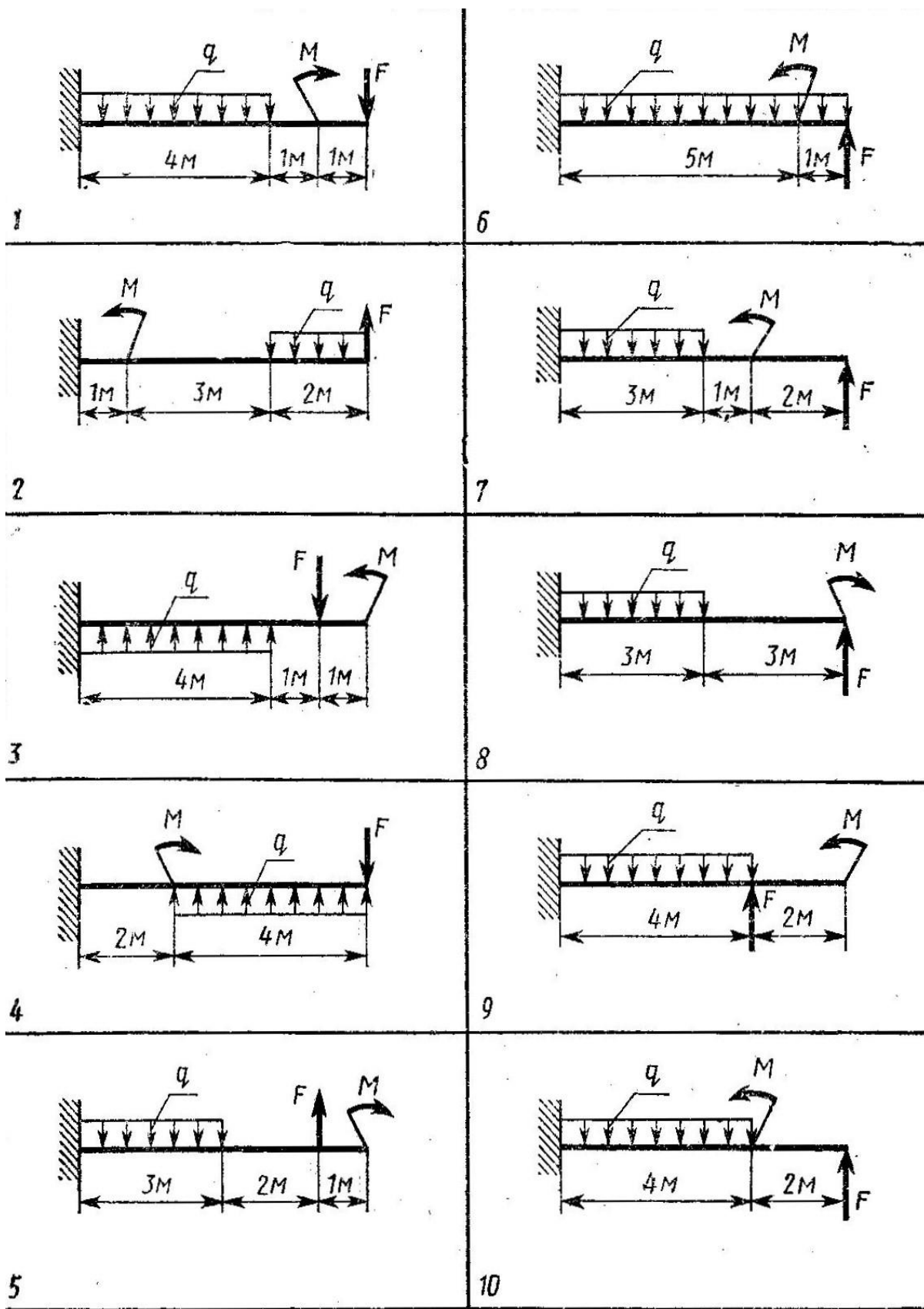


Рисунок 6

Задание № 3

Для заданной двух опорной балки определить реакции опор. Исходные данные взять из табл. 3 и рис. 7

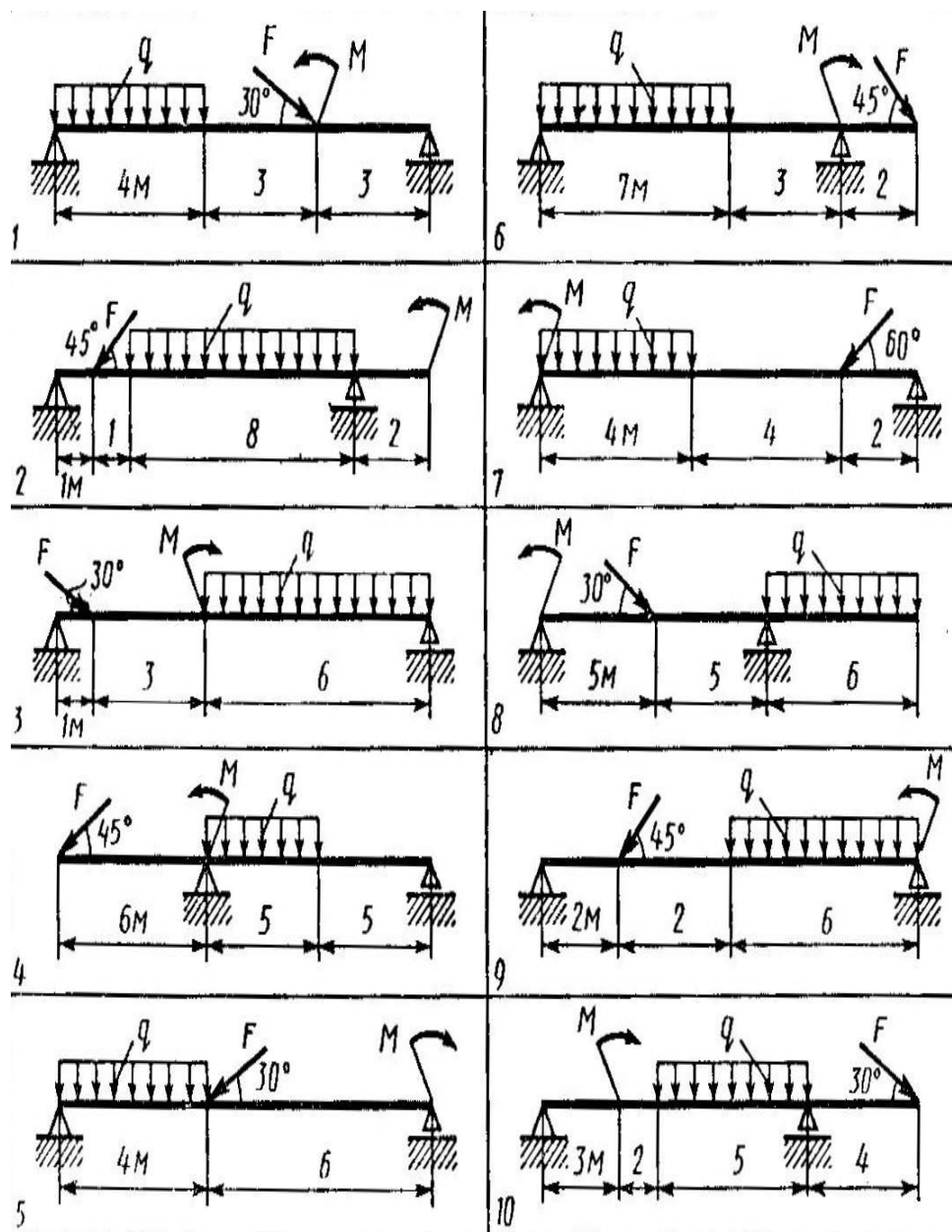


Таблица № 3

№ схемы	№ варианта	F, кН	q, кН/м	M, кНм	№ схемы	№ варианта	F, кН	q, кН/м	M, кНм
1	1	1	1	1	6	1	5	2	10
	2	2	1	4		2	6	1	16
	3	3	2	2		3	8	1	8
	4	4	2	6		4	5	2	12
2	1	2	1	6	7	1	3	1	5
	2	3	2	8		2	5	1	2
	3	6	2	3		3	2	1	6
	4	5	1	6		4	4	2	10

3	1	2	6	5	8	1	2	10	8
	2	4	5	3		2	3	8	10
	3	7	2	4		3	4	5	12
	4	6	2	10		4	5	2	16
4	1	2	5	7	9	1	2	10	8
	2	1	8	9		2	5	4	7
	3	3	6	10		3	3	2	9
	4	4	9	14		4	5	3	10
5	1	2	6	10	10	1	2	3	5
	2	4	3	12		2	3	2	6
	3	8	1	20		3	4	1	10
	4	6	3	15		4	1	5	8

4.Порядок выполнения работы

- 4.1 Ознакомиться с заданиями;
- 4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;
- 4.3 Решить задачи своего варианта;
- 4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

5. Вопросы для самопроверки

- 5.1. Что называется парой сил?
- 5.2 Что определяет эффект действия пары сил?
- 5.3 Имеет ли пара сил равнодействующую?
- 5.4 Как можно определить момент пары сил?
- 5.5 Как определяется момент силы относительно точки?
- 5.6. Как определяется плечо силы?
- 5.7. Когда момент силы относительно точки равен нулю?
- 5.8. Какое правило знака момента силы относительно точки?
- 5.9. Какие различают опоры балок?
- 5.10. Какие нагрузки могут быть приложены к балке?

6.Домашнее задание

- 6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы
- 6.2 Оформить отчет;
- 6.3 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

- 7.1. Аркуша А.И. ,Фролов М.И. Техническая механика – М. -,1983
- 7.2 2.Сафонова Г.Г., Артюховская Т.Ю., Ермаков Д.А. Техническая механика: Учебник. – М.:ИНФРА – М, 2015.

Практическое занятие № 3

Тема: Растяжение и сжатие: расчеты бруса на прочность и жесткость

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в построение эпюр продольных сил, нормальных напряжений и перемещений свободного конца бруса

Продолжительность – 8 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 ГОСТ 6636 -69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры»;
- ГОСТ 8509-93 «Уголки стальные горячекатаные равнополочные. Сортамент»
- 1.5 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

[1], с.219...245

3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия

При работе бруса на растяжение и сжатие в его поперечных сечениях возникает продольная сила N . Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех внешних сил, действующих на отсеченную часть.

Для расчета на прочность и определения перемещений необходимо знать закон изменения продольных сил по его длине.

Правило знаков: при растяжении продольная сила положительна, при сжатии — отрицательна.

Условие прочности при растяжении и сжатии имеет вид

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma], \text{ Па}$$

где σ , N — соответственно нормальное напряжение и продольная сила в опасном сечении (т.е. в сечении, где возникают наибольшее напряжение);

A — площадь поперечного сечения;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение.

Исходя из условия прочности, можно решать три вида задач;

- 1) проверка прочности;
- 2) подбор сечения $A \geq N / [\sigma]$;
- 3) определение допускаемой нагрузки $[N] \leq [\sigma] \cdot A$.

Последовательность решения задачи № 1:

1. Разбить брус на участки, начиная от свободного конца.
Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние силы, а для напряжений также и места изменения размеров поперечного сечения.
2. Определить по методу сечений (РОЗУ) продольную силу для каждого участка (ординаты эпюры N) и построить эпюру продольных сил N . Проведя параллельно оси бруса базовую (нулевую) линию эпюры, отложить перпендикулярно ей в произвольном масштабе получаемые значения ординат. Через концы ординат провести линии, проставить знаки и заштриховать эпюру линиями, параллельными ординатам.
3. Для построения эпюры нормальных напряжений определяем напряжения в поперечных сечениях каждого из участков. В пределах каждого участка напряжения постоянны, т. е. эпюра на данном участке изображается прямой, параллельной оси бруса
4. Перемещение свободного конца бруса определяем как сумму удлинений (укорочений) участков бруса, вычисленных по формуле Гука

$$\Delta l = (N \cdot l) / E, \text{ м}$$

где E – модуль упругости, Па

Пример

Для данного ступенчатого бруса (рис. 1, а) построить эпюру продольных сил, эпюру нормальных напряжений и определить перемещение свободного конца, если

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

$$F_1 = 30 \text{ кН} = 30 \cdot 10^3 \text{ Н}; F_2 = 38 \text{ кН} = 38 \cdot 10^3 \text{ Н}; F_3 = 42 \text{ кН} = 42 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$A_1 = 1,9 \text{ см}^2 = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, A_2 = 3,1 \text{ см}^2 = 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Р е ш е н и е:

1. Разбиваем брус на участки, как показано на рис. 1, а.;
2. Определяем ординаты эпюры N на участках бруса:
 $N_I = 0$;

$$N_{II} = F_1 = 30 \text{ кН};$$

$$N_{III} = F_1 = 30 \text{ кН};$$

$$N_{IV} = F_1 - F_2 = -8 \text{ кН};$$

$$N_V = F_1 - F_2 - F_3 = -50 \text{ кН}.$$

Строим эпюру продольных сил (рис. 1,б).

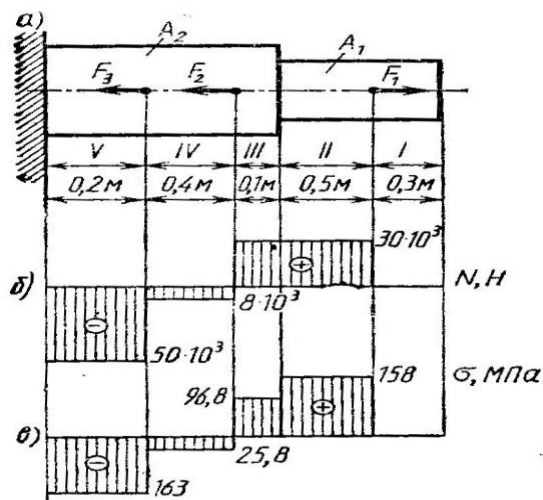


Рисунок 1

3. Вычисляем ординаты эпюры нормальных напряжений:

$$\sigma_{II} = \frac{N_{II}}{A_I} = \frac{30 \cdot 10^3}{1.9 \cdot 10^{-4}} = 158 \cdot 10^6 \text{ Па} = 158 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{III} = \frac{N_{III}}{A_2} = \frac{30 \cdot 10^3}{3.1 \cdot 10^{-4}} = 96.8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 96.8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{IV} = \frac{N_{IV}}{A_2} = \frac{8 \cdot 10^3}{3.1 \cdot 10^{-4}} = -25.8 \cdot 10^6 \text{ Па} = -25.8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_V = \frac{N_V}{A_2} = \frac{50 \cdot 10^3}{3.1 \cdot 10^{-4}} = -163 \cdot 10^6 \text{ Па} = -163 \text{ МПа};$$

Строим эпюру нормальных напряжений (рис. 1, в).

4. Определяем перемещение свободного конца бруса (начинать нужно с места заделки его):

$$\lambda = \Delta l_I + \Delta l_{III} + \Delta l_{II} + \Delta l_{IV} + \Delta l_V;$$

$$\Delta l_I = \frac{N_I \cdot l_I}{E \cdot A_I} = 0; \text{или } \Delta l_1 = (\sigma \cdot \ell) / E = 0 \text{ м}$$

$$\Delta l_{II} = \frac{N_{II} \cdot l_{II}}{E \cdot A_I} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot 10^{-1}}{2 \cdot 10^{11} \cdot 1.9 \cdot 10^{-4}} = 3.94 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,394 \text{ мм};$$

$$\Delta l_{III} = \frac{N_{III} \cdot l_{III}}{E \cdot A_2} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 0.1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3.1 \cdot 10^{-4}} = 0.484 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,0484 \text{ мм};$$

$$\Delta l_{IV} = -\frac{N_{IV} \cdot l_{IV}}{E \cdot A_2} = -\frac{8 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot 10^{-1}}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3.1 \cdot 10^{-4}} = -0.516 \cdot 10^{-4} \text{ м} = -0.0516 \text{ мм};$$

$$\Delta l_V = -\frac{N_V \cdot l_V}{E \cdot A_2} = -\frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0.2}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3.1 \cdot 10^{-4}} = -1.61 \cdot 10^{-4} \text{ м} = -0.161 \text{ мм};$$

Полное перемещение свободного конца бруса составило:

$$\lambda = 0.394 + 0.0484 - 0.0516 - 0.161 \cong 0.23 \text{ мм};$$

Ответ: Брус удлиняется на 0,23 мм.

Задание №1

Двухступенчатый стальной брус, длины ступеней которого указаны на рис.(схемы 1- 10),нагружен силами F_1, F_2, F_3 .

Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение $\Delta \ell$ свободного конца бруса, приняв $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Числовые значения F_1, F_2, F_3 , а также площади поперечных сечений ступеней A_1 и A_2 для своего варианта взять из табл.1.

Таблица № 1

№ схемы	№ варианта	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	A_1 , см ²	A_2 , см ²
1	1	30	10	5	1,8	2,6
	2	16	15	10	1,1	1,8
	3	17	13	8	1,0	2,1
	4	14	16	11	0,9	1,8
2	1	20	8	14	1,2	1,8
	2	15	5	13	1,0	1,2
	3	18	10	15	1,2	1,8
	4	11	6	12	0,8	1,2
3	1	16	25	18	1,2	1,8
	2	8	13	15	0,6	1,2

	3 4	15 9	24 14	29 16	1,3 0,8	2,9 1,4
4	1 2 3 4	26 16 24 16	9 6 10 7	10 2 8 6	1,9 1,0 2,0 1,1	1,6 0,7 1,7 0,9
5	1 2 3 4	14 17 20 13	16 19 18 17	10 13 12 9	2,1 2,4 2,5 2,0	1,9 2,1 2,2 1,7
6	1 2 3 4	28 19 26 20	22 14 20 15	12 4 10 6	2,8 2,4 2,6 1,9	2,6 2,1 2,2 1,7
7	1 2 3 4	17 20 14 19	13 17 10 15	6 10 6 7	1,1 1,3 1,1 1,0	1,5 1,9 1,3 1,6
8	1 2 3 4	10 17 9 20	12 19 11 22	13 20 12 24	0,9 1,6 1,0 2,1	0,7 1,4 0,8 1,9
9	1 2 3 4	40 31 25 28	55 46 41 53	24 20 18 22	2,8 1,9 1,6 2,6	3,4 2,5 2,1 3,2
10	1 2 3 4	29 19 30 18	2 2 4 3	54 34 56 37	1,9 1,3 2,0 1,5	1,4 0,9 1,5 1,3

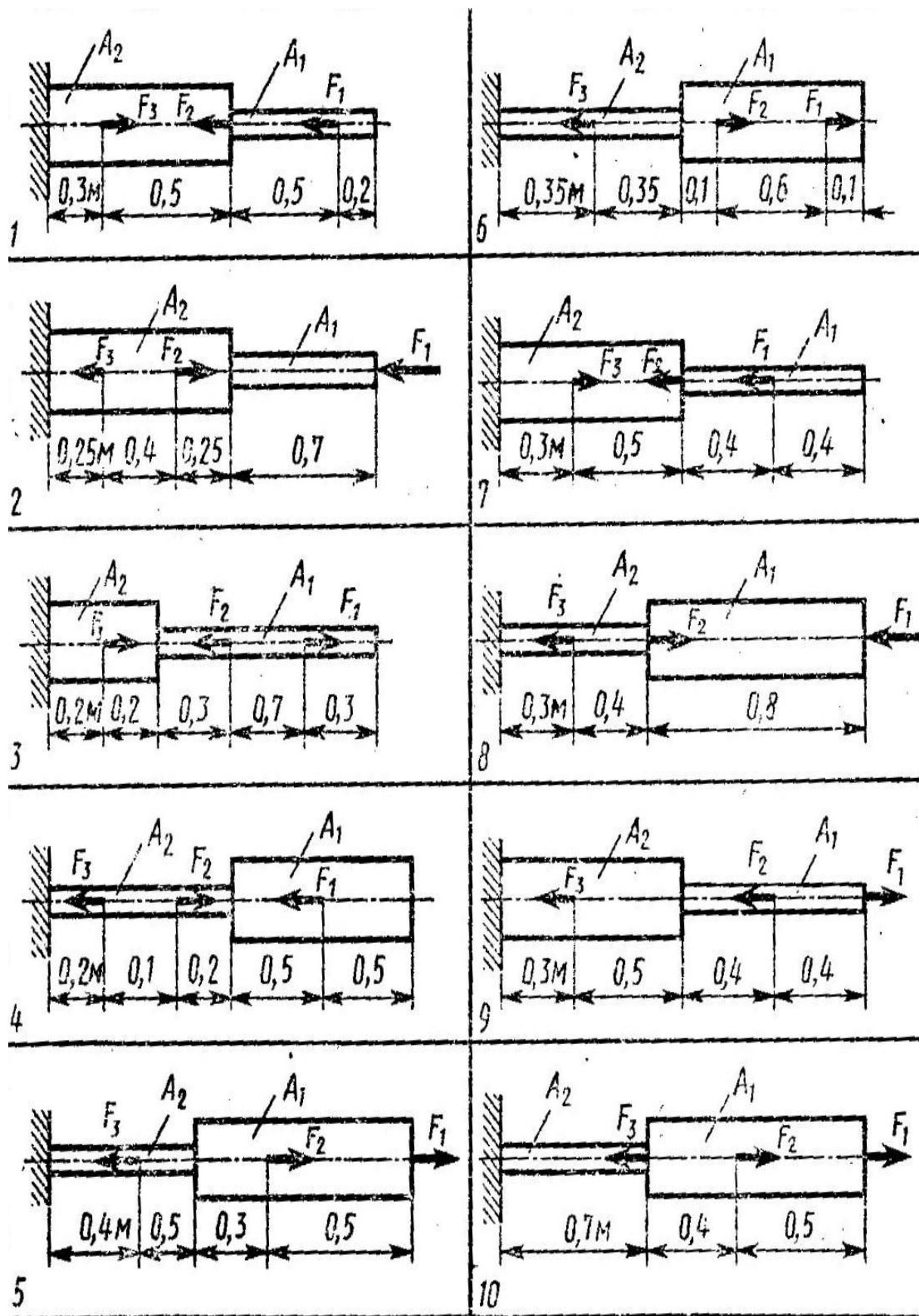


Рисунок 2

Задание № 2

Рассматривая стержневые системы, работающие на растяжение и сжатие, часто возникает необходимость выполнить проектный расчет, а также оценить прочность выбранного стандартного сечения стержня. Стержни имеют одинаковые поперечные сечения.

Последовательность решения задачи № 2:

1. Определить реакции стержней, используя уравнения равновесия для плоской системы сходящихся сил и проверить правильность найденных реакций. (см. практическое занятие № 1, пример 1);
2. Для наиболее нагруженного стержня, используя условие прочности

$$[A] \geq \frac{N}{[\sigma]},$$

определить площадь поперечного сечения стержня, подобрать по сортаменту (ГОСТ 8509—93) подходящий номер профиля и найти стандартное значение площади поперечного сечения стержня;

3. Определить процент пере- или недогрузки наиболее нагруженного стержня, используя условие прочности

$$\sigma_p \leq [\sigma],$$

при принятых стандартных размерах площади поперечного сечения.

Пример 2

Для данной системы двух стержней одинакового поперечного сечения, нагруженных силами $F_1 = 70$ кН и $F_2 = 100$ кН (рис. 11, а),

определить: 1) требуемую площадь поперечных сечений стержней, состоящих из двух равнобоких уголков, и подобрать по ГОСТу (см. приложение) соответствующий профиль уголка;

2) определить процент пере- или недогрузки наиболее нагруженного стержня при принятых стандартных размерах сечения, приняв $\sigma = 140$ МПа.

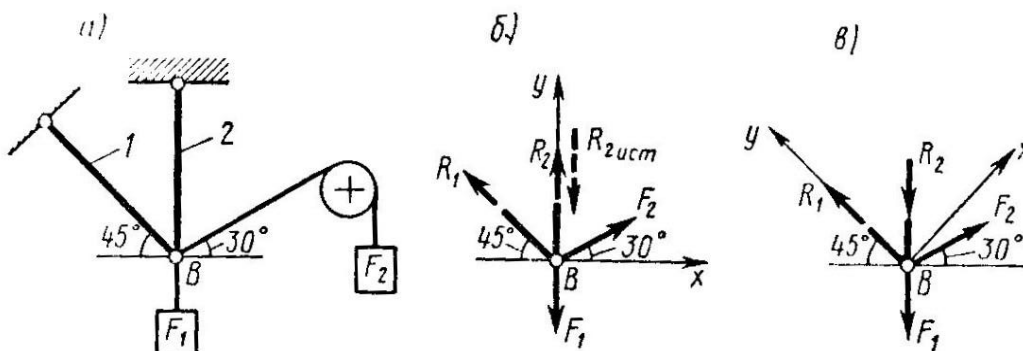


Рисунок 3

Реакции стержней уже были определены на практическом занятии № 1. Их величины составили: $R_1 = 122$ кН; $R_2 = 66,6$ кН (по модулю).

Решение

- 1) Определяем требуемую площадь поперечного сечения для наиболее нагруженного стержня:

$$N_{max} = N_1 = 122 \text{ кН}; \rightarrow A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{122 \cdot 10^3}{140} = 872 \text{ мм}^2 = 8,72 \text{ см}^2$$

Площадь равнобокого уголка подбираем по значению $A_1 = 8,72 / 2 = 4,36 \text{ см}^2$. Используя приложение, назначаем профиль №6,3 (63х63х4), площадью $[A] = 4,96 \text{ см}^2$. Таким образом, требуемая площадь поперечного сечения стержней будет равна: $2[A] = 2 \cdot 4,96 = 9,92 \text{ см}^2$. Рабочее напряжение в поперечном сечении наиболее нагруженного стержня:

$$\sigma = \frac{N_1}{2[A]} = \frac{122 \cdot 10^3}{2 \cdot 4,96 \cdot 10^2} = 123 \text{ Н/мм}^2 = 123 \text{ МПа}$$

- 2) Проверяем прочность наиболее нагруженного стержня:

$$\frac{[\sigma] - \sigma}{[\sigma]} 100\% = \frac{140 - 122}{140} 100\% = 12,9 \%$$

Недогрузка составляет 12.9 %.

Задача № 2

По исходным данным задачи № 3 (см. практическое занятие №1) определить: 1) требуемую площадь поперечных сечений стержней, состоящих из двух равнобоких уголков, и подобрать по ГОСТу (см. приложение) соответствующий профиль уголка; 2) определить процент пере- или недогрузки наиболее нагруженного стержня при принятых стандартных размерах сечения, приняв $\sigma = 140 \text{ МПа}$.

4.Порядок выполнения работы

- 4.1 Ознакомиться с заданиями;
- 4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;
- 4.3 Решить задачи своего варианта;
- 4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

5. Вопросы для самопроверки

- 5.1. Какой вид нагружения бруса называется растяжением и какой – сжатием?
- 5.2. Что такое эпюры продольных сил и нормальных напряжений? Где они строятся?
- 5.3. Как записывается и как формулируется закон Гука при растяжении (сжатии)?
- 5.4. Какой вид имеет диаграмма растяжения образца малоуглеродистой стали?
- 5.5. В чем разница между условной и истинной диаграммами растяжения материала?
- 5.6. Чем отличается диаграмма растяжения пластичной стали от диаграммы растяжения хрупкой стали?
- 5.7. Что называется допускаемым напряжением материала? Каково его значение для прочности материала? Как оно выбирается для пластичных и хрупких материалов?
- 5.8. Почему допускаемое напряжение должно быть ниже предела пропорциональности данного материала?
- 5.9. Что называется коэффициентом запаса прочности?

6. Домашнее задание

- 6.1. Подготовить ответы на контрольные вопросы
- 6.2. Оформить отчет;
- 6.3. Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

3. Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>
4. Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Практическое занятие № 4

Тема: Кручение: расчёты на прочность и жесткость

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в построении эпюр крутящих моментов по длине вала, определении диаметра вала круглого и кольцевого сечения из условия прочности и жесткости и эффективности выбранного сечения при прочих равных условиях.

Продолжительность – 2 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 ГОСТ 6636 -69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры»;
- 1.5 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

[1], с.250...262

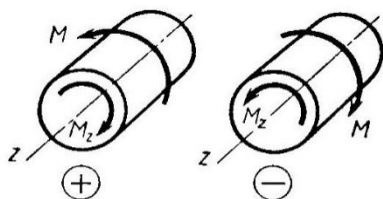
3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия

Кручением называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор — крутящий момент.

Крутящий момент в произвольном поперечном сечении бруса равен алгебраической сумме внешних моментов, действующих на отсеченную часть: (имеется в виду, что плоскости действия всех внешних скручивающих моментов, перпендикулярны продольной оси бруса).

Будем считать крутящий момент положительным, если для наблюдателя, смотрящего на проведенное сечение, он представляется направленным по часовой стрелке. Соответствующий внешний момент направлен против часовой стрелки (рис. 1).

В данной работе необходимо выполнить проектный расчет вала круглого или



кольцевого поперечного сечения из условий прочности и из условий жесткости. Из двух полученных значений диаметров следует выбрать наибольшее значение.

Последовательность решения задачи:

1. Определить внешние скручивающие моменты по формуле

$$M = P/\omega, \text{ Нм}$$

где P — мощность,

ω — угловая скорость;

2. Определить уравнивающий момент, используя уравнение равновесия

$$\sum M_i = 0,$$

так как при равномерном вращении вала алгебраическая сумма приложенных к нему внешних скручивающих (вращающих) моментов равна нулю;

3. Пользуясь методом сечений (методом РОЗУ), построить эпюру крутящих моментов по длине вала;
4. Для участка вала, в котором возникает наибольший крутящий момент, определить диаметр вала круглого или кольцевого сечения из условия прочности и жесткости. Для кольцевого сечения вала принять соотношение диаметров $c = d_0/d$, d_0 — внутренний диаметр кольца; d — наружный диаметр кольца.

Из условия прочности:

$$W_p \geq \frac{M_{z \max}}{[\tau_k]},$$

где $M_{z \max}$ — наибольший крутящий момент;
 W_p — полярный момент сопротивления кручению;
 $[\tau_k]$ — допускаемое касательное напряжение

Из условия жесткости:

$$I_p \geq \frac{M_{z \max}}{G[\varphi_0]},$$

где I_p — полярный момент инерции сечения;
 G — модуль упругости при сдвиге;
 $[\varphi_0]$ — допускаемый угол закручивания сечения

Сечение вала — круг

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}$$

Необходимый по прочности диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{z \max}}{\pi [\tau_k]}}$$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

Необходимый по жесткости диаметр вала:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 M_{z \max}}{\pi G [\varphi_0]}}$$

Сечение вала — кольцо

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} (1 - c^4)$$

Необходимый по прочности наружный диаметр кольца

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{z \max}}{\pi [\tau_k] (1 - c^4)}}$$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} (1 - c^4)$$

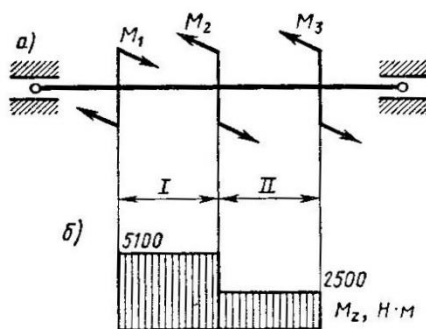
Необходимый по жесткости наружный диаметр кольца

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 M_{z \max}}{\pi G [\varphi_0] (1 - c^4)}}$$

Пример № 1

Для стального вала постоянного по длине сечения требуется:

- 1) определить значения моментов M_2 и M_3 , соответствующие передаваемым мощностям P_2 и P_3 , а также уравнивающий момент M_i ;



- 2) построить эпюру крутящих моментов;

- 3) определить требуемый диаметр вала из расчетов на прочность и жесткость, полагая по варианту (а) поперечное сечение вала — круг; по варианту (б) — поперечное сечение вала — кольцо, имеющее соотношение диаметров $c = d_0/d = 0,8$.

Принять; $[\tau_k] = 30$ МПа; $[\varphi_0] = 0,02$ рад/м =

$0,02 \cdot 10^{-3}$ рад/мм; $P_2 = 52$ кВт; $P_3 = 50$ кВт;

$\omega = 20$ рад/с;

Окончательное значение диаметра принять по ГОСТ 6636 -69.

Решение

1. Определяем внешние скручивающие моменты:

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega} = \frac{52 \cdot 10^3}{20} = 2600 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = \frac{P_3}{\omega} = \frac{50 \cdot 10^3}{20} = 2500 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

2. Определяем уравнивающий момент M_1 :

$$\sum M_i = 0; M_1 - M_2 - M_3 = 0; M_1 = M_2 + M_3 = 5100 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Определяем крутящий момент по участкам вала:

$$M_{z1} = M_1 = 5100 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{z11} = M_1 - M_2 = 5100 - 2600 = 2500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Строим эпюру крутящих моментов M_z (рис. 2, б).

4. Определяем диаметр вала из условий прочности и жесткости:

$$M_{z \max} = 5100 \text{ Н} \cdot \text{м. (рис. 2, б)}$$

а) Сечение вала — круг

Из условия прочности:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{z \max}}{\pi[\tau_k]}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 95,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 95 \text{ мм}$.

Из условия жесткости:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32M_{z \max}}{\pi G[\lambda_0]}} =$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,02 \cdot 10^{-3}}} =$$

$$= 75,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 76 \text{ мм}$.

Требуемый диаметр получился больше из расчета на прочность, поэтому его принимаем как окончательный $d = 95 \text{ мм}$.

б) Сечение вала — кольцо

Из условия прочности:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{z \max}}{\pi[\tau_k](1-c^4)}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30(1-0,8^4)}} = 113 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 114 \text{ мм}$

Из условия жесткости:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32M_{z \max}}{\pi G[\varphi_0](1-c^4)}} =$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 5100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,02 \cdot 10^{-3}(1-0,8^4)}} =$$

$$= 86,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 86 \text{ мм}$.

Требуемые диаметры окончательно принимаем из расчетов на прочность: $d = 114 \text{ мм}$; $d_0 = 0,8d = 0,8 \cdot 114 = 91,2 \text{ мм}$. Принимаем $d_0 = 92 \text{ мм}$.

Для стального постоянного поперечного сечения (рис. 3, схемы 1 -10):

- 1) определить значения моментов M_1, M_2, M_3, M_4 ;
- 2) построить эпюру крутящих моментов;
- 3) определить диаметр вала из расчета на прочность и жесткость, полагая по варианту (а) поперечное сечение вала – круг;
по варианту (б) — поперечное сечение вала — кольцо, имеющее соотношение диаметров $c = d_0/d = 0,7$.

Принять $[\tau_k] = 30$ МПа; $[\varphi_0] = 0,02$ рад/м = $0,02 \cdot 10^{-3}$ рад/мм;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Данные своего варианта взять из табл. 1. Окончательно значение диаметра принять по ГОСТ 6636 -69.

Таблица № 1

№ схемы	№ варианта	P_1 , кВт	P_3 ,	P_4 , кВт	ω , c^{-1}
1	1	35	20	15	20
	2	150	100	50	45
	3	40	25	20	25
	4	110	60	30	35
2	1	130	90	40	45
	2	100	65	25	35
	3	90	45	20	20
	4	120	30	30	20
3	1	15	10	35	16
	2	75	80	25	40
	3	55	65	25	20
	4	45	50	35	23
4	1	60	40	20	20
	2	150	100	75	55
	3	95	70	45	35
	4	110	85	50	30
5	1	100	18	50	20
	2	50	15	25	18
	3	40	120	20	20
	4	100	80	65	25
6	1	60	150	80	55
	2	45	100	60	30
	3	50	110	75	30
	4	20	85	35	20
7	1	18	35	40	10
	2	16	30	45	12
	3	20	35	100	25
	4	60	90	120	45
8	1	20	50	30	10
	2	40	115	55	16
	3	65	140	80	35

	4	18	40	25	8
9	1	52	100	60	32
	2	30	80	45	15
	3	35	95	50	18
	4	50	120	65	20
10	1	80	95	75	25
	2	75	120	90	30
	3	42	60	55	18
	4	35	75	40	20

Схемы к задаче: (рис.3, см. ниже)

4.Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с заданием;

4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;

4.3 Решить задачу своего варианта;

4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

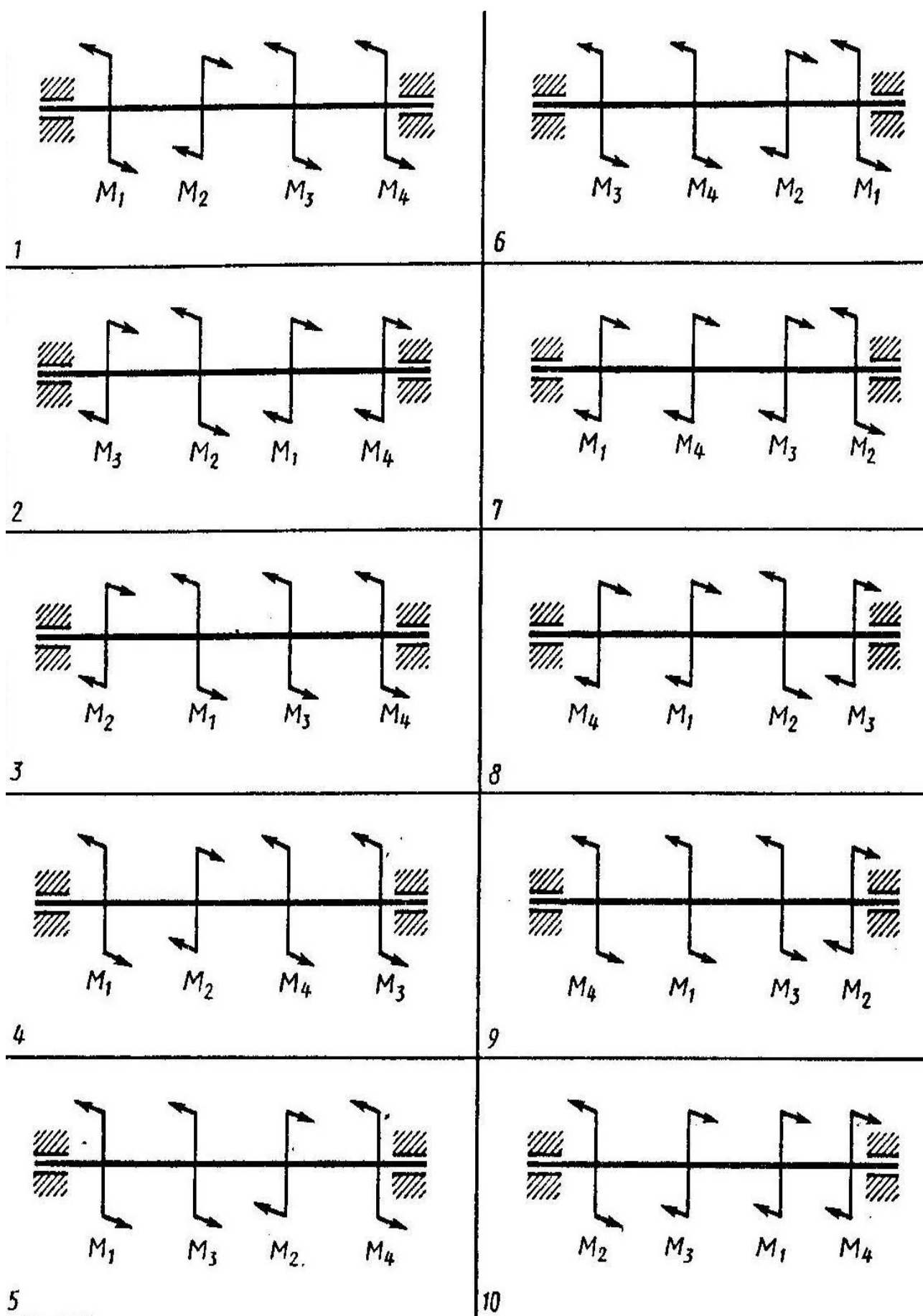


Рисунок 3

5. Вопросы для самопроверки

- 5.1. Какой случай нагружения бруса круглого поперечного сечения называется кручением?
- 5.2 Какие основные допущения приняты при изучении теории кручения круглого поперечного сечения?
- 5.3 Что такое крутящий момент и чему он равен в произвольном сечении вкручиваемого бруса?
- 5.4 Как строится эпюра крутящих моментов?
- 5.5 Для чего строится эпюра крутящих моментов?

6. Домашнее задание

- 6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы
- 6.2 Оформить отчет;
- 6.2 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

7.1 Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

7.2 Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Практическое занятие № 5

Тема: Изгиб: расчёты на прочность. Выбор рациональных сечений

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в построении эпюр поперечных сил и изгибающих моментов по характерным точкам, в выборе рациональных сечений

Продолжительность – 4 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 ГОСТ 6636 -69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры»;
- 1.5 ГОСТ 8239 – 89 «Двутавры стальные горячекатаные. Сортамент»
- 1.6 ГОСТ 8240 – 97 «Швеллеры стальные горячекатаные. Сортамент»
- 1.7 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

[1], с.278...303

3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия

Изгиб — это такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникают изгибающие моменты. В большинстве случаев одновременно с изгибающими моментами возникают и поперечные силы, то такой изгиб называют поперечным. Если поперечные силы не возникают, то изгиб называют чистым.

- Изгибающий момент $M_{\text{и}}$ в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме моментов внешних сил, действующих на отсеченную часть, относительно центра тяжести сечения: $M_{\text{и}} = \sum M$.

- Поперечная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, действующих на отсеченную часть: $Q = \sum F$.
- Причем все внешние силы и моменты действуют в главной продольной плоскости бруса и расположены перпендикулярно продольной оси бруса.

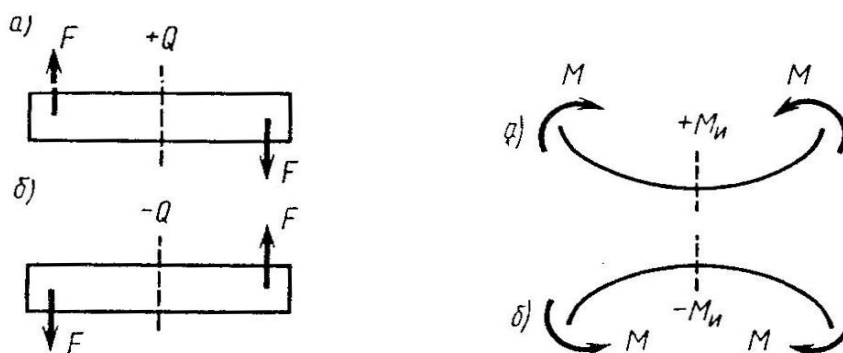
- *Правило знаков для поперечной силы:* силам, поворачивающим отсеченную часть балки относительно рассматриваемого сечения по ходу часовой стрелки, приписывается знак плюс (рис. 1, а), а силам, поворачивающим отсеченную часть балки относительно рассматриваемого сечения против хода часовой стрелки, приписывается знак минус (рис. 1, б).
- *Правило знаков для изгибающих моментов:* внешним моментом, изгибающим мысленно закрепленную в рассматриваемом сечении отсеченную часть бруса выпуклостью вниз, приписывается знак плюс (рис. 1, а), а моментам, изгибающим, отсеченную часть бруса выпуклостью вверх, — знак минус (рис. 1, б).

Между изгибающим моментом M_x , поперечной силой Q_y и интенсивностью распределенной нагрузки q существуют дифференциальные зависимости:

$$\frac{dM_x}{dz} = \frac{dQ_y}{dz} = q$$

На основе метода сечений и дифференциальных зависимостей устанавливается взаимосвязь эпюр M_x и Q_y между собой и с внешней нагрузкой, поэтому достаточно вычислить ординаты эпюр для характерных сечений и соединить их линиями.

Характерными являются сечения балки, где приложены сосредоточенные силы и моменты (включая опорные сечения), а также сечения, ограничивающие участки с равномерно распределенной нагрузкой.



Приведем некоторые правила построения эпюр.

■ *Для эпюры поперечных сил:*

1. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра изображается прямой, наклоненной к оси балки.
2. На участке, свободном от распределенной нагрузки, эпюра изображается прямой, параллельной оси балки.
3. В сечении балки, где приложена сосредоточенная пара сил, поперечная сила не изменяет значения.
4. В сечении, где приложена сосредоточенная сила, значение поперечной силы меняется скачкообразно на значение, равное приложенной силе.
5. В концевом сечении балки поперечная сила численно равна сосредоточенной силе (активной или реактивной), приложенной в этом сечении.
6. Если в концевом сечении балки не приложена сосредоточенная сила, то поперечная сила в этом сечении равна нулю.

■ *Для эпюры изгибающих моментов:*

1. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра моментов изображается квадратичной параболой. Выпуклость параболы направлена навстречу нагрузке.
2. На участке, свободном от равномерно распределенной нагрузки, эпюра моментов изображается прямой линией.
3. В сечении балки, где приложена сосредоточенная пара сил, изгибающий момент меняется скачкообразно на значение, равное моменту приложенной пары.
4. Изгибающий момент в концевом сечении балки равен нулю, если в нем не приложена сосредоточенная пара сил.
5. Если же в концевом сечении приложена активная или реактивная пара сил, то изгибающий момент в сечении равен моменту приложенной пары.
6. На участке, где поперечная сила равна нулю, балка испытывает чистый изгиб, и эпюра изгибающих моментов изображается прямой, параллельной оси балки.
7. Изгибающий момент принимает экстремальное значение в сечении, где эпюра поперечных сил проходит через нуль, меняя знаки с « + » на « - » или с « - » на « + ».

В рассматриваемой задаче требуется построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, а также подобрать размеры поперечного сечения балки, выполненной из прокатного профиля — двутавра.

Условие прочности для балок с сечениями, симметричными относительно нейтральной оси, имеет вид:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{x\ max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

где W_x — осевой момент сопротивления сечения.

Для подбора сечения балки (проектного расчета) из условия прочности определяют необходимое значение осевого момента сопротивления:

$$W_x \geq \frac{M_{x\ max}}{[\sigma]}$$

По найденному моменту сопротивления W_x , подбирают соответствующее сечение по сортаменту (см. приложение 1).

Для закрепленной одним концом балки строить эпюры целесообразно со свободного конца (чтобы избежать определения опорных реакций в заделке).

✓ Последовательность решения задачи:

1. Балку разделить на участки по характерным сечениям.
2. Определить вид эпюры поперечных сил на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить поперечные силы в характерных сечениях и построить эпюру поперечных сил.
3. Определить вид эпюры изгибающих моментов на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить изгибающие моменты в характерных сечениях и построить эпюру изгибающих моментов.
4. Для данной балки, имеющей по всей длине постоянное поперечное сечение, выполнить проектный расчет, т. е. определить W_x в опасном сечении, где изгибающий момент имеет наибольшее по модулю значение.

Пример 1.

Для заданной консольной балки (поперечное сечение-двутавр, $[\sigma] = 160$ МПа) построить эпюры Q_y и M_x и подобрать сечение по сортаменту.

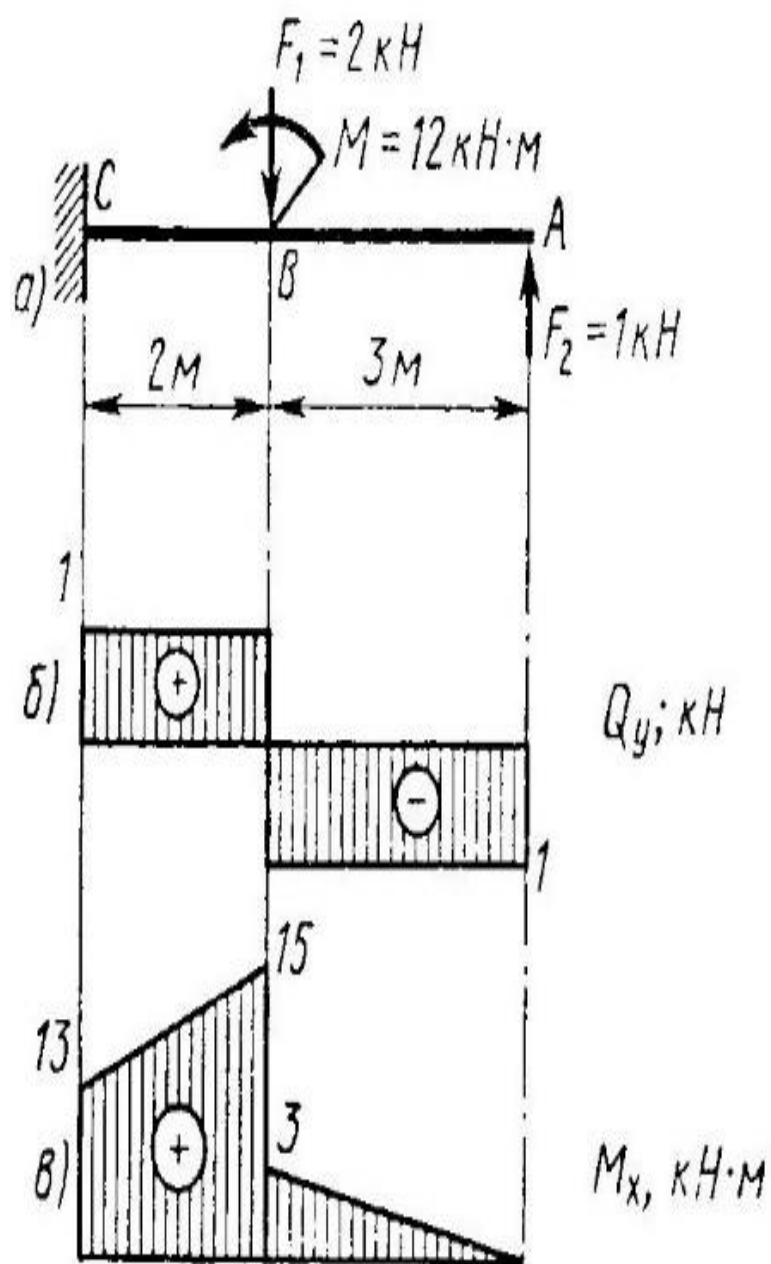
Р е ш е н и е

1. Делим балку на участки по характерным сечениям A, B, C (рис. 2, а).
2. Определяем значения поперечной силы Q_y в характерных сечениях и строим эпюру (рис. 2, б):

$$Q_{yA}^{\text{лев}} = -F_2 = -1 \text{ кН}$$

$$Q_{yB}^{\text{пр}} = -F_2 = -1 \text{ кН}$$

$$Q_{yA}^{\text{лев}} = -F + F_1 = -F_2 + -F_1 = -1 + 2 = 1 \text{ кН}$$



3. Определяем значения изгибающего момента M_x в характерных сечениях и строим эпюру (рис. 3, а):

$$M_A = 0$$

$$M_B^{\text{пр}} = F_2 \cdot AB = 1 \cdot 3 = 3 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_B^{\text{лев}} = F_2 \cdot AB + M = 1 \cdot 3 + 12 = 15 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_C^{\text{пр}} = F_2 \cdot AC + M - F_1 \cdot BC = 1 \cdot 5 + 12 - 2 \cdot 2 = 13 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

4. Исходя из эпюры M_x (рис. 3, в)

$$M_{x \max} = 15 \text{ кН}\cdot\text{м} = 15 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$W_x = \frac{M_{x \max}}{[\sigma]} = \frac{15 \cdot 10^6}{160} = 93700 \text{ мм}^3 = 93,7 \text{ см}^3$$

В соответствии с ГОСТ 8239—89 выбираем двутавр № 16 (см. приложение 1).

Пример 2.

Для заданной двух опорной балки (рис. 4, а) определить реакции опор, построить эпюры поперечных сил, изгибающих моментов и определить размеры поперечного сечения (h , b , d .) в форме прямоугольника или круга, приняв для прямоугольника h/b — 1,5. Считать $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

- Последовательность решения задачи та же, что и в предыдущей задаче. Отличие лишь в том, что данную задачу начинают решать с определения реакций опор балки и проверки правильности найденных реакций.

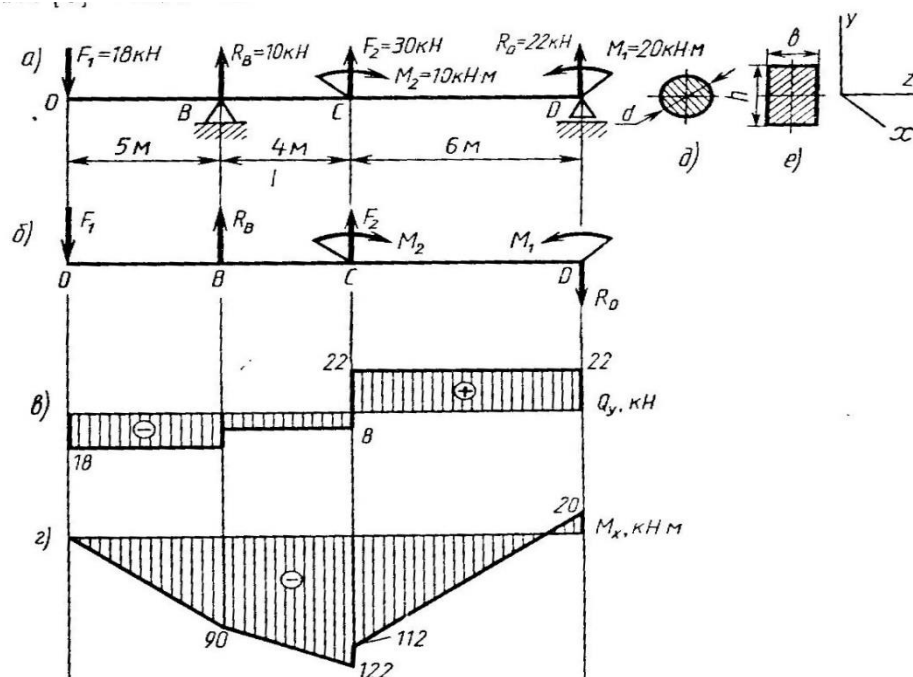


Рисунок 4

Р е ш е н и е.

1. Определяем опорные реакции и проверяем их найденные значения:

$$\sum M_D = 0; \sum M_D = -M_1 + F_2 \cdot CD + M_2 + R_B \cdot BD - F_1 \cdot OD = 0;$$

$$R_B = \frac{M_1 - F_2 \cdot CD - M_2 + F_1 \cdot OD}{BD} = \frac{20 - 30 \cdot 6 - 10 + 18 \cdot 15}{10} = 10 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0; \sum M_B = -F_1 \cdot OB + M_2 - F_2 \cdot BC - R_D - M_1 = 0$$

$$R_D = \frac{-F_1 \cdot OB + M_2 - F_2 \cdot BC - M_1}{BD} = \frac{-18 \cdot 5 + 10 - 30 \cdot 4 - 20}{10} = -22 \text{ кН}$$

Так как реакция R_D получилась со знаком минус, то изменяем ее первоначальное направление на противоположное. Истинное направление реакции R_D —вниз (рис. 4, б).

Проверка:

$$\sum Y_0 = -F + R_B + F_2 - R_D = -18 + 10 + 30 - 22 = 0.$$

Условие статики $\sum Y_i = 0$ выполняется, следовательно, реакции опор определены, верно.

При построении эпюр используем только истинные направления реакций опор.

2. Делим балку на участки по характерным сечениям O, B, C, D (рис. 4, б).

3. Определяем в характерных сечениях значения поперечной силы Q_y и строим эпюру слева направо (рис. 4, в):

$$Q_O^{\text{пп}} = -F_1 = -18 \text{ кН};$$

$$Q_B^{\text{лв}} = -F_1 = -18 \text{ кН};$$

$$Q_O^{\text{пп}} = -F_1 + R_B = -18 + 10 = -8 \text{ кН};$$

$$Q_C^{\text{лв}} = -F_1 + R_B = -18 + 10 = -8 \text{ кН};$$

$$Q_C^{\text{пп}} = -F_1 + R_B + F_2 = -18 + 10 + 30 = 22 \text{ кН};$$

$$Q_D^{\text{лв}} = -F_1 + R_B + F_2 = 22 \text{ кН}$$

4. Вычисляем в характерных сечениях значения изгибающего момента и строим эпюру (рис. 4, г):

$$M_O = 0;$$

$$M_B = -F_1 \cdot AB = -18 \cdot 5 = -90 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_C^{\text{лв}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 = -122 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_C^{\text{пп}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC + M_2 = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 + 10 = -112 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_D^{\text{лев}} = -F_1 \cdot OD + R_B \cdot BD + M_2 + F_2 \cdot CD = -18 \cdot 15 + 10 \cdot 10 + 10 + 30 - 6 = 20 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

5. Вычисляем размеры сечения данной балки из условий прочности на изгиб по двум вариантам: а) сечение — прямоугольник с заданным соотношением сторон (рис. 4, е);

б) сечение — круг (рис. 4, д). Вычисление размеров прямоугольного сечения:

$$W_x = \frac{M_{x \max}}{[\sigma]} = \frac{122 \cdot 10^6}{160} = 0.762 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$$

Используя формулу $W_x = \frac{bh^2}{6}$ и учитывая, что $h = 1,56$, находим

$$b = \sqrt[3]{\frac{6 W_x}{2.25}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 0.762 \cdot 10^6}{2.25}} = 10^2 \sqrt[3]{2.06} = 127 \text{ мм}$$

Используя формулу $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$, находим диаметр круглого сечения

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0.762 \cdot 10^6}{3.14}} = 196 \text{ мм}.$$

Задание

По исходным данным заданий практического занятия № 2:

- а) построить эпюры поперечных сил, изгибающих моментов;
 - б) определить размеры поперечного сечения (h , b , d .) в форме прямоугольника или круга, приняв для прямоугольника h/b — 1,5
 - в) подобрать сечение по сортаменту (два швеллера и двутавр);
- Считать $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$;
- г) из рассчитанных вариантов форм поперечного сечения выбрать оптимальный вариант и обосновать его.

4. Порядок выполнения работы

- 4.1 Ознакомиться с заданиями;
- 4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;
- 4.3. Решить задачи своего варианта;
- 4.4. Показать результаты расчетов преподавателю

5. Вопросы для самопроверки

- 5.1. Каковы правила знаков изгибающих моментов и поперечной силы?
- 5.2. Для чего строятся эпюры изгибающих моментов и поперечных сил?
- 5.3. Почему можно не определять опорные реакции для балки, защемленной только одним концом, при построении эпюр поперечных сил и изгибающих моментов?
- 5.4. Как найти на эпюре поперечных сил сечение, в котором величина изгибающего момента имеет наибольшее значение?
- 5.5. По какой формуле определяется нормальное напряжение в сечении при чистом изгибе?
- 5.7. Что такое осевой момент сопротивления и какова его размерность?

6. Домашнее задание

- 6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы
- 6.2 Оформить отчет;
- 6.3 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

7.1 Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

7.2 Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Практическое занятие № 6

Тема: Кинематические и силовые соотношения в передачах

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в определении кинематических и силовых соотношений в передачах

Продолжительность – 4 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 ГОСТ 19523 – 81 «Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые
- 1.5 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

[1], с.4...8

3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия

Данное практическое занятие проводится по разделу «Детали машин», завершающим в учебной дисциплине «Техническая механика». Оно является базовым для выполнения последующих работ, цель которых разработать конструкцию одноступенчатого зубчатого редуктора и дополнительно гибкие передачи (ременную и цепную). Задача носит сквозной характер.

Первый этап проектирования - анализ кинематической схемы и выбор электродвигателя. Рассмотрим одну из типовых схем привода к ленточному конвейеру: от электродвигателя вращение передается валу барабана через ременную передачу, зубчатый одноступенчатый редуктор и цепную передачу.

Для определения требуемой мощности электродвигателя в задании указываются вращающий момент (T_p , Н*м) на валу барабана и угловая скорость (ω_p , рад/с) этого вала или же сила тяги F (Н) и скорость v (м/с) ленты.

Искомую мощность P (Вт) электродвигателя определяют из выражения

$$P = T_p * \omega_p, / \eta = F * v / \eta,$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) привода, равный произведению частных КПД передач, входящих в кинематическую схему:

$$\eta = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3 \dots * \eta_n$$

Значения КПД передач отдельных типов приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Значения КПД механических передач

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор): -цилиндрическими колесами -коническими колесами	0,97 – 0,98 0,96 – 0,97
Зубчатая открытая	0,95 -0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка: $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$ $Z_1 = 4$	0.70 – 0.75 0.80 – 0.85 0.85 – 0.95
Цепная закрытая	0,95 – 0,97
Цепная открытая	0,90 – 0,95
Ременная: плоским ремнем клиновыми ремнями	0,96 – 0,98 0,95 – 0,97
Примечание. Потери на трение в опорах каждого вала учитывается множителем $\eta_0 = 0,99 - 0,995$	

Мощность электродвигателя, подбираемого для проектируемого привода, должна быть не ниже, которая определена по формуле (1). Из существующих типов двигателей выбирают преимущественно асинхронные электродвигатели трехфазного тока единой серии 4А. При стандартной частоте тока $f = 50 \text{ с}^{-1}$ и числе пар полюсов $p = 1 \dots 6$ синхронная частота вращения n_c принимаем равной 1500 об/мин. При возрастании нагрузки частота вращения вала уменьшается вследствие скольжения s , определяемого по формуле

$$n = n_c * (1 - s)$$

Технические данные асинхронных электродвигателей единой серии 4А в закрытом обдуваемом исполнении приведены в таблицах приложения (П8). При решении задач обычно указывают частоту вращения n_p (об/мин) рабочего приводного вала или же диаметр D (м) барабана конвейера и скорость v (м/с) ленты; по этим данным находят

$$n_p = \frac{60v}{\pi D},$$

определяют общее передаточное число всего привода

$$u = n_{\text{ном}} / n_p$$

и намечают ориентировочно значения частных передаточных отношений передач, входящих в привод, так, чтобы произведение их было равно общему

передаточному числу всего привода:

$$u_1 * u_2 * \dots * u_k = u.$$

Таблица 2 - Средние значения передаточных чисел (u) для передач:

Зубчатых	2 - 6
Червячных	8 - 80
Цепных	3 - 6
Ременных	2 - 4

Далее рассчитываются вращающие моменты (Т) на каждом валу, угловые скорости и частоты вращения каждого вала по формулам, взятым из второго раздела технической механики – сопротивления материалов.

Последовательность решения задачи:

1. Подобрать асинхронный электродвигатель серии 4А;
2. Определить общее передаточное число всего привода;
3. Определить передаточные числа каждой передачи;
4. Рассчитать вращающие моменты (Т) на каждом валу;
5. Определить угловые скорости и частоты вращения каждого вала;
6. Результаты расчетов свести в таблицу;
7. Сделать выводы.

Пример

Провести кинематический расчет привода, показанного на рисунке 1.

Исходные данные:

-диаметр барабана $D = 400$ мм;

-тяговая сила $F_L = 4,1 * 10^3$ Н;

-скорость ленты $v = 0,8 \frac{м}{с}$.

Требуется:

- а) подобрать асинхронный электродвигатель трехфазного тока;
 - б) определить общее передаточное число;
 - в) определить частные передаточные числа каждой передачи;
 - г) рассчитать вращающие моменты (Т) на каждом валу;
 - д) определить угловые скорости и частоты вращения каждого вала;
 - е) результаты расчетов свести в таблицу.
- Сделать выводы.

Р е ш е н и е

1. Принимаем значения КПД по табл. 1.:

ременной передачи (с клиновидным ремнем) $\eta_1 = 0,97$;

зубчатой пары редуктора (колеса цилиндрические косозубые) $\eta_2 = 0,98$;

цепной передачи (открытой) $\eta_3 = 0,95$;

коэффициент, учитывающий потери на трение в опорах трех валов (три

пары подшипников) $\eta_0^3 = 0,99^3$.

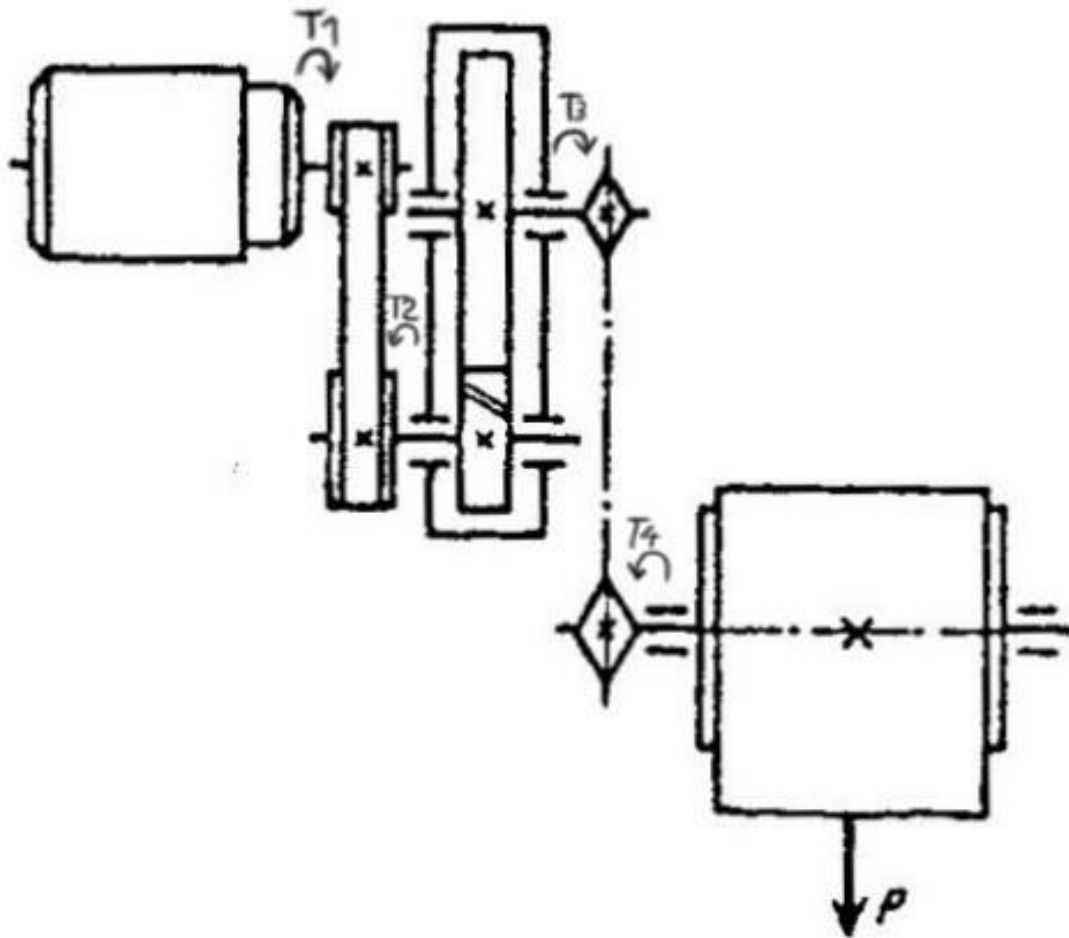


Рисунок 1 – Кинематическая схема привода ленточного конвейера

2. Значение КПД всего привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_0^3 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,88.$$

3. Требуемая мощность электродвигателя по формуле (1.).

$$P = \frac{T_p \cdot \omega_p}{\eta} = \frac{F \cdot v}{\eta} = \frac{4,1 \cdot 10^3 \cdot 0,8}{0,88} = 3,73 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

4. Частота вращения вала барабана:

$$n_p = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 400 \cdot 10^{-3}} = 38,2 \text{ об/мин}$$

5. По данным табл. П1 подходит электродвигатель марки: 100L4, $P = 4 \text{ кВт}$; $n_c = 1500 \text{ об/мин}$; $s = 4,7 \%$;

Принимаем электродвигатель мощностью 4 кВт, синхронная частота вращения $n_c = 1500 \text{ об/мин}$

Электродвигатель 4A100L4У3 по ГОСТ 19523-81,

где 4 – порядковый номер серии;

A – род двигателя – асинхронный;

100 – высота оси вращения, мм;

L – установочный размер по длине станины;

4 – число полюсов;

УЗ – двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата

6.Номинальная частота вращения вала данного двигателя будет соответственно:

$$n_{\text{ном}} = n_c(1-s) = 1500 * (1 - 4.7 / 100) = 1430 \text{ об/мин}$$

7. Передаточное число всего привода:

$$u = \frac{n_{\text{ном}}}{n_p} = \frac{1430}{38.2} = 37.4 \approx 38$$

8. Разбиваем общее передаточное число привода и принимаем:

а) ременной передачи $u_{\text{р.п}} = 2$;

б) зубчатой передачи $u_{\text{з.п}} = 4$;

в) цепной передачи $u_{\text{ц.п}} = \frac{u}{u_{\text{р.п}} * u_{\text{з.п}}} = \frac{38}{2 * 4} = 4.75 \approx 4.8$.

$$\text{тогда, } u_p = 2 * 4 * 4.8 = 38.4$$

Намеченные передаточные числа в дальнейшем будут уточняться (при расчете этих передач).

9.Определим отклонения от расчетного передаточного числа привода

$$(u_p - u) / u_p * 100 = (38.4 - 38) / 38.4 * 100 = - 1.04\% < - 3\%,$$

т. е. расчетное передаточное число не превышает допустимой погрешности в расчетах.

10.Рассчитаем вращающие моменты и угловые скорости на валах по формулам

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega_1}, \text{ Н*м,}$$

Причем

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{ном}}}{30}, \text{ рад/с}$$

Вал 1

$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\text{ном}}}{30} \text{ рад/с;}$ где $n_1 = n_{\text{ном}} = 1430 \text{ об/мин;}$ $\omega_1 = \frac{3.14 \cdot 1430}{30} = 149.7 \approx 150 \text{ рад/с}$	$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} \text{ Н*м;}$ $T_1 = \frac{4 \cdot 10^3}{150} = 26.7 \text{ Н*м}$
---	---

Вал 2

$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{\text{р.п}}} \text{ рад/с;}$ $\omega_2 = 150 / 2 = 75 \text{ рад/с}$	$T_2 = T_1 * u_{\text{р.п}} * \eta_{\text{р.п}}, \text{ Н*м}$ $T_2 = 26.7 * 2 * 0.97 = 51.8 \text{ Н*м}$
--	---

Вал 3

$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{\text{з.п}}} \text{ рад/с;}$ $\omega_3 = 75 / 4 = 18.8 \text{ рад/с;}$	$T_3 = T_2 * u_{\text{з.п}} * \eta_{\text{з.п}} * \eta_0^2, \text{ Н*м;}$ $T_3 = 51.8 * 4 * 0.98 * 0.99^2 = 199 \text{ Н*м;}$
--	--

Вал 4

$\omega_4 = \omega_{\text{барабана, рад/с;}}$ $\omega_4 = \frac{\pi n_6}{30} = \frac{3.14 \cdot 38,2}{30} = 4 \text{ рад/с;}$	$T_4 = T_3 * u_{ц.п} * \eta_{ц.п} * \eta_0, \text{ Н*м}$ $T_4 = 199 * 4,8 * 0,98 * 0,99 = 929,7 \text{ Н*м}$
--	---

11. Определим частоты вращения каждого вала, об/мин

<u>Вал 1</u>	$n_1 = n_{\text{ном}} = 1430;$
<u>Вал 2</u>	$n_2 = n_1 / u_{п.п} = 1430 / 2 = 715;$
<u>Вал 3</u>	$n_3 = n_2 / u_{з.п}^* = 715 / 4 = 179;$
<u>Вал 4</u>	$n_4 = n_{\text{бар}} = 38,2;$

12 Результаты расчетов занесем в таблицу 3

№ вала	Вращающий момент Т, Н·м	Угловая скорость ω, рад/с	Частота вращения вала n, об/мин
I	26,7	150,0	1430,0
2	51,8	75,0	715,0
3	199,0	18,8	179,0
4	929,7	4,0	38,2

Вывод:

- по исходным данным в результате расчетов был подобран асинхронный электродвигатель трехфазного тока модели 4А100L4У3 ГОСТ 19523-81, мощностью 4кВт; с синхронной частотой вращения 1500 об/мин и скольжением 4,7 %.
- Были определены передаточные числа передач (см. табл.4)

Таблица 4

Предаточное число, u	Наименование передач		
	ремённая	зубчатая (редуктор)	цепная
	2	4	4,8

- рассчитаны вращающие моменты на каждом валу, угловые скорости и частоты вращения их (см. табл.3)

Полученные результаты являются исходными данными для выполнения следующих практических занятий, поэтому все расчеты нужно выполнять более внимательно, поточнее.

Задание

Провести кинематический расчет привода, показанного на рисунке 1.

Исходные данные:

-диаметр барабана D мм;

-тяговая сила $F_{\text{л}}$ Н;

-скорость ленты $v \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Требуется:

а) подобрать асинхронный электродвигатель трехфазного тока;

б) определить общее передаточное число;

в) определить частные передаточные числа каждой передачи;

г) рассчитать вращающие моменты (T) на каждом валу;

д) определить угловые скорости и частоты вращения каждого вала;

е) результаты расчетов свести в таблицу.

Сделать выводы.

Числовые значения D , $F_{\text{л}}$, v для своего варианта взять из табл. 5

Таблица 5

№ варианта	$F_{\text{л}}$, кН	v , м/с	D , мм
1	2,0	0,7	300
2	2,4	0,9	280
3	2,5	1,2	280
4	1,4	1,5	270
5	1,2	1,3	380
6	1,6	0,7	380
7	4,0	1,1	310
8	1,9	1,4	420
9	2,0	1,0	300
10	1,3	1,0	300
11	2,6	0,8	350
12	1,9	0,9	400
13	2,7	1,0	360
14	3,0	0,9	430
15	1,5	1,3	290

Задания выполняют в малой группе из двух человек.

4.Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с заданиями;

4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;

4.3 Решить задачи своего варианта;

4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

5. Вопросы для самопроверки

5.1. Какими данными нужно располагать, чтобы подобрать электродвигатель?

5.2 Что такое КПД? Как его рассчитывают? Может он быть равным или больше единицы и почему?

5.3 Что такое передаточное число?

5.4 Какова связь между вращающимися моментами на ведущем и ведомом валах?

6. Домашнее задание

6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы

6.2 Оформить отчет;

6.3 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

7.1 Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

7.2 Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Практическое занятие № 7

Тема: Расчет цилиндрической косозубой передачи

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в расчете зубчатого одноступенчатого редуктора

Продолжительность – 6 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

1.1 Индивидуальное задание;

1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;

1.3 Микрокалькуляторы;

1.4 ГОСТы:

- ГОСТ 9563 – 60 «Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули»;

- ГОСТ 2185 – 66 «Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры»;

- ГОСТ 21354 – 87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность»;

1.5 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

[1], с. 172...181

[2], с. 27...47

3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия

Цель расчета – определение основных геометрических размеров передачи, обеспечивающих ее работоспособность, при этом необходимо стремиться к получению минимальных габаритов, массы и стоимости передачи.

Исходные данные для расчета:

а) вращающий момент на валу шестерни T_1 ;

б) циклограмма вращающих моментов или наименование типового режима нагружения;

в) требуемый ресурс L_h ;

г) передаточное число u ;

д) схема механизма, уточняющая расположение колес относительно опор.

Последовательность расчета:

Литература: (1), с.176 – 180, пример 14,1)

А. Проектировочный расчет:

1. Из практического занятия №6 взять вращающий момент на валу шестерни T_1 , частоту вращения n_1 , передаточное число редуктора $u_{з.п.}$.

2. Выбрать **материал шестерни и колеса**, причем для закрытых косозубых цилиндрических передач рекомендуется твердость материала шестерни назначать, возможно, большей, для чего шестерню подвергают поверхностной закалке, цементации; применение высокотвердой шестерни повышает контактную прочность косозубой передачи.

Определяют среднюю твердость поверхности и сердцевины зубьев колес ((1), табл.12.1, с. 140). Рекомендуется предусмотреть разность в твердости зубьев шестерни и колеса в пределах $HB_1 = HB_2 + (50...80)$.

Выбираем способ получения заготовок колес, предельные размеры заготовки (D и S) в мм

3. Найти **ориентировочное значение межосевого расстояния** a_w^1 , мм по формуле ((1), формула 13.17, с. 164)

Вычисляют окружную скорость зубчатых колес v , м/с по формуле 13.18 ((1), с. 164).

4. Определить **допускаемые контактные напряжения** отдельно для материала шестерни и материала колеса (1), с. 151...154, формулы 12.1, 12.2, 12.10, 12.11, 12.12 и табл. 12.7, с. 151; 12.8, с. 152).

При этом должно выполняться условие:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) < [\sigma]_{H_{min}} = [\sigma]_{H_2}$$

5. Определить **допускаемые напряжения изгиба** ((1), с. 151...154)

формулы: 12.1, с. 145;

табл.: 12.2, с. 146; табл.12.10, с. 153;

-12.14, 12.13 с. 153;

6. Коэффициенты нагрузки (см. (1), с., 146...150,

Таблицы:	Формулы:
-11.2, с. 133; 12.5, с. 149; 12.6, с. 150; -12.3, с. 148; 12.4, с. 148.	-12.6, с. 148; 12.7, с. 150; 12.9, с. 150; -12.5, с. 147; 12.4, с. 146; 12.8, с. 150.

7. Межосевое расстояние ((1), формула 13.12, с. 160) уточняем и принимаем окончательно по ГОСТ;

8. Ширина венца колеса и шестерни (см. § 13.4, с. 160).

Полученные значения округляют до ближайших целых значений в мм.

9. Нормальный модуль зубьев (1):

- минимальное значение (формула 13.16, с.163);
- максимальное значение (формула 13.19, с.165);

Принимаем по стандарту из первого ряда ((1), табл.11.1, с. 127).

10. Угол наклона зубьев и число зубьев колес:

а) предварительно – по формуле 14.9, с. 176, при этом должно быть выполнено условие:

$$\beta_{\min} \geq 8^\circ$$

- б) суммарное число зубьев – по формуле 14.10, с. 176;
- в) фактический угол наклона зубьев - по формуле 14.11, с. 176;
- г) число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 - по формуле 13.21, с. 166.

11. Фактическое передаточное число (затем рассчитывается допускаемое отклонение до $\pm 4\%$)

12. Основные геометрические размеры передачи:

- делительные диаметры шестерни и колеса – формула 14.1, с. 173;
- диаметры вершин шестерни и колеса – формула 14.2, с. 173;
- диаметры впадин шестерни и колеса – формула 14.3, с. 173;
- Межосевое расстояние - формула 14.4, с. 173;

13. Силы в зацеплении:

- окружная сила - формула 13.6, с. 156;
- радиальная сила - формула 14.6, с. 175;
- осевая сила - формула 14.7, с. 175.

Б. Проверочный расчет

14. Проверочный расчет на контактную прочность

- формула 13.13, с.160;

15. Проверочный расчет на прочность при изгибе- формула 13.14, с. 162:

- а) эквивалентное число зубьев – формула 14.5, с.174;
- б) табл. 13.1, с.162- -находим коэффициенты:
 - формы зуба и концентрации напряжений при коэффициенте смещения $X = 0$;
- в) учитывающий наклон зуба – формула 14.8, с. 176.
При этом должно выполняться условие: $Y_\beta \geq 0,7$
- г) для косозубых колес коэффициент $Y_\epsilon = 0.65$;
- д) расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба:
 - колеса - формула 13.14, с. 162;

-шестерни - формула 13.15, с. 163;

Вывод.

16. Пригодность заготовок шестерни и колеса (см. рис 12.1, с. 139 и с.163...171)

Вывод.

17. Результаты расчетов заносим в табл.1

Таблица 1- Геометрические параметры цилиндрической косозубой передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы	Результат
1.Нормальный модуль, m, мм	ГОСТ	_____
2.Минимальное значение модуля, m _{min} , мм	$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_1(u + 1)}{b_2 \cdot a_w[\sigma]_F}$	
3.Максимальное значение модуля, m _{max} , мм	$m_{\max} = \frac{2aw}{17(u + 1)}$	
4.Делительный диаметр шестерни, d ₁ мм	$m \cdot z_1 / \cos \beta$	
5.Делительный диаметр колеса, d ₂ , мм	$m \cdot z_2 / \cos \beta$	
6.Диаметр вершин зубьев шестерни, d _{a1} , мм	$d_1 + 2m$	
7. Диаметр вершин зубьев колеса, d _{a2} , мм	$d_2 + 2m$	
8. Диаметр впадин зубьев шестерни, d _{f1}	$d_1 - 2,5m$	
9. Диаметр впадин зубьев колеса, d _{f2} , мм	$d_2 - 2,5m$	
10. Шаг нормальный, p, мм	$m \cdot \pi$	
11. Окружная толщина зубьев, S _t , мм	$\pi \cdot m / 2$	
12. Высота зуба, h, мм	$2,25 \cdot m$	
13 Высота головки зуба, h _a , мм	m	
14. Высота ножки зуба, h _f , мм	$1,25 \cdot m$	
15. Радиальный зазор, с, мм	$h_f - h_a = 0,25 \cdot m$	

16. Суммарное число зубьев, Z_{Σ}	$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2$ $= \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}$	
17. Число зубьев шестерни, Z_1	$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u + 1} > Z_{\min}$	
18. Число зубьев колеса, Z_2	$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1$	
19. Межосевое расстояние, a_w , мм, ГОСТ 2185 - 66	$a_w = K_a(u + 1)^3 \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}}$	
20. Межосевое расстояние, a_w , мм (уточненное)	$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = d_1(u + 1)/2$	
21. Угол наклона зубьев, β_{\min} , °	$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{4m}{b_2} \right) \geq 8^\circ$	
22. Фактический угол наклона зубьев, β , °	$\beta = \arcsin \left(\frac{4m}{b_2} \right)$ должно выполняться условие: $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$	
23. Ширина венца колеса, b_2 , мм	$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w$	
24. Ширина венца шестерни, b_1 , мм	$b_1 = b_2 + 3 \text{ мм}$	
25. Коэффициент смещения, x	-	
26. Фактическое передаточное число, u_{ϕ}	$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}$	

Пример. Рассчитать закрытую косозубую передачу (редуктор).

Исходные данные взяты из практического занятия №6 (для 2-го вала)

- вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 51,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- частота вращения $n_1 = 715 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;
- передаточное число редуктора $u = 4$ (ориентировочно)
- заданный ресурс передачи (срок ее службы) $L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$ (примерно три года при двухсменной работе);
- передача неревверсивная (работа зубьев одной стороной);
- нагрузка близкая к постоянной;
- расположение зубчатых колес относительно опор – симметричное.

Решение:

А) Проектировочный расчет

1. Материал шестерни и колеса.

Желая получить небольшие размеры редуктора, выбираем для изготовления зубчатых колес сталь марки 40Х (см. табл.12.1, с. 140) с термообработкой:

- для шестерни – улучшение поковки ($H_1 = 269 \dots 302$ HB) и закалка зуба ТВЧ до твердости на поверхности зубьев $H_1 = 45 \dots 50$ HRC при диаметре заготовки $D \leq 125$ мм.
- для колеса – улучшение поковки ($H_2 = 269 \dots 302$ HB) в предположении, что что наибольшая толщина сечения заготовки колеса $S \leq 80$ мм.
Находим: $H_{1cp} = 0,5(45 + 50) = 47,5$ HRC; $H_{2cp} = 0,5(269 + 302) = 285,5$ HB.
Способ получения заготовок колес – поковка.

2. Ориентировочное значение межосевого расстояния находим по формуле 13.17, с. 164 при $K=8$, т.к. $H_1 > 45$ HRC, а $H_2 < 350$ HB, тогда

$$a'_w = R(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}} = 8(4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{51,8}{4}} = 93,92 \text{ мм/}$$

Окружная скорость зубчатого колеса (формула 13.18, с.164)

$$v = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 93,92 \cdot 715}{60000(4+1)} = 1,41 \text{ м/с.}$$

3. Допускаемые контактные напряжения (с.161):

а) по табл.12.8, с. 152 интерполированием находим базовое число циклов напряжений, соответствующее перелому кривой усталости (пределу выносливости):

- для шестерни: $N_{HG} = 66,2 \cdot 10^6$, т.е. $(10^6 \cdot 68 - \left(\frac{68-50}{5} \cdot 0,5\right) \cdot 10^6) = 66,2 \cdot 10^6$;
- для колеса $N_{HG2} = 22,5 \cdot 10^6$.

б) число циклов нагружения зубьев шестерни за все время работы при $n_3 = 1$ (ф.12.2, с.145)

- шестерни: $N_{K1} = 60 \cdot 715 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 10^3 = 515 \cdot 10^6$
- колеса: $N_{K2} = 515 \cdot 10^6 / 4 = 129 \cdot 10^6$

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев (формуле 12.1, с.145), значение коэффициента μ_n – по табл.12.2, с. 146. $\mu_n = 1,000$, т.к. режим нагружения (по условию) близкий к постоянному,

- то и для шестерни $N_{HE1} = 515 \cdot 10^6$;
- колеса $\rightarrow N_{HE2} = 129 \cdot 10^6$

в) т.к. $N_{HE1} > N_{HG1}$; $515 \cdot 10^6 > 66,2 \cdot 10^6$;

$N_{HE2} > N_{HG2}$; $129 \cdot 10^6 > 22,5 \cdot 10^6$, то по условию ф.12.11, с.152, принимаем

коэффициенты долговечности:

$$Z_{N1} = 1 \text{ и } Z_{N2} = 1$$

- В предположении параметра шероховатости сопряженных поверхностей зубьев $R_a = 0,63 \dots 1,25$ мкм принимаем коэффициент, учитывающий влияние шероховатости $Z_{R1} = Z_{R2} = 1$
- По табл. 12.9., с.152 принимаем значение коэффициента, учитывающего влияние окружной скорости $Z_v = 1$, т.к. v - до 5 м/с, а твердость > 45 HRC.
- Коэффициент запаса прочности для шестерни (закалка ТВЧ)

$[S]_{H1} = 1,2$; для зубчатого колеса (улучшение) $[S]_{H2} = 1,1$ (см. § 12.5)

г) По формулам табл.12.7, с. 148 определяем пределы контактной выносливости:

- для шестерни $\sigma'_{H \lim 1} = 17 H_{cp} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1007,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$
- для колеса $\sigma'_{H \lim 2} = 2 \cdot H_{2cp} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$

д) допускаемые контактные напряжения по формуле (12.10, с.151)

$$\begin{aligned}
 & \text{— для шестерни} \quad [\sigma]_{H_1} = \sigma_{H \lim} \cdot Z_{N_1} \cdot Z_{R_1} \cdot \frac{Z_v}{[S]_{H_1}} \\
 & \quad \quad \quad [\sigma]_{H_1} = 1007,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,2} = 840 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \\
 & \text{— для колеса} \quad [\sigma]_{H_2} = 641 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,1} = 583 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.
 \end{aligned}$$

Допускаемые контактные напряжения для расчета цилиндрической передачи с непрямыми зубьями (формула 12.12, с.153) в связи с наклонным расположением линий контакта, допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ определяют с учетом допускаемых напряжений шестерни $[\sigma]_{H_1}$ и колеса $[\sigma]_{H_2}$

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) \geq [\sigma]_{H_{\min}}$$

при выполнении условия для цилиндрических передач $[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H_{\min}}$:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) = 0,45(840 + 583) = 640 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > [\sigma]_{H_{\min}} = [\sigma]_{H_2} = 583 \text{ МПа}$$

При этом условие: $[\sigma]_{H_{\min}} \leq [\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H_{\min}} \rightarrow 640 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < 1,25 \cdot 583 = 729 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ соблюдается.

4. Допускаемые напряжения изгиба (см. § 12.5)

а) базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости зубьев при изгибе, $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ (с.154)

б) эквивалентное число циклов нагружения зубьев находим по формуле (12.1, с.145)

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_K,$$

где μ_F – (по табл.12.2, с.146) – коэффициент эквивалентности: $\mu_F = 1$, т.к. режим нагружения постоянный, т. е. «0» (см. условие задачи).

– для шестерни $q_{F_1} = 9$ (закалка зубьев ТВЧ)

– для колеса $q_{F_2} = 6$ (улучшение),

тогда $\mu_{F_2} = 1,000$; $\mu_{F_1} = 1$

– для шестерни $N_{FE_1} = 1 \cdot 515 \cdot 10^6 = 515 \cdot 10^6$

– для колеса $N_{FE_2} = 1 \cdot 129 \cdot 10^6 = 129 \cdot 10^6$

в) т.к. $N_{FE_1} > N_{FG_1}$, т. е. $515 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE_2} > N_{FG_2}$, т. е. $129 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$, то

коэффициенты долговечности $Y_{N_1} = 1$; $Y_{N_2} = 1$;

○ при $R_A = 0,63 \dots 1,25$ мкм; $Z_{R_1} = 1$; $Z_{R_2} = 1$.

○ Y_A - коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки.

Т. к. по условию работа колес неререверсивная, то $Y_A = 1$.

○ Y_Z - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колес:

для поковки $Y_Z = 1$ (с. 154)

○ коэффициент запаса прочности $[S]_F = 1,7$ (см. § 12.5).

г) По табл. 12.10, с.153 определяем пределы выносливости зубьев при изгибе:

– для шестерни, предполагая, что $m < 3$ мм, $\sigma_{F \lim} = 580 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$

– для колеса $\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \text{ Н}_{2\text{ср}} = 285,5 \cdot 1,75 = 500 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$

д) допускаемые напряжения изгиба по формуле (12.13 с.153)

$$\begin{aligned}
 & [\sigma]_F = \sigma_{F \lim} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A \cdot \frac{Y_Z}{[S]_F} \\
 & \text{— для шестерни} \quad [\sigma]_{F_1} = 580 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,7} = 341 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \\
 & \text{— для колеса} \quad [\sigma]_{F_2} = 500 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,7} = 294 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}
 \end{aligned}$$

5. Коэффициенты нагрузки (см. § 12.4.)

а) по табл. 11.2, с.133, ориентируясь на передачи общего машиностроения, назначаем 8 ю степень точности передачи. Затем по табл. 12.5, с.149 и 12.6, с.150 интерполируя, получаем (берем по колесу)

$$K_{H_{v1}} = 1,03; K_{H_{v2}} = 1,03; \text{ при } v=1,41 \text{ м/с (с.149, табл.12.5)}$$

$$K_{F_{v1}} = 1,03; K_{F_{v2}} = 1,06; \text{ (табл.126, с.150).}$$

Окончательно принимаем $K_{H_v} = 1,03; K_{F_v} = 1.06;$

б) принимаем коэффициенты ширины венца для симметрично расположенного относительно опор колеса $\Psi_{ba} = 0,315$ (с.160); По формуле (12.6, с. 148)

$$\Psi_{bd} = 0,5\Psi_{ba}(u + 1) = 0.5 * 0.315(4 + 1) = 0.788$$

○ $K_{H\beta}^o$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы (табл. 12.3, с.148) берем по колесу с меньшей твердостью); $K_{H\beta}^o = 1,07$

(рассчитан путем интерполирования: $K_{H\beta}^o = 1,04 + \left(\frac{1,07-1,04}{0,2} \cdot 0,188\right) = 1,07$).

○ K_w - коэффициент, учитывающий приработку зубьев находим по табл.12.4, с.148 для зубчатого колеса (как менее твердого): $k_w = 0.45$, т.к $v = 1.41$ м/с; $H_{B2cp} = 285,5$ Тогда значение $K_{H\beta}$ – после приработки зубьев (формула 12.7, с. 148);

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^o - 1) K_w = 1 + (1.07 - 1) 0.45 = 1.03$$

○ $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий находим по формуле (12.9, с. 150)

$$K_{F\beta} = 0.18 + 0.82 K_{H\beta}^o = 0,18 + 0,82 * 1,03 = 1.025$$

в) для принятой твердости поверхностей зубьев шестерни $H_1 = 45 \dots 50$ HRC и колеса $H_2 = 269 \dots 302$ HB по формуле (12.5, с. 147) находим значения коэффициентов распределения нагрузки между зубьями для назначенной 8-й степени точности передачи: (для косозубых передач)

$$K_{H\alpha} = 1 + C(n_{ст} - 5) \text{ при условии } 1 \leq K_{H\alpha} \leq 1,6,$$

где $C = 0.25$, т.к. $H_1 > 350$ HB, а $H_2 \leq 350$ HB,

Тогда $K_{H\alpha} = 1 + 0.25(8 - 5) = 1,75$, \rightarrow что не соответствует условию, т.с. $K_{H\alpha} > 1.6$,

Принимаем $K_{H\alpha} = 1.6$; $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1.6$.

г) находим значение коэффициентов нагрузки по формулам (12.4, с. 146) и (12.8, с. 150) при $K_A = 1$ (с. 146)

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1.03 \cdot 1.03 \cdot 1.6 = 1.7$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F_v} \cdot K_{F_2} = 1 \cdot 1.025 \cdot 1.06 \cdot 1.6 = 1.74.$$

6. Межосевое расстояние. По формуле (13.13, с. 160) уточняем межосевое расстояние

$$a_w = K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где $K_a = 410$ – для косозубых передач

$$a_w \geq 410(4 + 1) \sqrt[3]{\frac{1.67 \cdot 51.8}{0.315 \cdot 4 \cdot 640 \cdot 640}} = 2050 \sqrt[3]{0.000168} = 112.8 \text{ мм}$$

Принимаем |по ГОСТ 2185 – 66, 2-й ряд | $a_w = 112$ мм, или ((2), с.36).

7. Ширина венца колеса и шестерни:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0.315 \cdot 112 = 35,2 \text{ мм, принимаем } b_2 = 35 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 3 \text{ мм} = 35 + 3 = 38 \text{ мм.}$$

8. Нормальный модуль зубьев

Минимальное значение (формула (13.16), с.163)

$$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_1(u+1)}{b_2 \cdot a_w [\sigma]_F},$$

где $K_m = 2.8 \cdot 10^3$ - для косозубых передач, (с. 163)

$$m_{\min} = \frac{2.8 \cdot 10^3 \cdot 1.74 \cdot 51.8(4+1)}{35 \cdot 112 \cdot 294} = 1,09 \text{ мм}$$

Максимальное значение (формула (13.19), с. 165)

$$m_{\max} = \frac{2a_w}{17(u+1)} = \frac{2 \cdot 112}{17(4+1)} = 2.64 \text{ мм}$$

По стандарту ГОСТ 9563 – 60 (см.(1), табл. 11.1, с. 127) , или ((2), с.36) принимаем из первого ряда $m = 2\text{мм}$.

9. Угол наклона зубьев колес:

а) предварительно определяем минимальный угол наклона зубьев (формула (14.9), с.176)

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{4m}{b_2} \right) \geq 8^\circ$$

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{4 \cdot 2}{35} \right) = \arcsin 0.228571 = 13,212^\circ$$

Условие $\beta_{\min} \geq 8^\circ$ выполнено

б) суммарное число зубьев (формула (14.10), с. 176)

$$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}$$

Полученное значение округляют в наименьшую сторону до целого числа.

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot 112 \cdot \cos 13,212^\circ}{2} = \frac{2 \cdot 112 \cdot 0.973}{2} = 109$$

Принимаем $Z_\Sigma = 109$

в) фактический угол наклона зубьев (формула (14.11), с.176). Рекомендуемые значения углов наклона зуба: $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$:

$$\beta = \arccos \left(0.5 \cdot Z_\Sigma \frac{m}{a_w} \right)$$

$$\beta = \arccos \left(0.5 \cdot 109 \cdot \frac{2}{112} \right) = 13,291^\circ$$

г) число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 (формула (13.21), с. 166)

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1} > Z_{\min}; \quad Z_2 = Z_\Sigma - Z_1;$$

$$Z_1 = \frac{109}{4+1} = 21,8, \text{ принимаем } Z_1 = 22; \quad \text{Рекомендуется брать } Z = 18 \dots 35;$$

$$Z_2 = 109 - 22 = 87.$$

10. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{87}{22} = 3,95$$

Для дальнейших расчетов принимаем $u = u_\phi = 3.95$, что меньше заданного на (- 1,27%) (допускается отклонение до $\pm 4\%$), т. е. $(3,95-4)/3,95 \cdot 100 = - 1,27\%$

11. Основные геометрические размеры передачи.

○ Делительные диаметры шестерни и колеса (формула (14.1), с. 173)

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 22}{\cos 13,291^\circ} = \frac{44}{0.973} = 45.221 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 87}{0.973} = 178,828 \text{ мм}.$$

○ Диаметры вершин шестерни и колеса (формула (14.2), с.173)

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 45,221 + 2 \cdot 2 = 49,221 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 178,828 + 2 \cdot 2 = 182,828 \text{ мм}.$$

- Диаметры впадин шестерни и колеса (формула (14.3), с. 173)

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 45,221 - 2,5 \cdot 2 = 40,221 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 178,828 - 2,5 \cdot 2 = 173,828 \text{ мм}.$$

- Межосевое расстояние (формула (14.4), с. 173)

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{45,221 + 178,828}{2} = 112,025 \text{ мм}.$$

12. Силы в зацеплении.

- Окружная сила (формула (13.6), с.156)

$$F_t = \frac{10^3 \cdot T_1 (u + 1)}{a_w} = \frac{10^3 \cdot 51,8 (3,95 + 1)}{112} = 2289 \text{ Н}$$

- Радиальная сила (формула (14.6), с.175)

$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha^\circ}{\cos \beta} = \frac{2289 \cdot \tan 20^\circ}{0,973} = \frac{2289 \cdot 0,364}{0,973} = 856 \text{ Н}$$

- Осевая сила (формула (14.7), с.175)

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 2289 \cdot \tan 13,291^\circ = 2289 \cdot 0,236 = 540 \text{ Н}$$

Б. Проверочный расчет

13. Проверочный расчет на контактную прочность (формула (13.13), с.160)

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 (u_\phi + 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi}} \leq [\sigma]_H,$$

где Z_σ для косозубых передач $Z_\sigma = 8400$,

$$\text{Тогда } \sigma_H = \frac{8400}{112} \sqrt{\frac{1,7 \cdot 51,8 (3,95 + 1)^3}{35 \cdot 3,95}} = 75 \cdot \sqrt{77,255} = 659 \text{ Н/мм}^2 < 640 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} [\sigma]_H,$$

что больше допускаемого $[\sigma]_H = 640 \text{ Н/мм}^2$ на 3% (допускается перегрузка до 5%,
(перегрузка = $\frac{640 - 659}{640} \cdot 100 = 3,0\% < 5\%$)

- Следовательно:

1) контактная прочность зуба обеспечивается.

2) рассчитанные параметры передачи принимаем за окончательные.

14. Проверочный расчет на прочность при изгибе (формула (13.14), с. 162)

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fs} \cdot Y_{F\beta} Y_\varepsilon \leq [\sigma]_F$$

а) эквивалентное число зубьев (формула (14.5), с. 174)

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

$$\text{- шестерни } Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3 13,291^\circ} = 23,88 \approx 24$$

$$\text{- колеса } Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{87}{\cos^3 13,291^\circ} = 94,45 \approx 94$$

б) по табл. 13.1 (с. 162) принимаем коэффициенты формулы зуба и концентрации напряжений при коэффициенте смещения $x=0$:

$$\text{- шестерни } Y_{Fs1} = 3,94; \quad (3,94 - 4,08) / 5 \cdot 4 = +4,08 = 3,94;$$

$$\text{- колеса } Y_{Fs2} = 3,60 + \frac{3,59 - 3,60}{20} \cdot 14 = 3,59, \text{ итак, } Y_{Fs2} = 3,59.$$

в) Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба (формула (14.8), с.176)

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{100} \text{ при условии } Y_\beta \geq 0,7$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{13,291^\circ}{100} = 0,87 \geq 0,7, \text{ т. е. условие выполнено}$$

$$Y_\beta \geq 0,7.$$

г) Коэффициент Y_ϵ , учитывающий перекрытие зубьев в косозубой передаче, $Y_\epsilon = 0,65$. (см. § 14.4)

д) расчетные напряжения изгиба в основании ножки зуба:

○ колеса (формула (13.14), с.162)

$$\sigma_{F_2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 m} \cdot Y_{FS_2} \cdot Y_\beta \cdot Y_S = \frac{1,74 \cdot 2289}{35 \cdot 2} \cdot 3,59 \cdot 0,87 \cdot 0,65 = 116 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma]_{F_2} = 294 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

○ шестерни (формула (13.15), с.163)

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{FS_1}} = \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{FS_2}} ;$$

отсюда:

$$\sigma_{F_1} = \frac{[\sigma]_{F_2} \cdot Y_{FS_1}}{Y_{FS_2}} = \frac{(116 \cdot 3,94)}{3,59} = 127 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma_F]_1 = 341 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

- Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

Вывод:

Из проверочного расчета следует, что для рассчитываемой пары зубчатых колес основным критерием работоспособности является сопротивление усталости по контактным, а не по изгибным напряжениям.

15. Пригодность заготовок шестерни и колеса (см. рис. 12.1, с.139 и § 13.6. с/ 167)

- Диаметр заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{a_1} + 6 \text{ мм} = 49,221 + 6 = 55,221 \text{ мм} < D = 125 \text{ мм}$$

- Для конструкции колеса с выемками толщина сечения заготовки

$$S_{\text{заг}} = 0,5 \cdot b_2 = 0,4 \cdot 35 = 14 \text{ мм или } S_{\text{заг}} = 8 \text{ т} = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм, что меньше } S = 80 \text{ мм.}$$

Вывод: Условия пригодности заготовок колес выполняются.

16. Результаты сведем в таблицу.

Таблица - Геометрические параметры цилиндрической косозубой передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы	Результат	
1.Нормальный модуль, m , мм	ГОСТ__9563 - 60	2	

2. Минимальное значение модуля, m_{\min} , мм	$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_1(u + 1)}{b_2 \cdot a_w[\sigma]_F}$	1,09	
3. Максимальное значение модуля, m_{\max} , мм	$m_{\max} = \frac{2aw}{17(u + 1)}$	2,64	
4. Делительный диаметр шестерни, d_1 , мм	$m^* z_1 / \cos \beta$	45.221	
5. Делительный диаметр колеса, d_2 , мм	$m^* z_2 / \cos \beta$	178,828	
6. Диаметр вершин зубьев шестерни, d_{a1} , мм	$d_1 + 2m$	49.221	
7. Диаметр вершин зубьев колеса, d_{a2} , мм	$d_2 + 2m$	182,828	
8. Диаметр впадин зубьев шестерни, d_{f1} , мм	$d_1 - 2,5m$	40,221	
9. Диаметр впадин зубьев колеса, d_{f2} , мм	$d_2 - 2,5m$	173,828	
10. Шаг нормальный, p , мм	$m^* \pi$	6,28	
11. Окружная толщина зубьев, s_t , мм	$\pi * m / 2$	3,14	
12. Высота зуба, h , мм	$2,25 * m$	4,5	
13. Высота головки зуба, h_a , мм	m	2	
14. Высота ножки зуба, h_f , мм	$1,25 * m$	2,5	
15. Радиальный зазор, c , мм	$h_f - h_a = 0,25 * m$	0,5	
16. Суммарное число зубьев, z_Σ	$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = \frac{2aw \cdot \cos \beta_{\min}}{m}$	109	
17. Число зубьев шестерни, z_1	$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u + 1} > Z_{\min}$	22	
18. Число зубьев колеса, z_2	$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$	87	

19. Межосевое расстояние, a_w , мм, ГОСТ 2185 - 66	$a_w = K_a(u + 1)^3 \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}}$	112	
20. Межосевое расстояние, a_w , мм (уточненное)	$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = d_1(u + 1)/2$	112,025	
21. Угол наклона зубьев, β_{\min} , °	$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{4m}{b_2}\right) \geq 8^\circ$	13,212	
22. Фактический угол наклона зубьев, β , °	$\beta = \arcsin(0.5 \cdot Z_\Sigma),$ должно выполняться условие: $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$	13,291	
23. Ширина венца колеса, b_2 , мм	$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w$	35	
24. Ширина венца шестерни, b_1 , мм	$b_1 = b_2 + 3 \text{ мм}$	38	
25. Коэффициент смещения, x	-	0	
26. Фактическое передаточное число, u_ϕ	$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1}$	3,95	

Задание

Рассчитать закрытую косозубую передачу (редуктор). Исходные данные взять из практического занятия №6 для 2-го вала (см табл. 3 и 4):

- вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н · м (в табл.3 это будет величина T_2);
- частота вращения $n_1 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ (в табл.3 это будет величина n_2);
- передаточное число редуктора u (ориентировочно), в табл. 4 это $u_{з.п}$;
- заданный ресурс передачи (срок ее службы) $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч (примерно три года при двухсменной работе);
- передача неревверсивная (работа зубьев одной стороной);
- нагрузка близкая к постоянной;

Расположение зубчатых колес относительно опор – симметричное

Результаты расчетов свести в таблицу. Сделать выводы.

4.Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с заданиями;

4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического

занятия;

4.3 Решить задачи своего варианта;

4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

5. Вопросы для самопроверки

5.1. Каковы преимущества косозубых цилиндрических передач по сравнению с прямозубыми?

5.2. Как влияет на работу косозубой передачи изменение угла наклона зубьев? Рекомендуемые значения этих углов. Почему ограничивают максимальное значение угла наклона зуба?

5.3. Какие модули зацепления различают для косозубых колес и какова зависимость между ними? Какой модуль стандартизован?

5.4. Изменение, каких параметров зубчатых колес влияет на их контактную прочность?

5.5. Почему зубчатое колесо может быть выполнено из менее прочного материала, чем шестерня?

5.6. В чем сущность расчета зубьев на контактную прочность?

6. Домашнее задание

6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы

6.2 Оформить отчет;

6.3 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

7.1 Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

7.2 Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Практическое занятие № 8

Тема: Расчет ременной передачи

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в расчете параметров ременной передачи зубчатого одноступенчатого редуктора

Продолжительность – 2 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 ГОСТы:
 - ГОСТ 1284.1. – 89 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля»;
 - ГОСТ 1284.2. – 89 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия»;
 - ГОСТ 1284.3 – 80 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Расчет передач и передаваемой мощности»;
 - ГОСТ 20889 – 88 «Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия»
- 1.5 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

- [1], с. 172...181
- [2], с. 27...47

3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия

Ременные передачи применяют в основном для передачи движения от электродвигателя, когда межосевое расстояние должно быть достаточно большим, а передаточное число u может быть не строго постоянным. Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт. Скорость ремня $v = 5...50$ м/с. В сочетании с другими типами передач ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода. В машиностроении преимущественно применяют передачи клиновым ремнем. Клиновые ремни имеют трапециевидное поперечное сечение. Они работают на шкивах с канавками соответствующего ремню профиля. Клиновые ремни и канавки шкивов контактируют только по боковым (рабочим) поверхностям ремней и

боковым граням канавок шкивов. В передаче часто применяют несколько ремней (комплект).

Для проектирования клиноременной передачи необходимы исходные данные: расчетная передаваемая мощность, условия эксплуатации, частота вращения ведущего шкива, передаточное число, скольжение ремня.

Последовательность проведения расчета:

1. Принять сечение ремня по рис. 7.3 ((1), с.134);
2. Определить диаметр ведущего шкива по формуле ((7.25), с.130);
3. Определить диаметр ведомого шкива по формуле ((7.3), с.120);
4. Расчетные диаметры шкивов скорректировать по ГОСТ 17383 -73;
5. Уточнить передаточное число (погрешность не должна превышать 3%);
6. Выбрать высоту сечения ремня по табл. 7.3 (с.120);
7. Рассчитать межосевое расстояние по формуле ((7.26), с.130);
8. Определить расчетную длину ремня по формуле ((7.7), с. 121);
9. Расчетную длину ремня скорректировать по ГОСТ 1284.1 - 80
10. Уточнить значение межосевого расстояния с учетом стандартной длины ремня по формуле ((7.27), с. 130);
11. Определить угол обхвата ведущего шкива по формуле ((7.28), с. 130);
12. Найти коэффициенты по табл.7.9, (с. 135), табл. 7.10 (с. 136), по формуле ((7.29), с.135);
13. Рассчитать число ремней в передаче по формуле ((7.29), с.135);
14. Определить натяжение ветви клинового ремня по формуле ((7.30), с.136);
15. Рассчитать давление на валы по формуле ((7.31), с.136);
16. Найти ширину шкивов (см. табл. 7.12, с. 138).

Пример: Рассчитать передачу с гибкой связью (клиноременную), помещенную перед редуктором (закрытой косозубой передачей).

Исходные данные взяты из практического занятия №6 для ведущего (меньшего) шкива (вал 1-й):

- передаваемая мощность $P = 4$ кВт;
- вращающий момент на валу $T_1 = 26,7$ Нм;
- частота вращения $n_1 = 1430,0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;
- угловая скорость $\omega_1 (\omega_{\text{дв}}) = 150$ рад/с;
- передаточное число $u = 2$ (ориентировочно);
- редуктор нереверсивный;
- режим работы односменный;
- валы установлены на подшипниках качения;

Результаты расчетов свести в таблицу. Сделать выводы

Решение:

1. **Принимаем сечение клинового ремня по монограмме** на рис.7.3 (с. 134) в зависимости от частоты вращения меньшего (ведущего) шкива n_1 и передаваемой мощности P принимаем сечение клинового ремня A .

2. **Диаметр меньшего (ведущего) шкива** по формуле ((7.25), с.130)

$$d_1 \approx (3 \dots 4) \sqrt[3]{T_1} = (3 \dots 4) \sqrt[3]{26,7 \cdot 10^3} = (3 \dots 4) \cdot 2,988 \cdot 10 \approx 90 \dots 120 \text{ мм}$$

Согласно табл.7.8 (с. 132) принимаем для ремней сечения «А» $d_1 = 90$ мм (ГОСТ 17383-73)

3. **Диаметр большего (ведомого) шкива** по формуле ((7.3), с.120)

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

где (ε) – относительное скольжение ремня. Для передач с регулируемым натяжением ремня - $\varepsilon = 0,01$, тогда $d_2 = 2 \cdot 90 \cdot (1 - 0,01) = 178,2$ мм

Принимаем $d_2 = 180$ мм (ГОСТ 17383-73, или (1), с. 120)

4. **Уточняем передаточное отношение**

$$u'_{p.п} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{180}{90(1 - 0,01)} = 2,02$$

При этом угловая скорость второго вала будет

$$\omega'_2 = \frac{\omega_{дв}}{u'_{p.п}} = \frac{150}{2,02} = 74,3 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету:

$\omega_2 = 75$ рад/с (см. табл.3 практического занятия № 6)

$$\frac{75 - 74,3}{75} \cdot 100 = 0,93\% < \pm 3\%,$$

где $(\pm 3\%)$ - допускаемая величина расхождения

Следовательно, окончательно принимаем диаметры шкивов: $d_1 = 90$ мм; $d_2 = 180$ мм

6. **Межосевое расстояние** a_p следует принять в интервале ((см. формулу (7.26), с. 130)

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2$$

где T_0 – высота сечения ремня (высота сечения ремня по табл.7.7, с. 131). $T_0 = 8$ мм

$$a_{\min} = 0,55(90 + 180) + 8 = 156,5 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 90 + 180 = 270 \text{ мм}$$

Принимаем предварительно близкое значение $a_p = 280$ мм

7. **Расчетная длина ремня** по формуле ((7.7), с. 121, без учета пропуска на соединение концов)

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

$$L = 2 \cdot 280 + 0,5 \cdot 3,14(90 + 180) + \frac{(180 - 90)^2}{4 \cdot 280} = 560 + 423,9 + \frac{90^2}{1120} = 991 \text{ мм}$$

Ближайшее значение по стандарту ГОСТ 1284.1-80 (или см. табл.7.7, с. 131) $\rightarrow L = 1000$ мм

8. **Уточненное значение межосевого расстояния** a_p с учетом стандартной длины ремня L (см. формулу (7.27), с. 130)

$$a_p = 0,25[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}],$$

где L - длина ремня, взятая по ГОСТ 1284.1-80 $\rightarrow L=1000$ мм

$$w - 0.5\pi(d_1 + d_2) = 0.5 \cdot 3.14 (90 + 180) = 423,9 \text{ мм};$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (180 - 90)^2 = 8100 ;$$

$$a_p = 0.25[1000 - 423,9] + \sqrt{(1000 - 423,9)^2 - 2 \cdot 8100} = 284 \text{ мм}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,01 \cdot L = 0,01 \cdot 1000 = 10$ мм для облегчения надевания ремней на шкивы и возможность увеличивать его на $0,025 \cdot L = 0,025 \cdot 1000 = 25$ мм для увеличения натяжения ремней.

9. Угол обхвата меньшего шкива по формуле ((7.28), с. 130)

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_p} = 180^\circ - 57 \frac{180 - 90}{284} = 162^\circ$$

10. Коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи, по табл. 7.10 (с. 136):

- для привода к ленточному конвейеру при односменной работе

$$C_p = 1,0$$

11. Коэффициент, учитывающий влияние длины ремня, по ГОСТ 1284.3 – 80, или по табл. 7.9 (с. 135):

- для ремня сечения «А» при длине $L = 1000$ мм

$$C_L = 0,90$$

12. Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата (см. пояснения к формуле (7.29), с. 135)

при $\alpha_1^\circ = 162^\circ \rightarrow C_\alpha \approx 0.955$,

получаем интерполированием: $\left(\frac{1,0-0,95}{20} \cdot 2^\circ + 0,95\right) = 0,955$;

13. Коэффициент, учитывающий число ремней в передаче (см. пояснения к формуле (7.29), с. 135): предполагая, что число ремней в передаче будет от 2 до 3, примем коэффициент $\rightarrow C_Z = 0.95$

14. Число ремней в передаче по формуле (7.29), с. 135)

$$Z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z},$$

где P_0 - мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт (см. табл. 7.8, с. 132...134);

Для ремня сечения «А» при длине 1700 мм, работе на шкиве $d_1 = 180$ мм и $u \geq 3$ и

частоте вращения меньшего шкива $n_{дв} = 1430$ об/мин мощность $P_0 = 1,20$ кВт

(применили метод интерполирования: $(1,21 - (1,21 - 1,05)/250 \cdot 20) = 1,20$), ГОСТ 1284.3-96, с. 15. Но у нас $L = 1000$ мм < 1700 мм, поэтому вводим коэффициент C_L , тогда

$$Z = \frac{4 \cdot 1,0}{1,20 \cdot 0,90 \cdot 0,955 \cdot 0,95} = 4,1$$

Принимаем $Z = 4$.

15. Натяжение ветви клинового ремня по формуле (7.30), с. 136

$$F_0 = \frac{850 P \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta v^2,$$

где скорость $\rightarrow v = 0.5 \omega_{дв} \cdot d_1 = 0.5 \cdot 150 \cdot \frac{90}{10^3} = 6,75$ м/с

θ - коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил. $\left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2}\right]$;

Для ремня сечения А коэффициент $\theta = 0,1$ (см. пояснения к формуле (7.30). с. 136)

Тогда

$$F_0 = \frac{850 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 0,90}{4 \cdot 6,75 \cdot 0,955} + 0,1 \cdot 6,75^2 = 123 \text{ Н}$$

16. Давление на валы по формуле(7.31), с. 136

$$F_B = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 123 \cdot 4 \cdot \sin \left(\frac{162}{2} \right) = 984 \cdot 0,988 = 972 \text{ Н}$$

17. Ширина шкивов $B_{ш}$ (см табл.7,12 (с. 138))

$$B_{ш} = (Z - 1) e + 2f,$$

где Z – число ремней в передаче; у нас $Z = 4$;

e – расстояние между осями канавок;

f – расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом кива.

Определяются в зависимости от выбранного сечения ремня. В нашем случае для ремня сечения А – $e = 15,0$ мм, а $f = 10,0$ мм (см. ГОСТ 20889 -90, с. 6 , или табл.7,12 (с. 138)

$$B_{ш} = (4 - 1) \cdot 15,0 + 2 \cdot 10,0 = 65 \text{ мм.}$$

18. Результаты расчетов сведем в табл.

Таблица – Основные параметры клиноременной передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы	Результат
1. Сечение клинового ремня		А
2. Диаметр меньшего (ведущего) шкива, d_1 , мм	$d_1 \approx (3 \dots 4) \sqrt[3]{T_1}$	90 по ГОСТ 17383-73
3. Диаметр большего (ведомого) шкива, d_2 , мм	$d_2 = u \cdot d_1 (1 - \varepsilon)$	180 по ГОСТ 17383-73
4. Уточненное передаточное отношение, $u'_{p.п}$	$u'_{p.п} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}$	2,02
5. Межосевое расстояние, a_p , мм, в интервале	$a_{min} = 0.55(d_1 + d_2) + T_0$ $a_{max} = d_1 + d_2$	156,5 270
7. Длина ремня, L , мм	$L = 2a_p + 0.5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p}$	1000 по ГОСТ 1284.1-80
8. Уточненное межосевое расстояние, мм	$a_p = 0.25[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}]$	284
9. Угол обхвата меньшего шкива,	$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_p}$	162°

10. Компоненты к формуле (7.29):	C_p C_L C_α C_Z	1,0 0,90 0.955 0.95
11. Число ремней в передаче, Z	$Z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z}$	4
12. Натяжение ветви клинового ремня, F_0 , Н	$F_0 = \frac{850 P \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta v^2,$	123
13. Сила, действующая на вал, F_B , Н	$F_B = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$	972
14. Ширина шкивов, $B_{ш}$, мм	$B_{ш} = (Z - 1) e + 2f$	65
*Условное обозначение клиновых ремней	Ремень сечения А с расчетной длиной $L = 1000$ мм, с кордной тканью в несущем слое: $\text{Ремень } A - 1000 T \text{ ГОСТ } 1284.1 - 80$	
**Условное обозначение шкивов	Шкив для приводных клиновых ремней типа 1, с сечением А, с четырьмя канавками, расчетным диаметром $d_1 = 90$ мм с цилиндрическим посадочным отверстием $d_0 = 25$ мм, из чугуна марки СЧ 20, по ГОСТ 1412 – 85: $\text{Шкив } 1 A 4.90.25.СЧ 20 \text{ ГОСТ } 20889 - 88$	

Вывод: по исходным данным произведен расчет передачи с гибкой связью (клиноременной), помещенной перед редуктором (закрытой косозубой передачей).

Задание

Рассчитать передачу с гибкой связью (клиноременную), помещенную перед редуктором (закрытой косозубой передачей).

Исходные данные взять из практического занятия №6 для ведущего (меньшего) шкива (вал 1-й):

- передаваемая мощность $P = 4$ кВт (мощность принятого электродвигателя);
- Из таблицы 3 взять:
- вращающий момент на валу $T_1 = 26,7$ Нм;
- частота вращения $n_1 = 1430,0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;
- угловая скорость $\omega_1 (\omega_{\text{дв}}) = 150$ рад/с;
- передаточное число $u = 2$ (ориентировочно), (см. табл. 4);
- редуктор неревверсивный;
- режим работы односменный;
- валы установлены на подшипниках качения;

Результаты расчетов свести в таблицу. Сделать выводы.

4. Порядок выполнения работы

- 4.1 Ознакомиться с заданиями;
- 4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;
- 4.3 Решить задачи своего варианта;
- 4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

5. Вопросы для самопроверки

- 5.1. Почему передаточное число ременной передачи непостоянно?
- 5.2. В чем разница между упругим скольжением и буксованием ремня?
- 5.3. Каковы достоинства и недостатки передачи клиновым ремнем по сравнению с передачей плоским ремнем?
- 5.4. Какова конструкция клинового ремня? Почему в клиновом ремне корд размещают в зоне нейтрального слоя?
- 5.5. Какой основной параметр определяют при расчете ременной передачи клиновым, поликлиновым ремнем?
- 5.6. Почему ограничивают число ремней в комплекте?
- 5.7. Почему при проектировании ременных передач следует избегать минимальных диаметров шкивов?

6. Домашнее задание

- 6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы
- 6.2 Оформить отчет;
- 6.3 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

7.1 Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

7.2 Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Практическое занятие № 9

Тема: Расчет цепной передачи

Цель: Обеспечить закрепление полученных теоретических знаний и привитие умений в расчете параметров цепной передачи для привода к ленточному конвейеру

Продолжительность – 2 часа

1. Материальное и документальное обеспечение:

- 1.1 Индивидуальное задание;
- 1.2 Методические рекомендации к практическому занятию;
- 1.3 Микрокалькуляторы;
- 1.4 ГОСТы:
 - ГОСТ 13568 – 97 «Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия»;
- 1.5 Листы стандартного формата А4 (297*210) для текстового документа по ГОСТ 2.105 - 95

2 Литература

- [1], с. 172...181
- [2], с. 27...47

3. Общие и теоретические положения по теме практического занятия
В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора (см. рис. 1, ПЗ №6). Рекомендации по конструированию цепных передач:

- 1. *Ведомую ветвь* цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.
- 2. Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол Θ наклона линии центров звездочек к горизонту более 60° . При $\Theta > 60^\circ$ на *ведомую ветвь* в местах наибольшего провисания цепи устанавливают *оттяжную звездочку*.

Диаметр оттяжной звездочки выполняют больше диаметра меньшей звездочки передачи, она должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи.

4. Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, *валы цепной передачи* должны быть *параллельными*, а звездочки установлены в одной плоскости.

5. Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так как они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа передачи.

Пример: Рассчитать цепную передачу для привода к ленточному конвейеру, помещенную после редуктором (закрытой косозубой передачей). Учебник (1).

Исходные данные взяты из практического занятия №6 (валы 3 и 4) для ведущей звездочки:

- вращающий момент на валу (3-ьем), $T_3 = T_1 = 199 \text{ Нм}$;
- частота вращения $n_3 = n_1 = 179,0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;
- угловая скорость $\omega_3 = \omega_1 = 18,8 \text{ рад/с}$;
- передаточное число цепной передачи $u_{ц.п} = 4,8$ (ориентировочно);
- редуктор нереверсивный;
- угол наклона линии центров звездочек к горизонту $\gamma = 45^\circ$.

Режим работы односменный; валы установлены на подшипниках качения. Натяжение цепи регулируют прижимным роликом.

Результаты расчетов свести в таблицу. Сделать выводы

Решение:

1. В приводах общего назначения цепные передачи применяют в основном для понижения частоты вращения приводного вала. Наиболее распространены для этой цели приводные роликовые цепи. Поэтому: **выбираем приводную роликовую однорядную цепь** (см. гл. VII, табл. 7.15, с.147).

2. **Число зубьев** (см. с. 148):

ведущей звездочки

$$Z_1 = 31 - 2 u_{ц.п} > 11,$$

$$Z_1 = 31 - 2 \cdot 4.8 = 31 - 9.6 = 21,4 \approx 22; > Z_{1min} = 13$$

-ведомой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{цепи} = 22 \cdot 4.8 = 105,6 \leq 120$$

Данное ограничение вызвано тем, что при числе зубьев большей (ведомой) звездочки более 120 возможно соскакивание цепи.

Принимаем $Z_1 = 22$ и $Z_2 = 106$.

Тогда фактическое

$$u_{цп} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{106}{22} = 4.82$$

$$\text{Отклонение} = \frac{4.8 - 4.82}{4.8} \cdot 100 \approx -0.42 \% \leq (1 \dots 2)\% \text{, что допустимо}$$

3. **Расчетный коэффициент нагрузки** (см. гл. VII, табл. 7.38, с.149 и пояснения к ней).

$$K_\Sigma = K_D \cdot K_A \cdot K_H \cdot K_P \cdot K_{см} \cdot K_{п} ,$$

где K_Σ - коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи;

$K_D = 1$ - динамический коэффициент при спокойной нагрузке (передача к ленточному конвейеру);

$K_A = 1$ - учитывает влияние межосевого расстояния (при $a_{ц} \leq (30 \dots 60)t \rightarrow K_A = 1$);

$K_H = 1$ - учитывает влияние угла наклона линии центров, если этот угол не превышает 60° ; в данном примере $\gamma = 45^\circ$ по условию.

K_P - учитывает способ регулирования натяжения цепи;

$K_P = 1,25$ при периодическом регулировании натяжения цепи;

$K_{см}$ - принимают в зависимости от способа смазки цепи;

$K_{см} = 1$ - при непрерывной смазке

K_n - учитывает продолжительность работы в сутки, при односменной работе $K_n = 1$.
Тогда

$$K_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 1 \cdot 1 = 1.25$$

4. **Шаг цепи** – по формуле (7.38) гл. VII

Для определения шага цепи надо знать допускаемое давление $[p]$ в шарнирах цепи. В таблице 7.18 (с. 150) допускаемое давление $[p]$ задано в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки и шага t . Поэтому для расчета по формуле (7.38), с. 149 величиной $[p]$ следует задаваться ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения

$n_1 = 179,0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ (см. условие задачи). Среднее значение допускаемого давления при $n \approx 200 \text{ об/мин}$ $[p] = 23 \text{ МПа}$.

Шаг однорядной цепи ($m = 1$), тогда:

$$t \geq 2.8 * \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{Z_1 [p] m}}$$

Где T_1 - вращающий момент на валу меньшей звездочки, Н·мм

Z_1 - число зубьев той же звездочки;

$[p]$ – допускаемое давление, приходящееся на единицу проекции опорной поверхности шарнира, МПа

m – число рядов цепи; $m = 1$

K_3 - коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи,

$K_3 = 1.25$. Тогда

$$t = 2.8 * \sqrt[3]{\frac{199 \cdot 10^3 \cdot 1.25}{22 \cdot 23 \cdot 1}} = 2.8 \cdot 7,892 \approx 22.1 \text{ мм}$$

Подбираем по ил. табл. 7.15 (с. 147) цепь приводную роликовую однорядную →

ПР-25,4 – 60,0 по ГОСТ 13568-97,

имеющую $t = 25.4 \text{ мм}$, разрушающую нагрузку $Q = 60.0 \text{ кН}$, массу одного метра цепи $q = 2.6 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ и проекцию опорной поверхности шарнира $A_{от} = 179,7 \text{ мм}^2$

5. **Средняя скорость цепи** (с. 149)

$$v = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{22 \cdot 25.4 \cdot 179}{60 \cdot 10^3} = 1.67 \text{ м/с}$$

6. **Окружная сила**

$$F_{tц} = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{v} = \frac{199 \cdot 18.8}{1.67} = 2240 \text{ Н}$$

7. **Проверяем цепь по двум показателям:**

а) **по частоте вращения** - по табл. 7.17, с. 149

допускаемая для цепи с шагом $t = 25,4 \text{ мм}$ частота вращения $[n_1] = 800 \text{ об/мин}$,
условие $n \leq [n_1]$ выполнено;

б) **по давлению в шарнирах:**

Давление в шарнире проверяем по формуле (7.39), с. 150 (примечание к табл.: Если $Z_1 \neq 7$, то табличные значения $[p]$ умножают на коэффициент $K_z = 1 + 0.01(Z_1 - 17)$).

$$P = \frac{F_{tц} \cdot K_3}{A_{от}} = \frac{2240 \cdot 1.25}{179.7} = 15.58 \text{ МПа}$$

Уточняем по табл. 7.18 (с. 150) допускаемое давление

Для данной цепи при $179,0 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ значение $[p] = 23 \text{ МПа}$ (при $n = \text{до } 200 \text{ об/мин}$ и $t = 25,4 \text{ мм.}$), а с учетом примечания к табл. 7.18

$$[p]' = [p] (1 + 0,01(Z_1 - 17)),$$

$$[p]' = 23 (1 + 0,01(22 - 17)) = 24,15 \text{ МПа}$$

Условие $p < [p]'$, т.е. $23 < 24,15$ выполнено.

8. Определяем число звеньев цепи по формуле (7.36), с. 148

$$L_t = 2a_t + 0,5Z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t},$$

где

$$a_t = \frac{a_{\text{ц}}}{t} = 50 \text{ (см. с. 148)}$$

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = 22 + 106 = 128$$

$$\Delta = \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} = \frac{106 - 22}{2 \cdot 3,14} = 13,38$$

Тогда

$$L_t = 2 \cdot 50 + 0,5 \cdot 128 + \frac{13,38^2}{50} = 100 + 64 + 3,58 = 167,58$$

Округляем до четного числа 168

12. Уточняем межосевое расстояние цепной передачи по формуле (7.37), с. 149

$$a_{\text{ц}} = 0,25 \cdot t [L_t - 0,5Z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot Z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}]$$

$$a_{\text{ц}} = 0,25 \cdot 25,4 [168 - 0,5 \cdot 128 + \sqrt{(168 - 0,5 \cdot 128)^2 - 8 \cdot 13,38^2}] =$$

$$6,35 [104 + \sqrt{104^2 - 8 \cdot 13,38^2}] = 6,35 (104 + 96,87) = 1276 \text{ мм}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е. на $1276 \cdot 0,4 / 100 \approx 5 \text{ мм}$

13. Определяем диаметры делительных окружностей звездочек
(см. формулу (7.34), с. 148)

$$d_g = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z}};$$

$$d_{\text{д}1} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{22}} = \frac{25,4}{0,1423} = 178,5 \text{ мм} \approx 179 \text{ мм}$$

$$d_{\text{д}2} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{106}} = \frac{25,4}{0,0296} = 857,2 \text{ мм} \approx 857 \text{ мм}$$

14. Определяем диаметры наружных окружностей звездочек
(см. формулу (7.35), с. 148)

$$D_e = t(K_z + 0,7) - 0,31 \cdot d_1,$$

где $K_z = \text{ctg} \frac{180}{Z}$;

d_1 - диаметр ролика цепи (с м. табл. 7.15, с. 122); $d_1 = 15,88 \text{ мм}$

$$D_{e1} = 2,4 \left(\text{ctg} \frac{180}{22} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 15,88 = 25,4 \cdot (6,955 + 0,7) - 4,923 = 189,5 \text{ мм}$$

$$D_{e_2} = 25,4 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{106} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 15,88 = 25,4 \cdot (33,733 + 0,7) - 4,923 = 869,7 \text{ мм}$$

15. Силы, действующие на цепь:

- окружная $\rightarrow F_{t_{\text{ц}}} = 2240 \text{ Н}$ – определена выше (см. пункт 6)

- от центробежных сил $\rightarrow F_v = qv^2$,

где $q = 2,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ (см. пункт 4);

$v = 1,67 \text{ м/с}$ (см. пункт 5); Тогда

$$F_v = 2,6 \cdot 1,67^2 = 7,25 \text{ Н}$$

- от провисания $F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a_{\text{ц}} = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 2,6 \cdot \frac{1276 \text{ мм}}{1000} = 49 \text{ Н}$,

где K_f – коэффициент, учитывающий расположение цепи; при угле наклона передачи (под 45°) $\rightarrow K_f = 1,5$ (см. с. 151).

16. Расчетная нагрузка на валы

$$F_{\text{в}} = F_{t_{\text{ц}}} + 2F_f = 2240 + 2 \cdot 49 = 2332 \text{ Н}.$$

17. Проверяем коэффициент запаса прочности цепи по формуле (7.40), с. 151

$$s = Q / (F_t \cdot K_d + F_v + F_f),$$

где Q - разрушающая нагрузка, Н. $Q = 60,0 \text{ кН} = 60,0 \cdot 10^3 \text{ Н}$ (см. пункт 4);

K_d - динамический коэффициент. $K_d = 1$ (см. пункт 3)

$$s = 60,0 \cdot 10^3 / (2240 \cdot 1 + 7,25 + 49) = 60,0 \cdot 10^3 / 2296 = 26,1 > [s] = 7,3 \text{ т. е.}$$

это больше, чем нормативный коэффициент запаса прочности $[s] = 7,3$;
(см. табл. 7.19, с.151)

Следовательно, условие $\rightarrow s \geq [s]$ выполнено.

18. Размеры ведущей звездочки определяют после предварительного расчета валов редуктора (в данном примере это будет ведомый вал 3, см. рис. 1 в ПЗ №6, где находится зубчатое колесо). $T_3 = 199 \text{ Нм}$. Учитывая влияние изгиба вала от натяжения цепи, принимаем $[\tau]_k = 20 \text{ МПа}$. Диаметр выходного конца вала

$$d_{\text{в3}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 199 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 37,0 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 6636 -69 принимаем диаметр вала $d_{\text{в3}} = 40 \text{ мм}$.

Теперь сможем определить размеры ведущей звездочки:

○ ступица звездочки $d_{\text{ст}} = 1,6 d_{\text{в3}} = 1,6 \cdot 40 = 64 \text{ мм}$;

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,6) d_{\text{в}} = (1,2 \dots 1,6) 40 = 48 \dots 64 \text{ мм};$$

принимаем $l_{\text{ст}} = 63 \text{ мм}$ по ГОСТ 6636 -69

○ толщина диска звездочки $0,93 B_{\text{вн}}$,

где $B_{\text{вн}}$ -расстояние между пластинками внутреннего звена (см. табл. 7.15, с.147).

$B_{\text{вн}} = 15,88 \text{ мм}$, тогда толщина диска звездочки $= 0,93 \cdot 15,88 = 14,8 \approx 16 \text{ мм}$ ГОСТ 6636 -69.

Аналогично определяют размеры ведомой звездочки.

19. Результаты расчетов сведем в таблицу

Таблица – Основные параметры клиноременной передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы	Результат
1.Главный элемент цепной передачи		приводная цепь
2.Тип приводной цепи		роликовая однорядная
3. Число зубьев ведущей звездочки, Z_1	$Z_1 = 31 - 2 u_{ц.п} > 11$	22
4. Число зубьев ведомой звездочки, Z_2	$Z_2 = Z_1 \cdot u_{цепи} \leq 120$	106
5.Фактическое передаточное число, $u_{цп}$	$u_{цп} = \frac{Z_2}{Z_1}$	4.82
6. Расчетный коэффициент нагрузки, $K_э$	$K_э = K_D \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_p \cdot K_{см} \cdot K_{п}$	1,25
7.Шаг цепи, t , мм	$t \geq 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_э}{Z_1[p]m}}$	25,4 по ГОСТ 13568-97
8.Средняя скорость цепи, v , м/с	$v = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}$	1.67
9. Окружная сила, $F_{tц}$, Н	$F_{tц} = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{v}$	2240
10. Давление в шарнире, P , МПа	$P = \frac{F_{tц} \cdot K_э}{A_{от}}$	15.58
11. Число звеньев цепи, L_t	$L_t = 2a_t + 0.5Z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}$	168
12. Межосевое расстояние, $a_{ц}$, мм	$a_{ц} = 0,25 \cdot t (L_t - 0.5Z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0.5 \cdot Z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2})$	1276
13. Диаметр делительной окружности ведущей звездочки, $d_{д1}$, мм	$d_g = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z}}$	179
14. Диаметр делительной окружности ведомой звездочки, $d_{д2}$, мм	$d_g = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z}}$	857
15. Диаметр наружной окружности ведущей звездочки, D_{e1} , мм	$D_e = t(K_z + 0,7) - 0,31 \cdot d_1$	189,5

16. Диаметр наружной окружности ведомой звездочки, D_{e2} , мм	$D_e = t(K_z + 0,7) - 0,31 \cdot d_1$	869,7
17. Силы, действующие на цепь, Н: - окружная, $F_{tц}$; - от центробежных сил, F_v ; - от провисания	см. п. 9 $F_v = qv^2$ $F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a_{ц}$	2240 7.25 49
18. Расчетная нагрузка на валы, F_v , Н	$F_v = F_{tц} + 2F_f$	2332
19. Коэффициент запаса прочности цепи, s	$s = Q / (F_{tц} \cdot K_d + F_v + F_f)$	26,1
20. Условие прочности	$s \geq [s]$	26,1 \geq 7,3 выполнено
21. Размеры ведущей звездочки, мм: - ступица звездочки, $d_{ст}$; - длина ступицы, $l_{ст}$; - толщина диска звездочки,	$d_{ст} = 1,6 d_{в3}$ $l_{ст} = (1,2 \dots 1,6) d_v$ $0,93 B_{вн}$	64 63 ГОСТ 6636 -69 16 мм ГОСТ 6636 -69
22. Условное обозначение цепи приводной роликовой однорядной	Цепь приводная роликовая однорядная нормальной серии шага 25,4 мм с разрушающей силой 60 кН: ПР-25,4 – 60,0 по ГОСТ 13568-97	
23. Условное обозначение соединительного звена приводной роликовой однорядной цепи	Соединительное звено приводной роликовой цепи нормальной серии шага 25,4 мм с разрушающей силой 60 кН: Звено С - ПР-25,4 – 60,0 по ГОСТ 13568-97	
24. Условное обозначение переходного звена приводной роликовой однорядной цепи	ЗвеноП - ПР-25,4 – 60,0 по ГОСТ 13568-97	

Вывод:

по исходным данным произведен расчет цепной передачи для привода к ленточному конвейеру, помещенной после редуктора (закрытой косозубой передачи).

Задание

Рассчитать цепную передачу для привода к ленточному конвейеру, помещенную после редуктора (закрытой косозубой передачи). Учебник (1). Исходные данные взяты из практического занятия №6 (вал 3) для ведущей звездочки:

- вращающий момент на валу (3-ьем), $T_3 = T_1 =$ Нм;
- частота вращения $n_3 = n_1 = \frac{\text{об}}{\text{мин}}$;
- угловая скорость $\omega_3 = \omega_1 =$ рад/с;
- передаточное число цепной передачи $u_{ц.п} =$ (ориентировочно);
- редуктор нереверсивный;
- угол наклона линии центров звездочек к горизонту $\gamma = 38^\circ$.

Режим работы односменный; валы установлены на подшипниках качения.

Натяжение цепи регулируют прижимным роликом.

Результаты расчетов свести в таблицу. Сделать выводы

4.Порядок выполнения работы

4.1 Ознакомиться с заданиями;

4.2 Изучить общие и теоретические положения по теме практического занятия;

4.3 Решить задачи своего варианта;

4.4 Показать результаты расчетов преподавателю

5.Вопросы для самопроверки

5.1.Каковы достоинства цепных передач по сравнению с ременными? Где применяют цепные передачи?

5.2. Какова конструкция роликовой цепи?

5.3.Почему при высоких скоростях рекомендуется применять цепи с малым шагом?

5.4.Чем вызвана неравномерность движения приводных цепей и почему она возрастает с увеличением шага?

5.5.Чем обусловлены ограничения минимального числа зубьев малой звездочки и максимального числа зубьев большой звездочки?

5.6.Что является основным критерием работоспособности цепных передач? Как проводится проверка цепи по этому критерию?

5.7.Чем вызвана необходимость в применении натяжных устройств в цепных передачах? Каковы способы натяжения цепи?

6. Домашнее задание

- 6.1 Подготовить ответы на контрольные вопросы
- 6.2 Оформить отчет;
- 6.3 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

7.1 Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

7.2 Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Лабораторная работа № 1

Тема: Определение координат центра тяжести плоской пластины

Цель: закрепить теоретические знания по определению координат центра тяжести сложных сечений

Продолжительность – 6 часа

1.Оборудование

- 1.1 набор пластин;
- 1.2 подставка для подвешивания;
- 1.3 линейка

2.Техника безопасности

- 2.1 При выполнении лабораторной работы необходимо соблюдать дисциплину и порядок;
- 2.2 Выполнять работу только на специально отведенном месте;
- 2.3 Не допускать перемещений от одного места к другому;
- 2.4 Рабочее место необходимо содержать в порядке;
- 2.5 После выполнения лабораторной работы рабочее место необходимо сдать преподавателю.

Литература

[1],с.88...102

3. Общие и теоретические положения по теме лабораторной работы

Центром тяжести называется равнодействующая сил тяжести всех отдельных частиц тела. Модуль этой силы называется весом тела. Если однородное тело имеет две оси симметрии, то центр тяжести лежит на пересечении этих осей. Если однородное тело имеет одну ось симметрии, то центр тяжести лежит на этой оси.

Для простейших тел центр тяжести определяется по формулам:

- Прямоугольник

Центр тяжести прямоугольника находится на пересечении его диагоналей.

- Треугольник

Центр тяжести треугольника находится на пересечении его медиан, на расстоянии одной трети медианы от точки пересечения медианы с соответствующей стороной треугольника.

- Круговой сектор в виде полукруга

Центр тяжести полукруга лежит на оси симметрии и находится на расстоянии $0,424 R$ от центра (см. таблицы ниже).

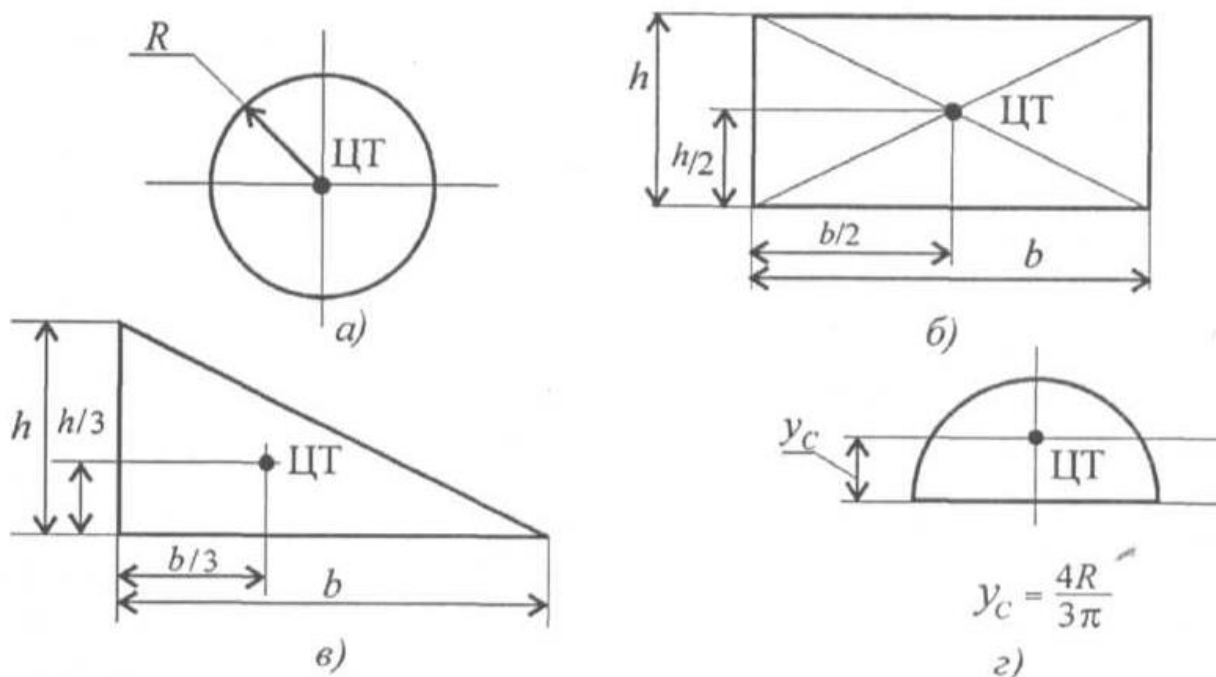


Рисунок 1- Центры тяжести простейших тел

Координаты центра тяжести сложной пластины, состоящей из простых частей, определяется по формулам:

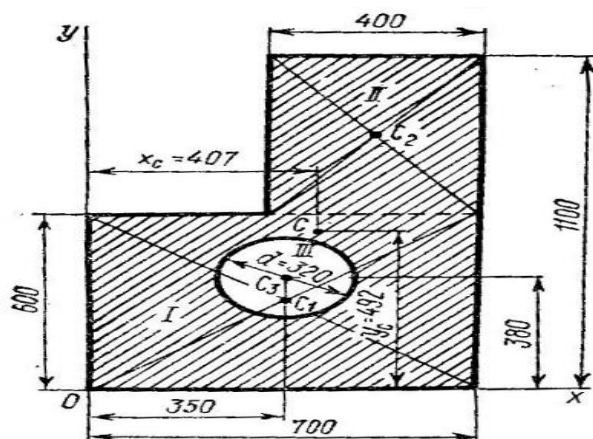
$$x_c = \frac{\sum x_{ci} A_i}{\sum A_i} \quad y_c = \frac{\sum y_{ci} A_i}{\sum A_i},$$

где $x_{c1}; y_{c1}$ – координаты центров тяжести простых фигур;

A_i – площадь простых фигур

Пример .

Определить координаты центра тяжести плоской фигуры с круглым отверстием, изображенной на рис.2. Размеры(мм)указаны на чертеже.



Решение.

Разбиваем фигуру на три части: два прямоугольника I и II и круглое отверстие III. Вычисляем координаты центров тяжести и площади этих частей:

$$x_1 = 350 \text{ мм}; \quad y_1 = 300 \text{ мм}; \quad A_1 = 600 \cdot 700 = 420\,000 \text{ мм}^2,$$

$$x_2 = 500 \text{ мм}; \quad y_2 = 850 \text{ мм}; \quad A_2 = 400 \cdot 500 = 200\,000 \text{ мм}^2;$$

$$x_3 = 350 \text{ мм}; \quad y_3 = 380 \text{ мм}; \quad A_3 = -\frac{3,14}{4} 320^2 = -804 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$$

Знак минус означает, что A_3 - площадь отверстия.

Вычисляем координаты центра тяжести всей фигуры:

$$x_0 = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{(4200 \cdot 350 + 2000 \cdot 500 - 804 \cdot 350) 10^2}{(4200 + 2000 - 804) 10^2} = 407 \text{ мм}.$$

$$y_0 = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{(4200 \cdot 300 + 2000 \cdot 850 - 804 \cdot 380) 10^2}{(4200 + 2000 - 804) 10^2} = 492 \text{ мм}.$$

Пример 2

Определить координаты центра тяжести плоской фигуры.

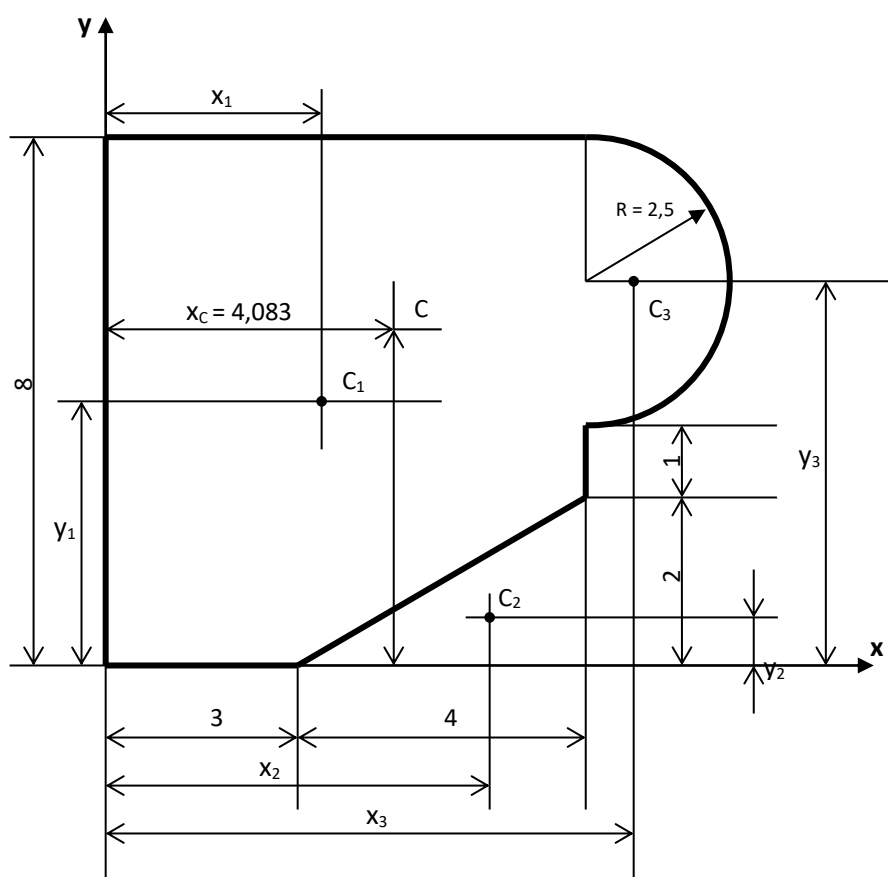
Образец выполнения




Задача № 2

Разбиваем фигуру на:

- 1) Прямоугольник с размерами: $h = 8 \text{ см}$, $b = 7 \text{ см}$.
- 2) Треугольник: $h = 4 \text{ см}$, $b = 2 \text{ см}$.

3) Полукруг с радиусом $R = 2,5$ см.



	$A \text{ см}^2$	$x \text{ см}$	$y \text{ см}$	$A \cdot x$	$A \cdot y$	a	b	$A \cdot a$	$A \cdot b$
 8 x 7	56	3,5	4	196	224	-0,583	-0,45	-32,648	-25,2
 4 x 2	4	5,66	0,66	22,64	2,64	1,577	-3,79	6,308	-15,16
 R = 2,5	9,812	8,06	5,5	79,08	53,966	3,977	1,05	39,022	10,3

Координаты центра тяжести всей фигуры

$$x_C = \frac{A_1 \cdot x_1 - A_2 \cdot x_2 + A_3 \cdot x_3}{A_1 - A_2 + A_3} = \frac{196 - 22,64 + 79,08}{56 - 4 + 9,812} = \frac{252,44}{61,812} = 4,083 \text{ см.}$$

$$y_C = \frac{A_1 \cdot y_1 - A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3}{A_1 - A_2 + A_3} = \frac{224 - 2,64 + 53,966}{56 - 4 + 9,812} = \frac{275,326}{61,812} = 4,45 \text{ см.}$$

Аналитическая проверка:

По оси x:

$$A_1 \cdot a_1 - A_2 \cdot a_2 + A_3 \cdot a_3 = 0; \quad - 32,648 - 6,308 + 39,022 = 0 \quad 0,06 \approx 0$$

Не состыковка произошла за счет округлений.

По оси у:

$$A_1 \cdot b_1 - A_2 \cdot b_2 + A_3 \cdot b_3 = 0; \quad - 25,2 + 15,16 + 10,3 = 0; \quad 0,26 \approx 0$$

Не состыковка произошла за счет округлени

Ответ:

Координаты центра тяжести плоской фигуры С (4,083; 4,45)

4. Порядок выполнения работы

4.1 Измеряем необходимые размеры пластины, по данным размерам вычерчиваем пластину;

4.2 Разбиваем фигуру на простые составные части, вычисляем площади частей, площадь всей фигуры и координаты центров тяжести составных частей.

4.3 Вычисляем координаты центра тяжести фигуры по формулам :

$$x_c = \frac{\sum x_{ci} A_i}{\sum A_i} \quad y_c = \frac{\sum y_{ci} A_i}{\sum A_i}$$

4.4 Определяем положение центра тяжести экспериментально и вычисляем погрешности. Для этого подвешиваем фигуру на штативе, фиксируем карандашом на фигуре линию прохождения по фигуре нити отвеса. Проделываем то же, изменив точку подвеса фигуры;

4.5 Точка пересечения 2-х линий даёт положение центра тяжести фигуры.

4.6 Определяем погрешность

$$\delta_x = \frac{x_c - x_c^T}{x_c^T} 100\% \quad \delta_y = \frac{y_c - y_c^T}{y_c^T} 100\%$$

где x_c, y_c - экспериментальное значение координат центра тяжести ;
 x_c^T, y_c^T - теоретическое значение координат центра тяжести

4.7 Результаты заносим в таблицу:

Координаты центров тяжести составных частей, мм						Площади составных частей мм ²			Площадь всей фигуры мм ²	Координаты центра тяжести фигуры $x_c: y_c$ мм.				Погрешность, %	
	y_1	x_2	y_2	x_c	y_3	A_1	A_2	A_3	A	Теоретические	Экспериментальные	δ_x δ_y			
										x_c^T y_c^T x_c y_c					

4. Вопросы для самоконтроля

4.1 От чего зависит положение центра тяжести?

4.2 Что называется статическим моментом сечения?

4.3 Чему равен статический момент относительно оси симметрии сечения?

4.4 Как определить положение центра тяжести симметричного сечения?

4.5 Что такое вес тела? Как направлена сила тяжести?

4.6 Как найти координаты центра тяжести сложного сечения?

6. Домашнее задание

6.1 Оформить отчет;

6.2 Изучить рекомендуемую литературу.

7. Список литературы

7.1 Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>

7.2 Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Приложения

Министерство науки и высшего образования РФ
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет» (БГТУ)
Политехнический колледж (ПК БГТУ)

Журнал

практических и лабораторных работ
по учебной дисциплине «Техническая механика»
Специальность 15.02.08 «Технология машиностроения»

Группа
18

о – 21 - тм -

Студент _____

(И.О.Фамилия)

Преподаватель _____

(И.О.Фамилия)

Дата _____ Оценка _____

20__

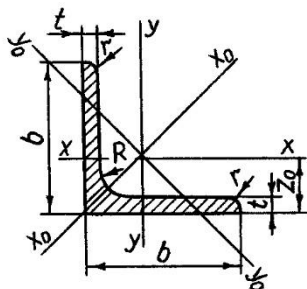
ГОСТ 6636 – 69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры»

Размеры, мм															
Ряд								Дополни- тельные размер*		Ряд				Дополни- тельные размер*	
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
0,010	0,010	0,010	—	0,100	0,100	0,100	0,100	1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10
		0,011				0,110	0,110			1,1	1,1			11	11,2
						0,115	0,115							11,5	11,8
	0,012	0,012	0,012	0,120	0,120	0,120	0,120	1,2	1,2	1,2	1,2	12	12	12	12,5
0,016	0,016	0,016	0,016	0,160	0,160	0,160	0,160	1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16,5
		0,018	0,018	0,180	0,180	0,180	0,180			1,8	1,8			18	18,5
	0,020	0,020	0,020	0,200	0,200	0,200	0,200		2,0	2,0	2,0	20	20	20	20,5
		0,022	0,022	0,220	0,220	0,220	0,220			2,2	2,2			22	21,5
0,025	0,025	0,025	0,025	0,250	0,250	0,250	0,250	2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25
		0,028	0,028	0,280	0,280	0,280	0,280			2,8	2,8			28	27
	0,032	0,032	0,032	0,320	0,320	0,320	0,320		3,2	3,2	3,2	32	32	32	29
		0,036	0,036	0,360	0,360	0,360	0,360			3,6	3,6			36	31
0,040	0,040	0,040	0,040	0,400	0,400	0,400	0,400	4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	33
		0,045	0,045	0,450	0,450	0,450	0,450			4,5	4,5			45	35
	0,050	0,050	0,050	0,500	0,500	0,500	0,500		5,0	5,0	5,0	50	50	50	37
		0,056	0,056	0,560	0,560	0,560	0,560			5,6	5,6			56	39
0,063	0,063	0,063	0,063	0,630	0,630	0,630	0,630	6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	41
		0,071	0,071	0,710	0,710	0,710	0,710			7,1	7,1			71	44
	0,080	0,080	0,080	0,800	0,800	0,800	0,800		8,0	8,0	8,0	80	80	80	46
		0,090	0,090	0,900	0,900	0,900	0,900			9,0	9,0			90	49
0,080	0,080	0,080	0,080	0,800	0,800	0,800	0,800	8,0	8,0	8,0	8,0	80	80	80	52
		0,085	0,085	0,850	0,850	0,850	0,850							85	55
	0,090	0,090	0,090	0,900	0,900	0,900	0,900							90	58
		0,095	0,095	0,950	0,950	0,950	0,950							95	62

Продолжение

Размеры, мм															
Ряд				Дополнительный размер*				Ряд				Дополнительный размер*			
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
100	100	100	100	102	108	112	115	1000	1000	1000	1000	10000	10000	10000	10300
			105	108	112	110					1060			11200	10600
			120	115							1180			11800	11200
	125	125	125	118	125	130	135	1250	1250	1250	1250	12500	12500	12500	12800
			140	145	140						1320			13200	13600
			150	155	150						1400			14000	14500
160	160	160	160	165	170	175	180	1600	1600	1600	1600	16000	16000	16000	16500
			180	185	180						1700			17000	17500
			190	195	190						1800			18000	18500
	200	200	200	205	210	215	220	2000	2000	2000	2000	20000	20000	20000	20500
			220	220	220	230	240				2120			21200	21700
			240								2240			22400	22900
											2360			23600	24100
250	250	250	250	270	290	310	315	2500	2500	2500	2500	25000	25000	25000	25800
			280	280	280						2650			26500	27000
			300	315							2800			28000	28500
	320	320	320	330	340	350	360	3150	3150	3150	3150	31500	31500	31500	32000
			360	370	370	380					3350			33500	34000
											3550			35500	36000
											3750			37500	38000
400	400	400	400	410	420	440	450	4000	4000	4000	4000	40000	40000	40000	41200
			420	430	440						4250			42500	43000
			450	460	460						4450			44500	45000
			480	490	490						4650			46500	47000
	500	500	500	515	530	545	560	5000	5000	5000	5000	50000	50000	50000	51200
			560	580	580						5350			53500	54000
			600	615	615						5600			56000	56500
630	630	630	630	650	670	690	710	6300	6300	6300	6300	63000	63000	63000	65000
			710	730	730						6700			67000	69000
			750	775	775						7100			71000	73000
											7500			75000	77500
	800	800	800	825	850	875	900	8000	8000	8000	8000	80000	80000	80000	82500
											8500			85000	87500
			900	925	925						9000			90000	92500
			950	975	975						9500			95000	97500
											10000	100000	100000	100000	100000

* Для размеров свыше 1000 мм допускается также применять числа из ряда R160 по ГОСТ 8032.
1—3. (Измененная редакция, Изм. № 2).



b – ширина полки;

J – момент инерции;

t – толщина полки;

i – радиус инерции;

R – радиус внутреннего закругления;

Z_0 – расстояние от центра тяжести;

r – радиус закругления полок;

до наружной грани полки;

J_{xy} – центробежный момент инерции

Номер уголка	мм				Площадь попереч- ного сечения, см ²	Справочные величины для осей										Масса 1 м уголка, кг
						$x - x$			$x_0 - x_0$		$y_0 - y_0$			$J_{xy}, \text{ см}^4$	$Z_0, \text{ см}$	
	$J_x, \text{ см}^4$	$W_x, \text{ см}^3$	$i_x, \text{ см}$	$J_{x0} \text{ max, см}^4$		$i_{x0} \text{ max, см}$	$J_{y0} \text{ min, см}^4$	$W_{y0}, \text{ см}^3$	$i_{y0} \text{ min, см}$							
2	20	3	3,5	1,2	1,13	0,40	0,28	0,59	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,23	0,60	0,89
		4			1,46	0,50	0,37	0,58	0,78	0,73	0,22	0,24	0,38	0,28	0,64	1,15
2,5	25	3	3,5	1,2	1,43	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,47	0,73	1,12

		4			1,86	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,59	0,76	1,46
		5			2,27	1,22	0,72	0,73	1,91	0,92	0,53	0,47	0,48	0,59	0,80	1,78
2,8	28	3	4,0	1,3	1,62	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,68	0,80	1,27
3	30	3	4,0	1,3	1,74	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	0,85	1,36
		4			2,27	1,84	0,87	0,90	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	1,08	0,89	1,78
		5			2,78	2,20	1,06	0,89	3,47	1,12	0,94	0,71	0,58	1,27	0,93	2,18
3,2	32	3	4,5	1,5	1,86	1,77	0,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,59	0,63	1,03	0,89	1,46
		4			2,43	2,26	1,00	0,96	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	1,32	0,94	1,91
3,5	35	3	4,5	1,5	2,04	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	1,37	0,97	1,60
		4			2,67	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,75	1,01	2,10
		5			3,28	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	2,10	1,05	2,58
4	40	3	5,0	1,7	2,35	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	2,08	1,09	1,85
		4			3,08	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	2,68	1,13	2,42
		5			3,79	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	3,22	1,17	2,98
		6			4,48	6,41	2,30	1,20	10,13	1,50	2,70	1,58	0,78	3,72	1,21	3,52
4,5	45	3	5,0	1,7	2,65	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	3,00	1,21	2,08
		4			3,48	6,63	2,04	1,38	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	3,89	1,26	2,73

		5			4,29	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	4,71	1,30	3,37
		6			5,08	9,35	2,95	1,36	14,80	1,71	3,90	2,06	0,88	5,45	1,34	3,99

Продолжение приложения ПЗ

Номер уголка	мм				Площадь попереч- ного сечения, см ²	Справочные величины для осей										Масса 1 м уголка, кг
						$x - x$			$x_0 - x_0$		$y_0 - y_0$			$J_{xy}, \text{см}^4$	$Z_0, \text{см}$	
	b	t	R	r		$J_x, \text{см}^4$	$W_x, \text{см}^3$	$i_x, \text{см}$	$J_{x0} \text{ max, см}^4$	$i_{x0} \text{ max, см}$	$J_{y0} \text{ min, см}^4$	$W_{y0}, \text{см}^3$	$i_{y0} \text{ min, см}$			
5	50	3	5,5	1,8	2,96	7,11	1,94	1,55	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	4,16	1,33	2,32
		4			3,89	9,21	2,54	1,54	14,63	1,94	3,80	1,95	0,99	5,42	1,38	3,05
		5			4,80	11,20	3,13	1,53	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	6,57	1,42	3,77
		6			5,69	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46	4,47
		7			6,56	14,84	4,23	1,50	23,47	1,89	6,21	2,93	0,97	8,63	1,50	5,15

		8			7,41	16,51	4,76	1,49	26,03	1,87	6,98	3,22	0,97	9,52	1,53	5,82
5,6	56	4	6,0	2,0	4,38	13,10	3,21	1,73	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	7,69	1,52	3,44
		5			5,41	15,97	3,96	1,72	25,36	2,16	6,59	2,97	1,10	9,41	1,57	4,25
6	60	4	7,0	2,3	4,72	16,21	3,70	1,85	25,69	2,33	6,72	2,93	1,19	9,48	1,62	3,71
		5			5,83	19,79	4,56	1,84	31,40	2,32	8,18	3,49	1,18	11,61	1,66	4,58
		6			6,92	23,21	5,40	1,83	36,81	2,31	9,60	3,99	1,18	13,60	1,70	5,43
		8			9,04	29,55	7,00	1,81	46,77	2,27	12,34	4,90	1,17	17,22	1,78	7,10
		10			11,08	35,32	8,52	1,79	55,64	2,24	15,00	5,70	1,16	20,32	1,85	8,70
6,3	63	4	7,0	2,3	4,96	18,86	4,09	1,95	29,90	2,45	7,81	3,26	1,25	11,00	1,69	3,90
		5			6,13	23,10	5,05	1,94	36,80	2,44	9,52	3,87	1,25	13,70	1,74	4,81
		6			7,28	27,06	5,98	1,93	42,91	2,43	11,18	4,44	1,24	15,90	1,78	5,72
7	70	4,5	8,0	2,7	6,20	29,04	5,67	2,16	46,03	2,72	12,04	4,53	1,39	17,00	1,88	4,87
		5			6,86	31,94	6,27	2,16	50,67	2,72	13,22	4,92	1,39	18,70	1,90	5,38
		6			8,15	37,58	7,43	2,15	59,64	2,71	15,52	5,66	1,38	22,10	1,94	6,39
		7			9,42	42,98	8,57	2,14	68,19	2,69	17,77	6,31	1,37	25,20	1,99	7,39
		8			10,67	48,16	9,68	2,12	76,35	2,68	19,97	6,99	1,37	28,20	2,02	8,37
		10			13,11	57,90	11,82	2,10	91,52	2,64	24,27	8,17	1,36	33,60	2,10	10,29

7,5	75	5	9,0	3,0	7,39	39,53	7,21	2,31	62,65	2,91	16,41	5,74	1,49	23,10	2,02	5,80
		6			8,78	46,57	8,57	2,30	73,87	2,90	19,28	6,62	1,48	27,30	2,06	6,89
		7			10,15	53,34	9,89	2,29	84,61	2,89	22,07	7,43	1,47	31,20	2,10	7,96
		8			11,50	59,84	11,18	2,28	94,89	2,87	24,80	8,16	1,47	35,00	2,15	9,02
		9			12,38	66,10	12,43	2,27	104,7 2	2,86	27,48	8,91	1,46	38,60	2,18	10,07
8	80	5,5	9,0	3,0	8,63	52,68	9,03	2,47	83,56	3,11	21,80	7,10	1,59	30,90	2,17	6,78
		6			9,38	56,97	9,80	2,47	90,40	3,11	23,54	7,60	1,58	33,40	2,19	7,36
		7			10,85	65,31	11,32	2,45	103,6 6	3,09	26,97	8,55	1,58	38,30	2,23	8,51
		8			12,30	73,36	12,80	2,44	116,3 9	3,08	30,32	9,44	1,57	43,00	2,27	9,65
		10			15,14	88,58	15,67	2,42	140,3 1	3,04	36,85	11,0 9	1,56	56,70	2,35	11,88
		12			17,90	102,7 4	18,42	2,40	162,2 7	3,01	43,21	12,6 2	1,55	59,50	2,42	14,05

Продолжение приложения ПЗ

Номер уголка	мм				Площадь попереч- ного сечения, см ²	Справочные величины для осей										Масса 1 м уголка, кг
						$x - x$			$x_0 - x_0$		$y_0 - y_0$			$J_{xy}, \text{ см}^4$	$Z_0, \text{ см}$	
	$J_x, \text{ см}^4$	$W_x, \text{ см}^3$	$i_x, \text{ см}$	$J_{x0} \text{ max, см}^4$		$i_{x0} \text{ max, см}$	$J_{y0} \text{ min, см}^4$	$W_{y0}, \text{ см}^3$	$i_{y0} \text{ min, см}$							
9	90	6	10,0	3,3	10,61	82,10	12,49	2,78	130,0 0	3,50	33,97	9,88	1,79	48,10	2,43	8,33
		7			12,28	94,30	14,45	2,77	149,6 7	3,49	38,94	11,1 5	1,78	55,40	2,47	9,64
		8			13,93	106,1 1	16,36	2,76	168,4 2	3,48	43,80	12,3 4	1,77	62,30	2,51	10,93
		9			15,60	118,0 0	18,29	2,75	186,0 0	3,46	48,60	13,4 8	1,77	68,00	2,55	12,20
		10			17,17	128,6 0	20,07	2,74	203,9 3	3,45	53,27	14,5 4	1,76	75,30	2,59	13,48
		12			20,33	149,6 7	23,85	2,71	235,8 8	3,41	62,40	16,5 3	1,75	86,20	2,67	15,96
10	100	6,5	12,0 0	4,0	12,82	122,1 0	16,69	3,09	193,4 6	3,89	50,73	13,3 8	1,99	71,40	2,68	10,06
		7			13,75	130,5 9	17,90	3,08	207,0 1	3,88	54,16	14,1 3	1,98	76,40	2,71	10,79

		8			15,60	147,1 9	20,30	3,07	233,4 6	3,87	60,92	15,6 6	1,98	86,30	2,75	12,25
		10			19,24	178,9 5	24,97	3,05	283,8 3	3,84	74,08	18,5 1	1,96	110,00	2,83	15,10
		12			22,80	208,9 0	29,47	3,03	330,9 5	3,81	86,84	21,1 0	1,95	122,00	2,91	17,90
		14			26,28	237,1 5	33,83	3,00	374,9 8	3,78	99,32	23,4 9	1,94	138,00	2,99	20,63
		15			27,99	250,6 8	35,95	2,99	395,8 7	3,76	105,4 8	24,6 2	1,94	145,00	3,03	21,97
		16			29,68	263,8 2	38,04	2,98	416,0 4	3,74	111,6 1	25,7 9	1,94	152,00	3,06	23,30
11	110	7	12,0	4,0	15,15	175,6 1	21,83	3,40	278,5 4	4,29	72,68	17,3 6	2,19	106,00	2,96	11,89
		8			17,20	198,1 7	24,77	3,39	314,5 1	4,28	81,83	19,2 9	2,18	116,00	3,00	13,50
12	120	8	12,0	4,0	18,80	259,7 5	29,68	3,72	412,4 5	4,68	107,0 4	23,2 9	2,39	153,00	3,25	14,76
		10			23,24	317,1 6	36,59	3,69	503,7 9	4,66	130,5 4	27,7 2	2,37	187,00	3,33	18,24

		12			27,60	371,8 0	43,30	3,67	590,2 8	4,62	153,3 3	31,7 9	2,36	218,00	3,41	21,67
		15			33,99	448,9 0	52,96	3,63	711,3 2	4,57	186,4 8	37,3 5	2,34	262,00	3,53	26,68
12,5	125	8	14,0	4,6	19,69	294,3 6	32,20	3,87	466,7 6	4,87	121,9 6	25,6 7	2,49	172,00	3,36	15,46
		9			22,0	327,4 8	36,00	3,86	520,0 0	4,86	135,8 8	28,2 6	2,48	192,00	3,40	17,30
		10			24,33	359,8 2	39,74	3,85	571,0 4	4,84	148,5 9	30,4 5	2,47	211,00	3,45	19,10
		12			28,89	422,2 3	47,06	3,82	670,0 2	4,82	174,4 3	34,9 4	2,46	248,00	3,53	22,68
		14			33,37	481,7 6	54,17	3,80	763,9 0	4,78	199,6 2	39,1 0	2,45	282,00	3,61	26,20
		16			37,77	538,5 6	61,09	3,78	852,8 4	4,75	224,2 9	43,1 0	2,44	315,00	3,68	29,65
14	140	9	14,0	4,6	24,72	465,7 2	45,55	4,34	739,4 2	5,47	192,0 3	35,9 2	2,79	274,00	3,78	19,41
		10			27,33	512,2 9	50,32	4,33	813,6 2	5,46	210,9 6	39,0 5	2,78	301,00	3,82	21,45

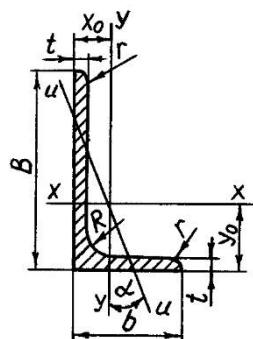
		12			32,49	602,4 9	59,66	4,31	956,9 8	5,43	248,0 1	44,9 7	2,76	354,00	3,90	25,50
15	150	10	14,0	4,6	29,33	634,76	58,07	4,65	1008,5 6	5,86	260,97	45,34	2,98	374,00	4,07	23,02
		12			34,89	747,48	68,90	4,63	1187,8 6	5,83	307,09	52,32	2,97	440,00	4,15	27,39
		15			43,08	908,38	84,66	4,59	1442,6 0	5,79	374,17	61,96	2,95	534,00	4,27	33,82
		18			51,09	1060,0 8	99,86	4,56	1680,9 2	5,74	439,24	70,91	2,93	621,00	4,38	40,11

Окончание приложения ПЗ

Номер уголка	мм				Площадь попереч- ного сечения, см ²	Справочные величины для осей										Масса 1 м уголка, кг
						$x - x$			$x_0 - x_0$		$y_0 - y_0$			$J_{xy}, \text{ см}^4$	$Z_0, \text{ см}$	
	b	t	R	r		$J_x, \text{ см}^4$	$W_x, \text{ см}^3$	$i_x, \text{ см}$	$J_{x0} \text{ max, см}$	$i_{x0} \text{ max, см}$	$J_{y0} \text{ min, см}$	$W_{y0}, \text{ см}^3$	$i_{y0} \text{ min, см}$			

									cm ⁴		cm ⁴					
16	160	10	16,0	5,3	31,43	774,24	66,19	4,96	1229,10	6,25	319,38	52,52	3,19	455,00	4,30	24,67
		11			34,42	844,21	72,44	4,95	1340,66	6,24	347,77	56,53	3,18	496,00	4,35	27,02
		12			37,39	912,89	78,62	4,94	1450,00	6,23	375,78	60,53	3,17	537,00	4,39	29,35
		14			43,57	1046,47	90,77	4,92	1662,13	6,20	430,81	68,15	3,16	615,00	4,47	33,97
		16			49,07	1175,19	102,64	4,89	1865,73	6,17	484,64	75,92	3,14	690,00	4,55	38,52
		18			54,79	1290,24	114,24	4,87	2061,03	6,13	537,46	82,08	3,13	771,00	4,63	43,01
		20			60,40	1418,85	125,60	4,85	2248,26	6,10	589,43	90,02	3,12	830,00	4,70	47,44
18	180	11	16,0	5,3	38,80	12016,4 4	92,47	5,60	1933,10	7,06	499,78	72,86	3,59	716,00	4,85	30,47
		12			42,19	1316,62	100,41	5,59	2092,78	7,04	540,45	78,15	3,58	776,00	4,89	33,12
		15			52,18	1607,36	123,74	5,55	2554,99	7,00	659,73	93,11	3,56	948,00	5,01	40,96
		18			61,99	1884,07	146,36	5,51	2992,69	6,95	775,44	106,88	3,54	1108,00	5,13	48,66
		20			68,43	2061,11	161,07	5,49	3271,31	6,91	850,92	115,71	3,53	1210,00	5,20	53,72
20	200	12	18,0	6,0	47,10	1822,78	124,61	6,22	2896,16	7,84	749,40	98,68	3,99	1073,00	5,37	36,97
		13			50,85	1960,77	134,44	6,21	3116,18	7,83	805,35	105,07	3,98	1156,00	5,42	39,92
		14			54,6	2097,00	144,17	6,20	3333,00	7,81	861,00	111,50	3,97	1236,00	5,46	42,80

		16			61,98	2362,57	163,37	6,17	3755,39	7,78	969,74	123,77	3,96	1393,00	5,54	48,65
		18			69,30	2620,64	182,22	6,15	4164,54	7,75	1076,74	135,48	3,94	1544,00	5,62	54,40
		20			76,54	2871,47	200,73	6,12	4560,42	7,72	1181,92	146,62	3,93	1689,00	5,70	60,08
		24			90,78	3350,66	236,77	6,08	5313,59	7,65	1387,73	167,74	3,91	1963,00	5,85	71,26
		25			94,29	3466,21	245,59	6,06	5494,04	7,63	1438,38	172,68	3,91	2028,00	5,89	74,02
		30			111,54	4019,60	288,57	6,00	6351,05	7,55	1698,16	193,06	3,89	2332,00	6,07	87,56
22	220	14	21,0	7,0	60,38	2814,36	175,18	6,83	4470,15	8,60	1158,56	138,62	4,38	1655,00	5,91	47,40
		16			68,58	3175,44	198,71	6,80	5045,37	8,58	1305,52	153,34	4,36	1862,00	6,02	53,83
25	250	16	24,0	8,0	78,40	4717,10	258,43	7,76	7492,10	9,78	1942,09	203,45	4,98	2775,00	6,75	61,55
		18			87,72	5247,24	288,82	7,73	8336,69	9,75	2157,78	223,39	4,96	3089,00	6,83	68,86
		20			96,96	5764,87	318,76	7,71	9159,73	9,72	2370,01	242,52	4,94	3395,00	6,91	76,11
		22			106,12	6270,32	348,26	7,69	9961,60	9,69	2579,04	260,52	4,93	3691,00	7,00	83,31
		25			119,71	7006,39	391,72	7,65	11125,5 2	9,64	2887,26	287,14	4,91	4119,00	7,11	93,97
		28			133,12	7716,86	434,86	7,61	12243,8 4	9,59	3189,89	311,98	4,90	4527,00	7,23	104,50
		30			141,96	8176,51	462,11	7,59	12964,6 6	9,56	3388,98	327,82	4,89	4788,00	7,31	111,44



Уголки стальные горячекатаные неравнополочные. Сортамент (ГОСТ 8510 – 86)

B – ширина большей полки;

J – момент инерции;

b – ширина меньшей полки;

i – радиус инерции;

t – толщина полки;

x_0, y_0 – расстояние от центра тяжести;

R – радиус внутреннего закругления;

до наружных граней полок;

r – радиус закругления полок;

J_{xy} – центробежный момент инерции

Номер уголка	мм					Площадь поперечного сечения, см ²	Справочные величины для осей												Угол накло на оси, tgα	Масса 1м уголка, кг
							<i>x – x</i>			<i>y – y</i>			<i>u – u</i>			<i>x</i> ₀ , см	<i>y</i> ₀ , см	<i>J</i> _{xy} , см ⁴		
	<i>J_x</i> , см ⁴	<i>W_x</i> , см ³	<i>i_x</i> , см	<i>J_y</i> , см ⁴	<i>W_y</i> , см ³		<i>i_y</i> , см	<i>J_u</i> min, см ⁴	<i>W_u</i> , см ³	<i>i_u</i> min, см										
2,5/1,6	25	16	3	3,5	1,2	1,16	0,70	0,43	0,78	0,22	0,19	0,44	0,13	0,16	0,34	0,42	0,86	0,22	0,392	0,91
3/2	30	20	3			1,43	1,27	0,62	0,94	0,45	0,30	0,56	0,26	0,25	0,43	0,51	1,00	0,43	0,427	1,12

			4			1,86	1,61	0,82	0,56	0,56	0,39	0,55	0,34	0,32	0,43	0,54	1,04	0,54	0,421	1,46
3,2/2	32	20	3			1,49	1,52	0,72	1,01	0,46	0,30	0,55	0,28	0,25	0,43	0,49	1,08	0,47	0,382	1,17
			4			1,94	1,93	0,93	1,00	0,57	0,39	0,54	0,35	0,33	0,43	0,53	1,12	0,59	0,374	1,52
4/2,5	40	25	3	4,0	1,3	1,89	3,06	1,14	1,27	0,93	0,49	0,70	0,56	0,41	0,54	0,59	1,32	0,96	0,385	1,48
			4			2,47	3,93	1,49	1,26	1,18	0,63	0,69	0,71	0,52	0,54	0,63	1,37	1,22	0,381	1,94
			5			3,03	4,73	1,82	1,25	1,41	0,77	0,68	0,86	0,64	0,53	0,66	1,41	1,44	0,374	2,38
4/3	40	30	4			2,67	4,18	1,54	1,25	2,01	0,91	0,87	1,09	0,75	0,64	0,78	1,28	1,68	0,544	2,09
			5			3,28	5,04	1,88	1,24	2,41	1,11	0,86	1,33	0,91	0,64	0,82	1,32	2,00	0,539	2,57
4,5/2,8	45	28	3	5,0	1,7	2,14	4,41	1,45	1,43	1,32	0,61	0,79	0,79	0,52	0,61	0,64	1,47	1,38	0,382	1,68
			4			2,80	5,68	1,90	1,42	1,69	0,80	0,78	1,02	0,67	0,60	0,68	1,51	1,77	0,379	2,20
5/3,2	50	32	3	5,5	1,8	2,42	6,18	1,82	1,60	1,99	0,81	0,91	1,18	0,68	0,70	0,72	1,60	2,01	0,403	1,90
			4			3,17	7,98	2,38	1,59	2,56	1,05	0,90	1,52	0,88	0,69	0,76	1,65	2,59	0,401	2,49
5,6/3,6	56	36	4	6,0	2,0	3,58	11,37	3,01	1,78	3,70	1,34	1,02	2,19	1,13	0,78	0,84	1,82	3,74	0,406	2,81
			5			4,41	13,82	3,70	1,77	4,48	1,65	1,01	2,65	1,37	0,78	0,88	1,87	4,50	0,404	3,46
6,3/4,0	63	50	5	7,0	2,3	4,04	16,33	3,83	2,01	5,16	1,67	1,13	3,07	1,41	0,87	0,91	2,03	5,25	0,397	3,17
			6			4,98	19,91	4,72	2,00	6,26	2,05	1,12	3,73	1,72	0,86	0,95	2,08	6,41	0,396	3,91
			7			5,90	23,31	5,58	1,99	7,29	2,42	1,11	4,36	2,02	0,86	0,99	2,12	7,44	0,393	4,63

			8			7,68	29,60	7,22	1,96	9,15	3,12	1,09	5,58	2,60	0,85	1,07	2,20	9,27	0,386	6,03
6,5/5	65	50	5	6,0	2,0	5,56	23,41	5,20	2,05	12,08	3,23	1,47	6,41	2,68	1,07	1,26	2,00	9,77	0,576	4,36
			6			6,60	27,46	6,16	2,04	14,12	3,82	1,46	7,52	3,15	1,07	1,30	2,04	11,46	0,575	5,18
			7			7,62	31,32	7,08	2,03	16,05	4,38	1,45	8,60	3,59	1,06	1,34	2,08	12,94	0,571	5,98
			8			8,62	35,00	7,99	2,02	18,88	4,93	1,44	9,65	4,02	1,06	1,37	2,12	13,61	0,570	6,77

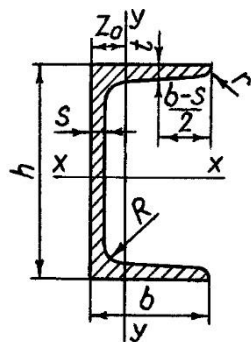
Номер уголка	мм					Площадь поперечного сечения, см ²	Справочные величины для осей												Угол наклон а оси, tgα	Масса 1м уголка кг
							x – x			y – y			u – u			x ₀ , см	y ₀ , см	J _{xy} , см ⁴		
	B	b	t	R	r		J _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см	J _y , см ⁴	W _y , см ³	i _y , см	J _{u min} , см ⁴	W _u , см ³	i _{u min} , см					
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5	5,59	27,76	5,88	2,23	9,05	2,62	1,27	5,34	2,20	0,98	1,05	2,28	9,12	0,406	4,39
7,5/5	75	50	5	8,0	2,7	6,11	34,81	6,81	2,39	12,47	3,25	1,43	7,24	2,73	1,09	1,17	2,39	12,00	0,436	4,79
			6			7,25	40,92	8,08	2,38	14,60	3,85	1,42	8,48	3,21	1,08	1,21	2,44	14,10	0,435	5,69
			7			8,37	46,77	9,31	2,36	16,61	4,43	1,41	9,69	3,69	1,08	1,25	2,48	16,18	0,435	6,57
			8			9,47	52,38	10,52	2,35	18,52	4,88	1,40	10,87	4,14	1,07	1,29	2,52	17,80	0,430	7,43
8/5	80	50	5			6,36	41,64	7,71	2,56	12,68	2,28	1,41	7,57	2,75	1,09	1,13	2,60	13,20	0,387	4,99
			6			7,55	48,98	9,15	2,55	14,85	3,88	1,40	8,88	3,24	1,08	1,17	2,65	15,50	0,386	5,92
8/6	80	60	6			8,15	52,06	9,42	2,53	25,18	5,58	1,76	13,61	4,66	1,29	1,49	2,47	20,98	0,547	6,39
			7			9,42	59,61	10,87	2,52	28,74	6,43	1,75	15,58	5,34	1,29	1,53	2,52	24,01	0,546	7,39
			8			10,67	66,88	12,38	2,50	32,15	7,26	1,74	17,49	5,99	1,28	1,57	2,56	26,83	0,544	8,37
9/5,6	90	56	5,5	9,0	3,0	7,86	65,28	10,74	2,88	19,67	4,53	1,58	11,77	3,81	1,22	1,26	2,92	20,54	0,384	6,17
			6			8,54	70,58	11,66	2,88	21,22	4,91	1,58	12,70	4,12	1,22	1,28	2,95	22,23	0,384	6,70
			8			11,18	90,87	15,24	2,85	27,08	6,39	1,56	16,29	5,32	1,21	1,36	3,04	28,33	0,380	8,77

10/6, 3	10 0	63	6	10, 0	3, 3	9,58	98,29	14,52	3,20	30,58	6,27	1,79	18,20	5,27	1,38	1,42	3,23	31,50	0,393	7,53
			7			11,09	112,86	16,78	3,19	34,99	7,23	1,78	20,83	6,06	1,37	1,46	3,28	36,10	0,392	8,70
			8			12,57	126,96	19,01	3,18	39,21	8,17	1,77	23,38	6,82	1,36	1,50	3,32	40,50	0,391	9,87
			10			15,47	153,83	23,32	3,15	47,18	9,99	1,75	28,34	8,31	1,35	1,58	3,40	48,60	0,387	12,14
10/6, 5	10 0	65	7			11,23	114,05	16,87	3,19	38,32	7,70	1,85	22,77	6,43	1,41	1,52	3,24	38,00	0,415	8,81
			8			12,73	138,31	19,11	3,18	42,96	8,70	1,84	25,24	7,26	1,41	1,56	3,28	42,64	0,414	9,99
			10			15,67	155,52	23,45	3,15	51,68	10,6 4	1,82	30,60	8,83	1,40	1,64	3,37	51,18	0,410	12,30
11/7	11 0	70	6,5			11,45	142,42	19,11	3,53	45,61	8,42	2,00	26,64	7,05	1,53	1,58	3,55	46,80	0,402	8,98
			8			13,93	171,54	23,22	3,51	54,64	10,2 0	1,98	32,31	8,50	1,52	1,64	3,61	55,90	0,400	10,93
12,5/ 8	12 5	80	7	11, 0	3, 7	14,06	226,53	26,67	4,01	73,73	11,8 9	2,29	43,40	9,96	1,76	1,80	4,01	74,70	0,407	11,04
			8			15,98	255,62	30,27	4,00	80,95	13,4 7	2,28	48,82	11,2 5	1,75	1,84	4,04	84,10	0,406	12,54
			10			19,70	311,61	37,27	3,98	100,4 7	16,5 2	2,26	59,33	13,7 4	1,74	1,92	4,14	102,0 0	0,404	15,47
			12			23,36	364,79	44,07	3,95	116,8 4	19,4 6	2,24	69,47	16,1 1	1,72	2,00	4,22	118,0 0	0,400	18,34
14/9	14 0	90	8	12, 0	4, 0	18,00	363,68	38,25	4,49	119,7 9	17,1 9	2,58	70,27	14,3 9	1,98	2,03	4,49	121,0 0	0,411	14,13
			10			22,24	444,45	47,19	4,47	145,5 4	21,1 4	2,56	85,51	17,5 8	1,96	2,12	4,58	147,0 0	0,409	17,46

16/10	16 0	10 0	9	13, 0	4, 3	22,87	605,97	56,04	5,15	186,0 3	23,9 6	2,85	110,4 0	20,0 1	2,20	2,24	5,19	194,0 0	0,391	17,96
			10			25,28	666,59	61,91	5,13	204,0 9	26,4 2	2,84	121,1 6	22,0 2	2,19	2,28	5,23	213,0 0	0,390	19,85
			12			30,04	784,22	73,42	5,11	238,7 5	31,2 3	2,82	142,1 4	25,9 3	2,18	2,36	5,32	249,0 0	0,388	23,58
			14			34,72	897,19	84,65	5,08	271,6 0	35,8 9	2,80	162,4 9	29,7 5	2,16	2,43	5,40	282,0 0	0,385	27,26
18/11	18 0	11 0	10	14, 0	4, 7	28,33	952,28	78,59	5,80	276,3 7	32,2 7	3,12	165,4 4	26,9 6	2,42	2,44	5,88	295,0 0	0,376	22,24
			12			33,69	1122,5 6	93,33	5,77	324,0 9	38,2 0	3,10	194,2 8	31,8 3	2,40	2,52	5,97	348,0 0	0,374	26,45
20/12, 5	20 0	12 5	11			34,87	1449,0 2	107,31	6,45	446,3 6	45,9 8	3,58	263,8 4	38,2 7	2,75	2,79	6,50	465,0 0	0,392	27,37
			12			37,89	1568,1 9	116,51	6,43	481,9 3	49,8 5	3,57	285,0 4	41,4 5	2,74	2,83	6,54	503,0 0	0,392	29,74
			14			43,87	1800,8 3	134,64	6,41	550,7 7	57,4 3	3,54	326,5 4	47,5 7	2,73	2,91	6,62	575,0 0	0,390	34,43
			16			49,77	2026,0 8	152,41	6,38	616,6 6	64,8 3	3,52	366,9 9	53,5 6	2,72	2,99	6,71	643,0 0	0,388	39,07

Окончание приложения П4

Сталь горячекатаная. Швеллеры. Сортамент (ГОСТ 8240 – 97). Швеллеры с уклоном внутренних граней полок



h – высота;

b – ширина полки;

s – толщина стенки;

t – толщина полки;

R – радиус внутреннего закругления;

r – радиус закругления полки;

J – момент инерции;

W – момент сопротивления;

i – радиус инерции;

S – статический момент полусечения;

Z_0 – расстояние от оси $y-y$ до наружной

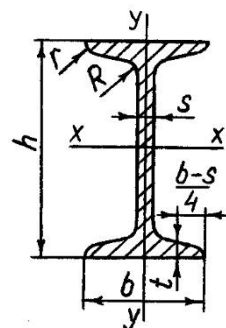
границы стенки

Номер швелле ра	мм						Площа д сече ния , см ²	Масс а 1 м, кг	Справочная величина для осей							Z ₀ , см
									x – x				y – y			
	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>			<i>J_x</i> , см ⁴	<i>W_x</i> , см ³	<i>i_x</i> , см	<i>S_x</i> , см ³	<i>J_y</i> , см ⁴	<i>W_y</i> , см ³	<i>i_y</i> , см	
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,954	1,16

6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,080	1,24
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	13,30	12,80	4,75	1,190	1,31
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	10,90	8,59	174,0	34,8	3,99	20,40	20,40	6,46	1,370	1,44
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,30	10,40	304,0	50,6	4,78	29,60	31,20	8,52	1,530	1,54
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,60	12,30	491,0	70,2	5,60	40,80	45,40	11,00	1,700	1,67
14a	140	62	4,9	8,7	8,0	3,0	17,00	13,30	545,0	77,8	5,66	45,10	57,50	13,30	1,840	1,87
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,10	14,20	747,0	93,4	6,42	54,10	63,30	13,80	1,870	1,80
16a	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	19,50	15,30	823,0	103,0	6,49	59,40	78,80	16,40	2,010	2,00
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,70	16,30	1090,0	121,0	7,24	69,80	86,00	17,00	2,040	1,94
18a	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	22,20	17,40	1190,0	132,0	7,32	76,10	105,00	20,00	2,180	2,13
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,40	18,40	1520,0	152,0	8,07	87,80	113,00	20,50	2,300	2,07
20a	200	80	5,2	9,7	9,5	4,0	25,20	19,80	1670,0	167,0	8,15	95,90	139,00	24,20	2,350	2,28
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,70	21,00	2110,0	192,0	8,89	110,00	151,00	25,10	2,370	2,21
22a	220	87	5,4	10,2	10,0	4,0	28,80	22,60	2330,0	212,0	8,99	121,00	187,00	30,00	2,550	2,46
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,60	24,00	2900,0	242,0	9,73	139,00	208,00	31,60	2,600	2,42
24a	240	95	5,6	10,7	10,5	4,0	32,90	25,80	3180,0	265,0	9,84	151,00	254,00	37,20	2,780	2,67
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,20	27,70	4160,0	308,0	10,90	178,00	262,00	37,30	2,730	2,47

30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	40,50	31,80	5810,0	387,0	12,00	224,00	327,00	43,60	2,840	2,52
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	46,50	36,50	7980,0	484,0	13,10	281,00	410,00	51,80	2,970	2,59
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	53,40	41,90	10820,0	601,0	14,20	350,00	513,00	61,70	3,100	2,68
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	61,50	48,30	15220,0	761,0	15,70	444,00	642,00	73,40	3,230	2,75

Приложение Пб



Сталь горячекатаная. Балки двутавровые. Сортамент (ГОСТ 8239 – 89)

h – высота балки;

b – ширина полки;

s – толщина стенки;

t – средняя толщина полки;

R – радиус внутреннего закругления;

r – радиус закругления полки;

J – момент инерции;

W – момент сопротивления;

S – статический момент полусечения;

i – радиус инерции

Номер балки	мм						Пло щадь сечен ия, см ²	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей						
									$x - x$				$y - y$		
	h	b	s	t	R	r			$J_x, \text{ см}^4$	$W_x, \text{ см}^3$	$i_x, \text{ см}$	$S_x, \text{ см}^3$	$J_y, \text{ см}^4$	$W_y, \text{ см}^3$	$i_y, \text{ см}$

10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,50	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,90	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88
18a	180	100	5,1	8,3	9,0	3,5	25,4	19,90	1430	159,0	7,51	89,8	114,0	22,80	2,12
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07
20a	200	110	5,2	8,6	9,5	4,0	28,9	22,70	2030	203,0	8,37	114,0	155,0	28,20	2,32
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	28,60	2,27
22a	220	120	5,4	8,9	10,0	4,0	32,8	25,80	2790	254,0	9,22	143,0	206,0	34,30	2,50
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37
24a	240	125	5,6	9,8	10,5	4,0	37,5	29,40	3800	317,0	10,10	178,0	260,0	41,60	2,63
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	210,0	260,0	41,50	2,54
27a	270	135	6,0	10,2	11,0	4,5	43,2	33,90	5500	407,0	11,30	229,0	337,0	50,00	2,80
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69
30a	300	145	6,5	10,7	12,0	5,0	49,9	39,20	7780	518,0	12,50	292,0	436,0	60,10	2,95
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,20	9840	597,0	13,50	339,0	419,0	59,90	2,79

36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,60	13 380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,00	19 062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,50	27 696	1231,0	18,10	708,0	808,0	101,00	3,09
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,50	39 727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,60	55 962	20,35	21,80	1181,0	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108,00	76 806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	182,00	3,54

Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типо- размер	s, %	$\frac{T_n}{T_n}$	Типо- размер	s, %	$\frac{T_n}{T_n}$	Типо- размер	s, %	$\frac{T_n}{T_n}$	Типо- размер	s, %	$\frac{T_n}{T_n}$
0,55	63B2	8,5		71A4	7,3		71B6	10		80B8	9	
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	1,6
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3	2,0	90L4	5,1	2,0	100L6	5,1	2,0	112MA8	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	1,8
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3	1,6	132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1		160S4	2,3		160M6	2,6		180M8	2,5	
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2,0		180S4	2,0		200M6	2,8		200L8	2,7	
30	180M2	1,9	1,4	180M4	1,9	1,4	200L6	2,1		225M8	1,8	1,2
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4	1,2	250M8	1,4	
55	225M2	1,8		225M4	1,4		250M6	1,3		280S8	2,2	
75	250S2	1,4		250S4	1,2	1,2	280S6	2,0		280M8	2,2	
90	250M2	1,4	1,2	250M4	1,3		280M6	2,0		315S8	2,0	1,0
110	280S2	2,0		280S4	2,3		315S6	2,0		315M8	2,0	

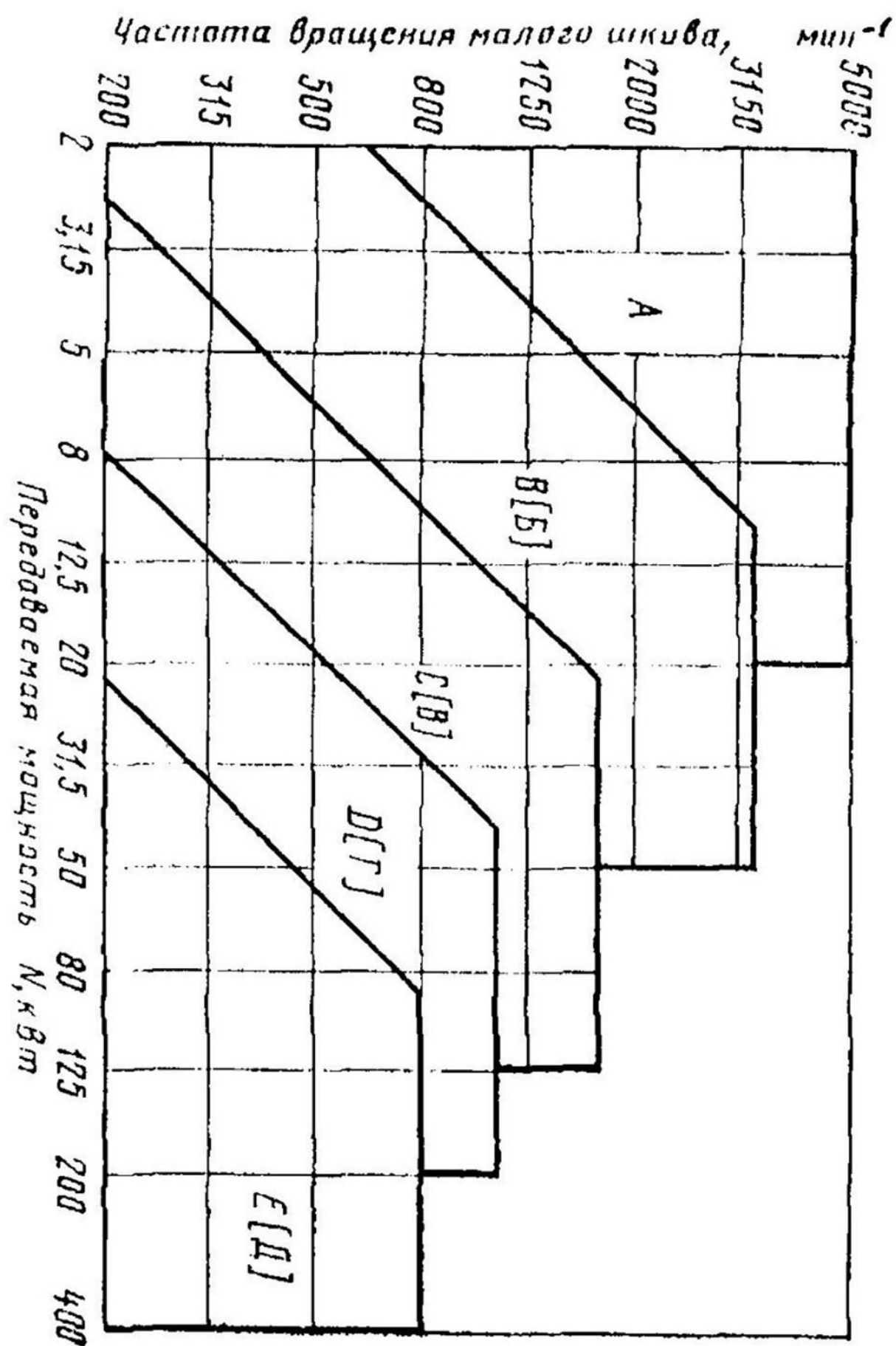
Примечания: 1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин.

Электродвигатель 4A132M4УЗ

2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А — род двигателя — асинхронный. Следующие за буквой А числа (двух- или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы L, S и М относятся к установочным размерам по длине станины; буквы А и В — условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака УЗ показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

3. В графе s указано скольжение, %; в графе $\frac{T_n}{T_n}$ даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.

4. Габаритные и установочные размеры двигателей серии 4А даны в табл. П2.



Список рекомендуемой литературы

Основные источники:

1. Максина, Е. Л. Техническая механика : учебное пособие для СПО / Е. Л. Максина. — Саратов : Научная книга, 2019. — 159 с. — ISBN 978-5-9758-1899-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/87082.html>
2. Королев, П. В. Техническая механика : учебное пособие для СПО / П. В. Королев. — Саратов : Профобразование, Ай Пи Ар Медиа, 2020. — 111 с. — ISBN 978-5-4488-0672-8, 978-5-4497-0264-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/88496.html>

Дополнительная литература

1. Калентьев, В. А. Техническая механика : учебное пособие для СПО / В. А. Калентьев. — Саратов : Профобразование, 2020. — 110 с. — ISBN 978-5-4488-0904-0. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/98670.html>
2. Аркуша А.И., Фролов М.И. Техническая механика – М. -, 1989, 2008 (30шт)
3. Иванов М.Н. Детали машин, М.: Юрайт, 2016, - 408 с. (3 экз)
4. Куклин А.Г. Детали машин: учеб. для сред. проф. образован., М.: Высш. шк., 2005, 2008, - 396 с. (11 экз);
5. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для сред. проф. образов., М.: Альянс, 2005, 2016, - 416 с. (38 экз).
6. Митюшов Е.А. Теоретическая механика :учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / Е.А Митюшов, С.А. Берестов а-2-е изд. перераб. -М.: Издательский. Центр «Академия», 2011, - 317 с.(1 шт.)
7. Сафонова Г.Г., Артюховская Т.Ю., Ермаков Д.А. Техническая механика: Учебник. – М.:ИНФРА – М, 2015.(16 шт.)
8. Техническая механика: учеб. для сред. проф. образован. / С.И.. Евтушенко др., - Р/Д.: Феникс, 2013, - 348 с. (1 шт.)
9. Хруничева Т.В. Детали машин. Типовые расчеты на прочность: учеб. пособие для сред. проф. образов. , М.: Форум: ИНФРА-М, 2015, - 223 с. (2 экз);

Интернет-ресурсы:

1. Единое окно доступа к информационным ресурсам <http://window.edu.ru/>.
2. Научная электронная библиотека <http://www.elibrary.ru/>.

3. Федеральное хранилище «Единая коллекция цифровых образовательных ресурсов» <http://school-collection.edu.ru/>.
4. Федеральный Интернет-портал «Российское образование» <http://www.edu.ru/>.
5. Электронная библиотека ЮРАЙТ <https://biblio-online.ru>

1. Нормативная литература и источники:

- 1.1 ФГОС среднего профессионального образования по специальности 15.02.08 «Технология машиностроения» (утвержден приказом Министерства образования и науки РФ от 18 апреля 2014 г. №_350, зарегистрирован в Минюсте России 22 июля 2014 г. №_33204)

2. Рабочая программа учебной дисциплины ОП.03 Техническая механика по специальности СПО 15.02.08 «Технология машиностроения» (базовая подготовка).

Контроль и оценка результатов выполнения практических занятий

Результаты обучения

(освоенные умения, усвоенные знания)

Формы и методы контроля и оценки результатов обучения

Умения

- выполнять расчеты на прочность, жесткость, устойчивость элементов сооружений;
- определять аналитическим способом усилия опорные реакции балок-определять усилия в стержнях ферм;
- строить эпюры нормальных напряжений, изгибающих моментов и др.;

Наблюдение и анализ выполнения практических работ

Тестирование.

Анализ выполнения самостоятельной работы.

Наблюдение и анализ выполнения письменных заданий.

Устный опрос.

Знания:

- законы механики деформируемого твердого тела, виды деформаций, основные расчеты;
- определение направления реакций, связи;
- определение момента силы относительно точки, его свойства;
- типы нагрузок и виды опор балок, ферм, рам;
- напряжения и деформации, возникающие в строительных элементах при работе под нагрузкой;
- моменты инерций простых сечений элементов и др.