



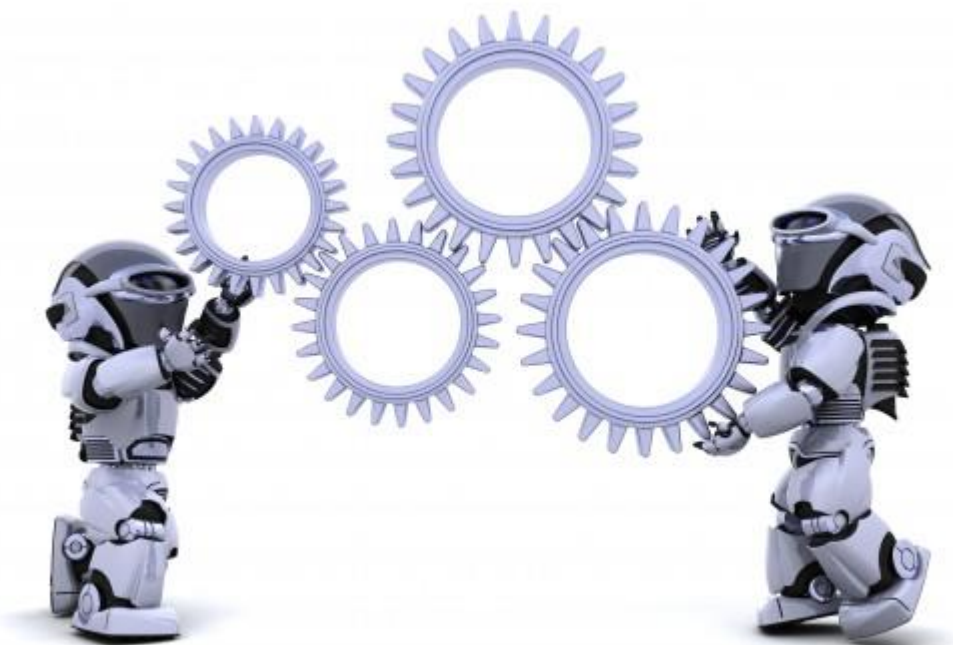
МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Филиал федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего образования
«Майкопский государственный технологический университет»
в поселке Яблоновском

Кафедра транспортных процессов и техносферной безопасности

МЕХАНИКА

**Методические рекомендации
по организации самостоятельной работы студента**

для направления подготовки
23.03.01 Технология транспортных процессов
(для всех форм обучения)



поселок Яблоновский, 2019

УДК 531(07)
ББК 22.3
М-54

Печатается по решению кафедры транспортных процессов и техносферной безопасности Филиала МГТУ в поселке Яблоновском
(протокол № 1 от 02.09.2019 г.)

Составитель: Журавлева Светлана Николаевна, доцент, канд. техн. наук, доцент кафедры транспортных процессов и техносферной безопасности Филиала ФГБОУ ВО «Майкопский государственный технологический университет» в поселке Яблоновском

Механика. Методические рекомендации по организации самостоятельной работы студента для направления подготовки 23.03.01 Технология транспортных процессов. – пос. Яблоновский, 2019. – 59 с.

Методические рекомендации составлены в соответствии с требованиями ГОС ВО и раскрывают теоретико-методологические характеристики и способы организации самостоятельной работы студентов, позволяющие более эффективно работать с учебной и научной литературой, критически осмысливать прочитанный и изученный материал по дисциплине «Механика».

СОДЕРЖАНИЕ:

ВВЕДЕНИЕ	3
1 Общие рекомендации по организации самостоятельной работы	5
2 Методические рекомендации по работе с конспектом лекций	6
3 Методические рекомендации по подготовке к практическим занятиям	7
4 Методические рекомендации по выполнению контрольных работ	37
5 Методические рекомендации по подготовке к экзамену	48
6 Разделы и темы для самостоятельного изучения	51
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	53

ВВЕДЕНИЕ

Самостоятельная работа обучающихся всех форм и видов обучения является одним из обязательных видов образовательной деятельности, обеспечивающей реализацию требований Федеральных государственных стандартов высшего профессионального образования (ФГОС), созданных на основе Федерального закона от 29.12.2012 г. № 273-ФЗ «Об образовании в Российской Федерации».

Согласно требованиям нормативных документов самостоятельная работа обучающихся является обязательным компонентом образовательного процесса, так как она обеспечивает закрепление получаемых на лекционных занятиях знаний путем приобретения навыков осмысления и расширения их содержания, навыков решения актуальных проблем формирования общекультурных и профессиональных компетенций, научно-исследовательской деятельности, подготовки к семинарам, лабораторным работам, сдаче зачетов и экзаменов.

Самостоятельная работа обучающихся представляет собой совокупность аудиторных и внеаудиторных занятий и работ, обеспечивающих успешное освоение образовательной программы высшего профессионального образования в соответствии с требованиями ФГОС по дисциплине «Механика».

Самостоятельная работа решает следующие задачи:

- закрепление и расширение знаний, умений, полученных обучающимися во время аудиторных и внеаудиторных занятий, превращение их в стереотипы умственной и физической деятельности;
- приобретение дополнительных знаний и навыков по дисциплине «Механика»;
- формирование и развитие знаний и навыков, связанных с научно-исследовательской деятельностью;
- развитие ориентации и установки на качественное освоение изучаемой дисциплины;
- развитие навыков самоорганизации;
- формирование самостоятельности мышления, способности к саморазвитию, самосовершенствованию и самореализации;
- выработка навыков эффективной самостоятельной профессиональной теоретической, практической и учебно-исследовательской деятельности.

В результате освоения дисциплины студент должен обладать:

- способностью к самоорганизации и самообразованию;
- способностью применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для

идентификации, формулирования и решения технических и технологических проблем в области технологии, организации, планирования и управления технической и коммерческой эксплуатацией транспортных систем.

В результате освоения дисциплин, обучающийся должен демонстрировать следующие результаты образования:

– **знать:** общие законы статики и динамики жидкостей и газов; основные понятия, законы и модели механики, кинематики, классификацию механизмов, узлов и деталей, критерии работоспособности и влияющие факторы, динамику преобразования энергии в механическую работу; анализ функциональных возможностей механизмов и области их применения;

– **уметь:** анализировать условия работы деталей машин и механизмов; оценивать их работоспособность; выполнять проверочные расчеты по сопротивлению материалов и деталям машин.

– **владеть:** основами фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для решения технических и технологических проблем эксплуатации транспортных систем.

1 Общие рекомендации по организации самостоятельной работы

Изучение дисциплины следует начинать с проработки рабочей программы, методических указаний и разработок, указанных в программе, особое внимание уделяется целям, задачам, структуре и содержанию курса.

Рекомендуется:

- изучение материала, вынесенного на самостоятельную проработку;
- работа с лекционным материалом, предусматривающая проработку конспекта лекций и учебной литературы;
- поиск (подбор) и обзор литературы и электронных источников информации по курсу, написание реферата по выбранной теме;
- подготовка к практическим занятиям;
- подготовка к лабораторным работам;
- подготовка к зачету (экзамену).

Самостоятельная работа обеспечит подготовку обучающегося к текущим аудиторным занятиям и контрольным мероприятиям. Результаты этой подготовки проявляются в активности обучающегося на занятиях и в качестве выполненных контрольных и лабораторных работ.

Для овладения знаниями рекомендуется: чтение текста (учебника, первоисточника, дополнительной литературы); составление плана текста; графическое изображение структуры текста; конспектирование текста; работа со словарями и справочниками; работа с нормативными документами; использование компьютерной техники, Интернет.

Для закрепления и систематизации знаний рекомендуется: работа с конспектом лекции (обработка текста); повторная работа над учебным материалом (учебника, первоисточника, дополнительной литературы); составление плана и тезисов ответа; составление таблиц для систематизации учебного материала; изучение нормативных материалов; ответы на контрольные вопросы; составление библиографии.

Для формирования умений рекомендуется:

- решение задач и упражнений по образцу;
- решение вариантных задач и упражнений;
- решение ситуационных производственных (профессиональных) задач;
- подготовка к лабораторным работам;
- проектирование и моделирование разных видов и компонентов профессиональной деятельности.

Самостоятельная работа реализуется:

- 1) непосредственно в процессе аудиторных занятий – на лекциях и практических занятиях – путем проведения экспресс-опросов по конкретным

темам, тестового контроля знаний;

2) в контакте с преподавателем вне рамок расписания – на консультациях по учебным вопросам, при выполнении индивидуальных заданий;

3) в библиотеке, дома, в общежитии.

Виды внеаудиторной самостоятельной работы студентов разнообразны: подготовка и написание рефератов, докладов; подбор и изучение литературных источников; подготовка к участию в научно-теоретических конференциях. Существуют следующие виды контроля: текущий, т.е. регулярное отслеживание уровня усвоения материала на лекциях, семинарских занятиях; самоконтроль, осуществляемый студентом в процессе изучения дисциплины при подготовке к контрольным работам; итоговый по дисциплине в виде зачета (экзамена).

2 Методические рекомендации по работе с конспектом лекций

Просмотрите конспект сразу после занятий. Пометьте материал конспекта лекций, который вызывает затруднения для понимания. Попробуйте найти ответы на затруднительные вопросы, используя предлагаемую литературу. Если самостоятельно не удалось разобраться в материале, сформулируйте вопросы и обратитесь на текущей консультации или на ближайшей лекции за помощью к преподавателю.

Каждую неделю рекомендуется отводить время для повторения пройденного материала, проверяя свои знания, умения и навыки по контрольным вопросам.

Ниже в таблице представлены содержание разделов дисциплины.

Таблица 1 – Содержание разделов дисциплины «Начертательная геометрия и графика»

Наименование темы дисциплины	Содержание дисциплины
1	2
Элементы статики	Понятие об абсолютно твердом теле. Основные понятия статики. Система сходящихся сил. Пара сил. Моменты силы относительно точки и оси. Связи и реакции связей. Теорема о равновесии трёх непараллельных сил. Условия равновесия твердого тела под действием систем сил. Главный вектор и главный момент сил. Уравнения равновесия системы сил, произвольно расположенных на плоскости. Определение реакций связей. Способы определения координат центров тяжести тел.
Кинематика	Кинематика. Способы задания движения точки. Естественный способ задания движения точки. Скорость и ускорение точки. Понятие об абсолютно твердом теле. Понятие о простейшем движении твёрдого тела, понятие плоского движения твердого тела. Поступательное движение твердого тела. Вращательное движение твердого тела, уравнение вращательного движения. Угловая скорость и угловое

	ускорение вращающегося тела. Плоскопараллельное движение твердого тела.
Динамика	Законы динамики. Основное уравнение динамики. Дифференциальные и естественные уравнения движения материальной точки. Две основные задачи динамики. Принцип Даламбера для материальной точки. Общее уравнение динамики. Работа и мощность силы. Коэффициент полезного действия
Структурный анализ и синтез механизмов Кинематический анализ механизмов	Основные понятия кинематического анализа механизмов. Кинетстатический расчет типовых механизмов. Определение реакций в кинематических парах. Кинематические параметры точек звеньев механизмов.
Силовой анализ механизмов	Силовой анализ типовых механизмов
Зубчатые передачи	Передаточное отношение зубчатых передач. Геометрический синтез цилиндрических зубчатых передач. Кинематический анализ зубчатых передач с неподвижными осями.
Основные понятия и определения сопротивления материалов	Основные понятия сопротивления материалов. Центральное растяжение – сжатие. Понятие о прочности, жесткости, устойчивости. Модели формы. Основные гипотезы сопротивления материалов. Метод сечений. Деформации и напряжения. Основные виды деформаций. Определение внутренних усилий. Построение эпюр продольных сил. Определение напряжений деформаций и перемещений. Диаграммы растяжения и сжатия. Расчет на прочность растянутых (сжатых) стержней. Построение эпюр нормальных напряжений и перемещений.
Сдвиг. Срез. Кручение. Геометрические характеристики плоских сечений. Прямой поперечный изгиб	Сдвиг. Срез. Геометрические характеристики сечений. Кручение. Основные понятия. Напряженное состояние и деформации при чистом сдвиге. Понятие о смятии. Практические расчеты на сдвиг и смятие. Геометрические характеристики сечений. Статический момент сечений. Осевые моменты инерции сечений. Зависимость между моментами инерции относительно параллельных осей. Моменты инерции составных сечений. Общие понятия о деформации изгиба. Прямой поперечный изгиб. Определение внутренних усилий при изгибе. Правило знаков для определения поперечных сил и изгибающих моментов. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

3 Методические рекомендации по подготовке к практическим занятиям

Практические занятия представляют особую форму сочетания теории и практики. Их назначение – углубление проработки теоретического материала предмета путем регулярной и планомерной самостоятельной работы студентов на протяжении всего курса. Процесс подготовки к практическим занятиям включает изучение нормативных документов, обязательной и дополнительной литературы по рассматриваемому вопросу.

Непосредственное проведение практического занятия предполагает, например: индивидуальные выступления студентов с сообщениями по какому-либо вопросу изучаемой темы; фронтальное обсуждение рассматриваемой

проблемы, обобщения и выводы; решение задач и упражнений по образцу; решение вариантных задач и упражнений; решение ситуационных производственных (профессиональных) задач; проектирование и моделирование разных видов и компонентов профессиональной деятельности; выполнение контрольных работ; работу с тестами.

При подготовке к практическим занятиям обучающимся рекомендуется: внимательно ознакомиться с тематикой практического занятия; прочесть конспект лекции по теме, изучить рекомендованную литературу; составить краткий план ответа на каждый вопрос практического занятия; проверить свои знания, отвечая на вопросы для самопроверки; если встретятся незнакомые термины, обязательно обратиться к словарю и зафиксировать их в тетради.

Все письменные задания выполнять в рабочей тетради.

Практические занятия развивают у студентов навыки самостоятельной работы по решению конкретных задач.

Практическое занятие № 1.

«Определение реакций связей. Определение опорных реакций»

Задача 1. Определить величину и направление реакций связей для схемы, приведенной на рис. 1, *а* под действием груза $G = 30$ кН. Проверить правильность определения реакций.

Решение. 1. В задаче рассматривается равновесие тела, опирающегося на плоскость и подвешенного на нити. Заменим тело точкой O , совпадающей с центром тяжести.

2. Приложим к точке O активную силу, которой является собственный вес тела G . Направим ее вниз (рис. 1, *б*).

3. Мысленно отбросим связи — плоскость и нить. Заменим их действие на точку O реакциями связей. Реакция плоскости (обозначим ее R) проходит по нормали к плоскости в точке A , а реакция или усилие в нити (обозначим ее S) — по нити от точки. Обе реакции и вес тела или линии их действия должны пересекаться в точке O .

Изобразим действующие силы в виде системы трех сходящихся сил на отдельном чертеже (рис. 1, *в*).

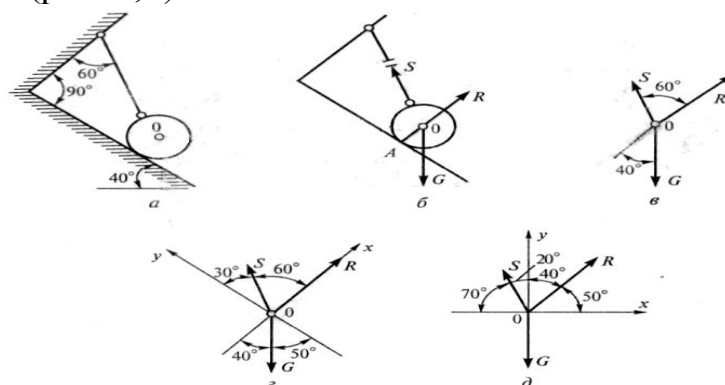


Рисунок 1

4. Выберем положение системы координат. Начало координат совмещаем с точкой 0. Ось x совмещаем с направлением линии действия реакции R , а ось y направим перпендикулярно оси x (рис. 1, z). Определим углы между осями координат и реакциями R и S . Обычно рис. 1, b и 1, $в$ не выполняют отдельно, а сразу от рис. 1, a переходят к рис. 1, z . Можно было ось y совместить с усилием S , и ось x направить по углом 90° , тогда решение было бы другим.

4. Составим сумму проекций всех сил на оси координат:

$$1) \sum X = R + S \cos 60^\circ - G \cos 40^\circ = 0;$$

$$2) \sum Y = S \cos 30^\circ - G \cos 50^\circ = 0.$$

Решим систему уравнений. Из второго уравнения находим

$$S = \frac{G \cos 50^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{30 \cdot 0,643}{0,866} = 22,27 \text{ кН}$$

Из первого уравнения находим

$$R = G \cos 40^\circ - S \cos 60^\circ = 30 \cdot 0,766 - 22,27 \cdot 0,5 = 11,84 \text{ кН.}$$

6. Проверим решение, для чего расположим оси координат, как показано на рис. 1, $д$. Составим уравнения равновесия для вновь принятых осей:

$$1) \sum X = R \cos 50^\circ - S \cos 70^\circ = 0;$$

$$2) \sum Y = R \cos 40^\circ + S \cos 20^\circ - G = 0.$$

Решим систему уравнений способом подстановки. Из первого уравнения найдем R :

$$R = S \frac{\cos 70^\circ}{\cos 50^\circ}.$$

Подставим это выражение во второе уравнение:

$$S \frac{\cos 70^\circ}{\cos 50^\circ} \cos 40^\circ + S \cos 20^\circ - G = 0,$$

откуда

$$S = \frac{G}{\frac{\cos 70^\circ}{\cos 50^\circ} \cos 40^\circ + \cos 20^\circ} = \frac{30}{\frac{0,342}{0,643} \cdot 0,766 + 0,94} = 22,27 \text{ кН.}$$

Теперь найдем R :

$$R = 22,27 \frac{0,342}{0,643} = 11,84 \text{ кН.}$$

Очевидно, что при расположении осей, как показано на рисунке 1, $д$, вычисления оказались более сложными.

Ответ: $R = 11,84 \text{ кН}; S = 22,27 \text{ кН.}$

Задача 2. Определить усилия в нити и стержне кронштейна, показанного на

рисунке 2, а, если $G = 20$ кН.

Решение. 1. Рассмотрим равновесие точки А (или узла А), в которой сходятся все стержни и нити.

2. Активной силой является вес груза G , направленный вниз (рис. 2, б).

3. Отбросим связи: стержень и нить. Усилие в нити обозначим S_1 и направим от точки А, так как нить может испытывать только растяжение. Усилие в стержне обозначим S_2 и тоже направим от точки А, предполагая что стержень АС растянут (рис. 2, б).

Выполним на отдельном чертеже схему действия сил в точке А (рис. 2, в).

4. Выберем положение системы координат. Начало координат совмещаем с точкой А (рис. 2, з). Ось x совмещаем с лини ей действия усилия S_u а ось y располагаем перпендикулярно оси x . Укажем углы между осями координат и усилиями S_1 и S_2 .

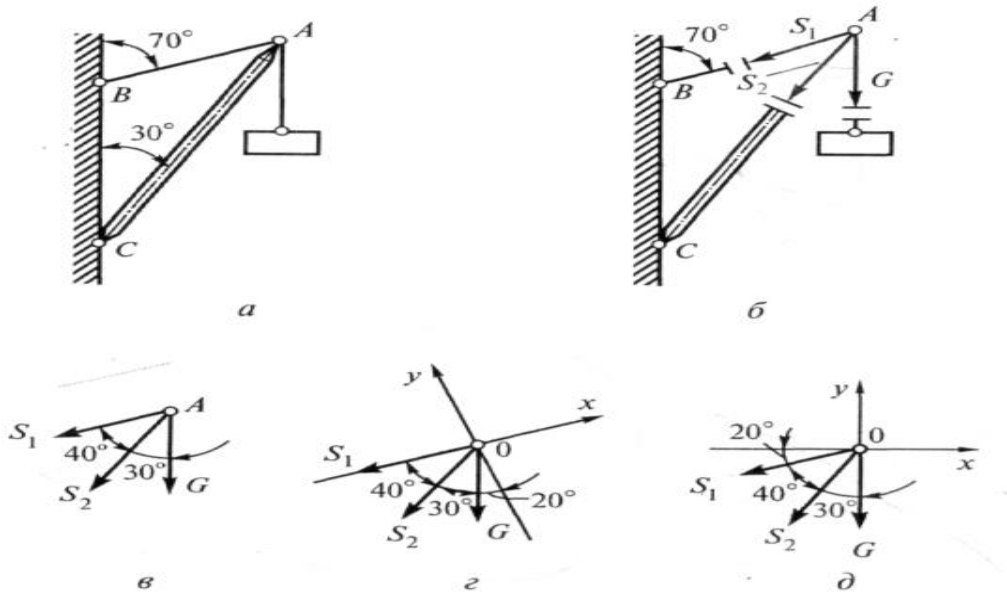


Рисунок 2

5. Составим уравнения равновесия:

$$1) \sum X = -S_1 - S_2 \cos 40^\circ - G \cos 70^\circ = 0;$$

$$2) \sum Y = -S_2 \cos 50^\circ - G \cos 20^\circ = 0.$$

Из второго уравнения находим

$$S_2 = -G \frac{\cos 20^\circ}{\cos 50^\circ} = -\frac{20 \cdot 0,94}{0,643} = -29,24 \text{ кН.}$$

Из первого уравнения находим

$$\begin{aligned} S_1 &= -S_2 \cos 40^\circ - G \cos 70^\circ = \\ &= 29,24 \cdot 0,766 - 20 \cdot 0,342 = 15,56 \text{ кН.} \end{aligned}$$

Знак «минус» перед S_2 свидетельствует о том, что стержень АС не растянут, как предполагалось, а сжат.

Ответ: $S_1 = 15,56$ кН, $S_2 = -29,24$ кН (при принятом на чертеже направлении усилий).

Величина усилий зависит от углов наклона стержня и нити. Например, если на рис. 2, a угол 70° заменить на 60° , сохранив угол 30° , то усилия будут равны: $S_1 = 20$ кН, $S_2 = -34,64$ кН. А при угле 50° $S_1 = 29,26$ кН, $S_2 = -44,8$ кН. Оба усилия растут и становятся больше веса груза.

Задача 3. Как изменятся усилия в стержне и нити, если груз будет перекинут через блок, как показано на рисунке 3, а?

Остальные данные — в задаче 2.

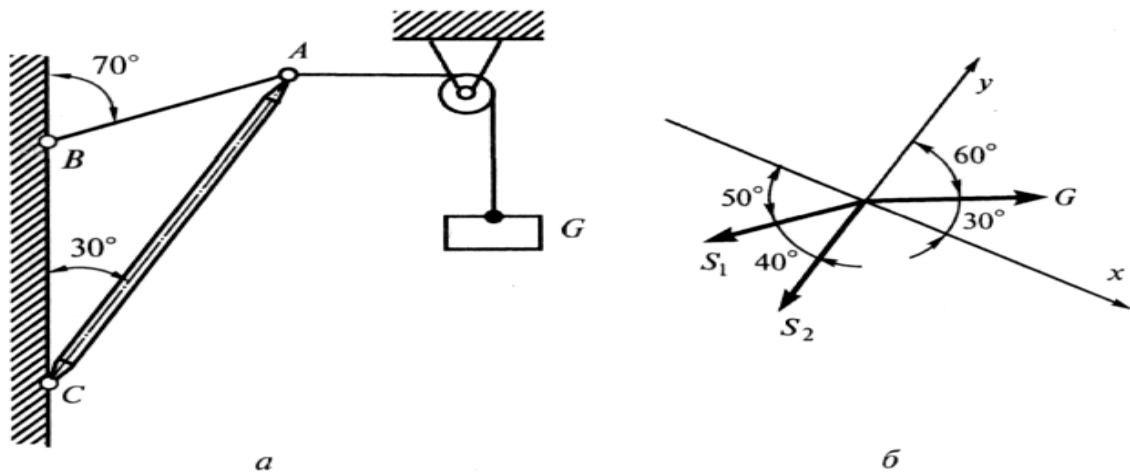


Рисунок 3

Решение. 1. Рассматриваемой остается точка А.

2. Активная сила {вес груза G) действует на точку горизонтально слева направо, так как груз перекинут через блок.

3. Усилия S_x и S_2 прикладываем к точке А, как в задаче 2.

4. Выбираем систему координат, как показано на рис. 3, б.

5. Составляем и решаем уравнения равновесия:

$$1) \sum X = G \cos 30^\circ - S_1 \cos 50^\circ = 0;$$

$$2) \sum Y = G \cos 60^\circ - S_2 - S_1 \cos 40^\circ = 0.$$

Из первого уравнения находим

$$S_1 = G \frac{\cos 30^\circ}{\cos 50^\circ} = 20 \frac{0,866}{0,643} = 26,94 \text{ кН.}$$

Из второго уравнения находим

$$S_2 = G \cos 60^\circ - S_1 \cos 40^\circ = 20 \cdot 0,5 - 26,94 \cdot 0,766 = -10,64 \text{ кН.}$$

Ответ: $S_1 = 26,94$ кН; $S_2 = -10,64$ кН при принятом направлении усилий на чертеже. Усилие S_1 увеличилось, S_2 — уменьшилось, а знаки не изменились.

Задача 4 Определить реакции опор балки, изображенной на рисунке 4.

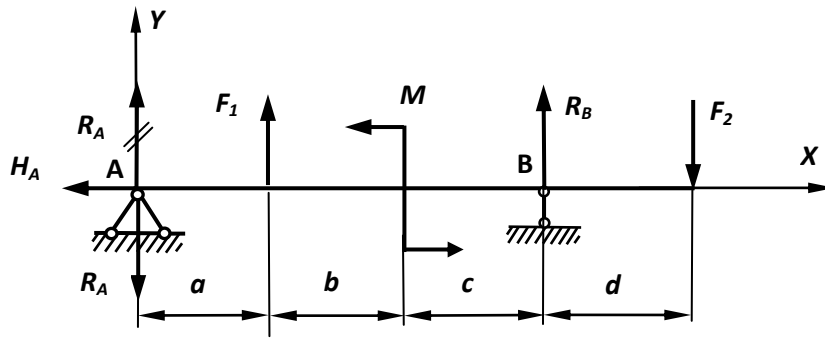


Рисунок 4 – Схема балки

Исходные данные для расчета

- Сосредоточенные силы: $F_1 = 8 \text{ кН}$; $F_2 = 5 \text{ кН}$.
- Момент пары сил $M = 4 \text{ кН}\cdot\text{м}$.
- Длины участков балки: $a = 2 \text{ м}$; $b = 0,5 \text{ м}$; $c = 1,5 \text{ м}$; $d = 1 \text{ м}$.

Решение

Решение задачи начинаем с определения опорных реакций. Для этого составляем уравнения статического равновесия.

$$\sum M_A = F_1 \cdot a + M + R_B(a + b + c) - F_2(a + b + c + d) = 0.$$

В этом уравнении одна неизвестная реакция R_B . Найдем её.

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{-F_1 \cdot a - M + F_2(a + b + c + d)}{a + b + c} = \\ &= \frac{-8 \cdot 2 - 4 + 5(2 + 0,5 + 1,5 + 1)}{2 + 0,5 + 1,5} = 1,25 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Аналогично составим сумму моментов всех сил относительно второй опоры.

$$\sum M_B = -R_A(a + b + c) - F_1(b + c) + M - F_2 \cdot d = 0.$$

Отсюда найдем вторую опорную реакцию.

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{-F_1(b + c) + M - F_2 \cdot d}{a + b + c} = \\ &= \frac{-8(0,5 + 1,5) + 4 - 5 \cdot 1}{2 + 0,5 + 1,5} = -4,25 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Знак минус реакции R_A означает, что этот вектор направлен в противоположную сторону. Выполним исправление направления реакции R_A , для

чего зачеркнем первоначальное направление вектора на схеме и укажем правильное направление.

Горизонтальная реакция в шарнирно-неподвижной опоре A равна нулю, так как никаких активных сил в направлении оси X не действует.

$$\Sigma X = -H_A = 0; \quad \text{откуда } H_A = 0.$$

Для проверки правильности нахождения опорных реакций можно составить сумму проекций всех сил на ось Y .

$$\Sigma Y = R_A + F_1 + R_B - F_2 = -4,25 + 8 + 1,25 - 5 = 0.$$

Проверка подтверждает правильность выполненного решения.

Практическое занятие № 2.

«Определение кинематических характеристик вращательного движения твердого тела и его точек»

Задача 1. Звено A движется со скоростью V , как указано на рисунке 1, приводя во вращение звено I . Через ряд механических передач вращение передается на ведомое звено, на котором расположена точка M . Требуется определить передаточные отношения каждой механической передачи, частоты вращения каждого звена передаточного механизма, а также скорость и ускорение точки M ведомого звена.

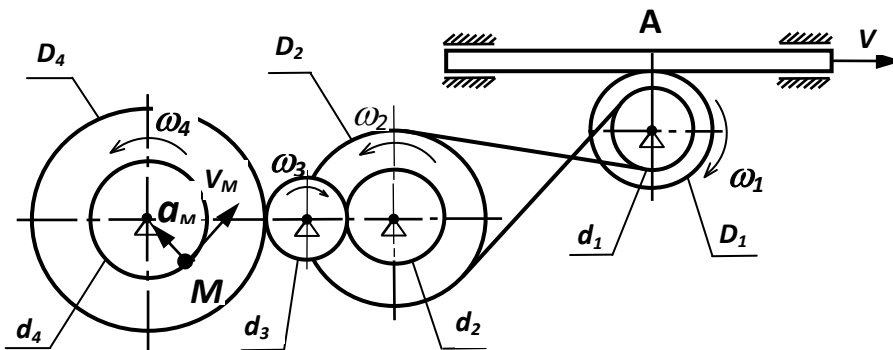


Рисунок 1

Данные для расчета

Скорость движения звена A $V = 1,8$ м/с; диаметры колес и шкивов передаточного механизма: $d_1 = 200$ мм; $D_1 = 300$ мм; $d_2 = 200$ мм; $D_2 = 600$ мм; $d_3 = 160$ мм; $d_4 = 400$ мм; $D_4 = 800$ мм.

Решение

Определим передаточные отношения механических передач, входящих в рассматриваемый механизм. Для ременной передачи со скрещивающимся ремнем

$$i_p = \frac{D_2}{d_1} = \frac{600}{200} = 3.$$

В зубчатой передачи паразитная шестерня 3 не влияет на изменение угловой скорости, поэтому

$$i_3 = \frac{D_4}{d_2} = \frac{800}{200} = 4$$

Определим угловые скорости вращения звеньев механизма. Зубчатая рейка A находится в зацеплении с зубчатым колесом диаметром D_1 , принадлежащем первому звену передаточного механизма. В зоне зацепления точки касания рейки и колеса совпадают, следовательно, они имеют одинаковую скорость V . Зная скорость движения точки, принадлежащей вращающемуся твердому телу и его диаметр, можно найти его угловую скорость

$$\omega_1 = \frac{V}{D_1/2} = \frac{2 \cdot 1,8}{0,3} = 12 \text{ 1/с}.$$

Угловая скорость ω_1 направлена по часовой стрелке, в соответствии с направлением вектора V . Шкив диаметром d_1 вращается с такой же угловой скоростью, так как зубчатое колесо диаметром D_1 и шкив диаметром d_1 находятся на одной оси и принадлежат одному звену.

Шкивы диаметрами d_1 и D_2 соединены ременной передачей с перекрещивающимися ветвями ремня. Следовательно, второе звено будет вращаться против часовой стрелки, а его угловую скорость можно найти с использованием передаточного отношения i_p :

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_p} = \frac{12}{3} = 4 \text{ 1/с}.$$

Зубчатые колеса диаметрами d_2 , d_3 , D_4 образуют рядовое зацепление, где шестерня диаметром d_3 является паразитной шестерней и не влияет на передаточное отношение зубчатой передачи. Следовательно, угловая скорость четвертого звена будет

$$\omega_4 = \frac{\omega_2}{i_3} = \frac{4}{4} = 1 \text{ 1/с}.$$

Шкив диаметром d_4 вращается с той же угловой скоростью, что и колесо диаметром D_4 , поскольку они находятся на одной оси и образуют одно звено 4. Таким образом, скорость точки M можно определить так:

$$V_m = \omega_4 \frac{d_4}{2} = 1 \frac{0,4}{2} = 0,2 \text{ м/с}.$$

Скорость точки M направлена по касательной к траектории движения в сторону вращения колеса.

Учитывая, что скорость движения рейки A постоянная, мы получаем равномерное вращение всех звеньев, и следовательно, вращательное ускорение точки M будет равно нулю. Центробежное ускорение точки M определяется так:

$$a_M^n = \omega_4^2 \frac{d_4}{2} = I^2 \frac{0.4}{2} = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Поскольку вращательное ускорение точки M отсутствует, полное ускорение этой точки равно центробежному ускорению и направлено к оси вращения звена 4.

$$a_M = a_M^n = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Практическое занятие № 3.

«Кинематическое исследование кривошипно-ползунного механизма»

Задана схема кривошипно-ползунного механизма (рис. 1), состоящего из следующих звеньев: 1 – стойка (неподвижное звено); 2 – кривошип, совершающий вращательное движение относительно опоры O ; 3 – шатун,двигающийся плоскопараллельно; 4 – ползун,двигающийся возвратно-поступательно вдоль направляющей $\beta-\beta$.

Необходимо определить скорости и ускорения звеньев и точек механизма при следующих исходных данных:

- частота вращения кривошипа $n = 100 \text{ об/мин}$,
- положение кривошипа в заданный момент времени $\varphi = 45^\circ$;
- длина кривошипа $OA = R = 90 \text{ мм}$;
- длина шатуна $AB = L = 280 \text{ мм}$;
- расстояние от центра вращения кривошипа до траектории движения ползуна $e = 20 \text{ мм}$;
- направление вращения кривошипа – по часовой стрелке;
- сила полезного сопротивления $Q_{пс} = 3,2 \text{ кН}$;
- вес ползуна $G = 180 \text{ Н}$.

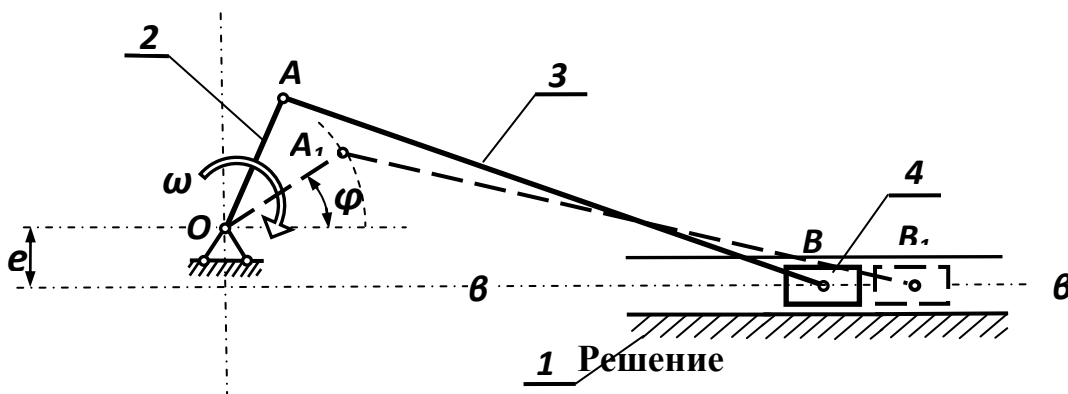


Рисунок 1

Наиболее простым и распространенным способом исследования механизмов является графоаналитический метод. Следует отметить, что точность решения задачи графоаналитическим методом зависит не только от точности арифметических вычислений, но и от точности геометрических построений. Поэтому надо обратить внимание на строгое соблюдение масштабов и точное взаимное расположение векторов и звеньев механизма.

Решение начинаем с построения схемы механизма по заданным геометрическим параметрам. Для этого требуется построить план механизма для положение ведущего звена OA , т. е. найти положение всех звеньев в заданный момент времени. Построение ведем в следующей последовательности:

-
- 1) принимаем масштаб изображение звеньев механизма μ_L ;
 - 2) чертим положение кривошипа в заданный момент времени (рис. 2, а);
 - 3) проводим известные траектории движения точек механизма в принятом масштабе;
 - точка A движется по окружности с центром в точке O ;
 - точка B движется по прямой $\beta-\beta$ вдоль направляющей стойки;
 - 4) из точки A раствором циркуля, равным длине шатуна AB , делаем засечку на траектории движения точки B , т. е. на прямой $\beta-\beta$, где и показываем искомое положение ползуна 4.

Далее для данного положения механизма определяем скорости движения узловых точек механизма. Точка O расположена на неподвижной стойке, её скорость равна нулю. Точка A принадлежит кривошипу, совершающему вращающее движение. Следовательно, скорость точки A будет равна

$$V_A = \omega \cdot R.$$

Здесь
$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,47 \text{ 1/с}.$$

Тогда
$$V_A = \omega \cdot R = 10,47 \cdot 0,09 = 0,94 \text{ м/с}.$$

Вектор этой скорости перпендикулярен радиусу OA и направлен в сторону вращения кривошипа (рис 2, а). Таким образом, скорость точки A известна и по величине, и по направлению.

Определяем скорость точки B . Эта точка принадлежит одновременно шатуну 3 и ползуну 4. Поскольку ползун движется вдоль направляющей $\beta-\beta$, то

направление скорости этой точки известно: вектор V_B направлен вдоль линии $\beta-\beta$. Шатун движется плоскопараллельно. Скорость произвольной точки тела при плоскопараллельном движении можно определить, как геометрическую сумму вектора скорости полюса и вектора скорости рассматриваемой точки по отношению к полюсу.

За полюс принимаем точку, скорость которой известна, т. е. точку A . Движение точки B по отношению к точке A происходит по дуге окружности с центром в точке A . Следовательно, вектор скорости точки B при её движении по отношению к точке A направлен по касательной к траектории движения т. е.

перпендикулярно линии AB . Таким образом, скорость точки B по отношению к точке A известна по направлению. Векторное уравнение, связывающее скорости точек шатуна, совершающего плоскопараллельное движение, выглядит так

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}. \quad (1)$$

Здесь $\overline{V_B}$ – вектор скорости точки B ;

$\overline{V_A}$ – вектор скорости точки A ;

$\overline{V_{BA}}$ – вектор скорости точки B при её движении относительно точки A .

В соответствии с уравнением (1) можно построить векторный треугольник, представляющий собой план скоростей (рис. 2, б). Построение плана скоростей начинаем из полюса P_v , откладывая отрезок $P_v a$, изображающий вектор $\overline{V_A}$, направленный перпендикулярно кривошипу в сторону его вращения. Длину этого отрезка выбираем произвольно, чтобы чертеж получился достаточно крупным и наглядным.

Примем $P_v a = 50$ мм. Длина этого отрезка $P_v a$ определяет масштаб плана скоростей μ_v

$$\mu_v = \frac{V_A}{P_{vA}} = \frac{0,94}{50} = 0,0188 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Поскольку вектор $\overline{V_{BA}}$ складывается с вектором $\overline{V_A}$, то по правилу векторного суммирования его начало располагаем в конце вектора $\overline{V_A}$ и направляем его линию действия перпендикулярно отрезку AB . Вектор $\overline{V_B}$ является суммой двух векторов. Следовательно, его начало должно располагаться в начале первого вектора, конец – в конце последнего, и он должен быть направлен параллельно линии $\beta-\beta$. Проведенные линии пересекаются в точке b , определяя длины векторов $\overline{V_B}$ и $\overline{V_{BA}}$. Измеряем на плане длины отрезков $P_v b$ и ab (рис 2, б).

$$P_{vb} = 15 \text{ мм}, \quad ab = 44 \text{ мм}.$$

Зная масштаб плана скоростей μ_v , определяем величины скоростей этих точек

$$V_{BA} = \mu_v \cdot ab = 0,0188 \cdot 44 = 0,83 \text{ м/с};$$

$$V_B = \mu_v \cdot (P_v b) = 0,0188 \cdot 15 = 0,28 \text{ м/с}.$$

Таким образом, мы нашли скорости всех узловых точек нашего механизма.

Далее определим ускорения точек механизма. Вычисляем полное ускорение точки A , принадлежащей кривошипу, совершающему вращательное движение по формуле

$$\overline{a_A} = \overline{a_A^n} + \overline{a_A^\tau},$$

где a_A^n – нормальное ускорение точки A ; $a_A^n = \omega^2 \cdot R$;

a_A^τ – касательное ускорение точки A ; $a_A^\tau = \varepsilon \cdot R$.

Поскольку движение кривошипа происходит с постоянной угловой скоростью $\omega = const$, то его угловое ускорение $\varepsilon = 0$ и $a_A^\tau = 0$. Тогда

$$a_A = a_A^n = \omega^2 \cdot R = 10,47^2 \cdot 0,09 = 9,87 \text{ м/с}^2.$$

Вектор нормального ускорения точки A направлен к центру кривизны траектории движения этой точки, т. е. к точке O . Следовательно, этот вектор расположен вдоль линии AO .

Учитывая плоскопараллельное движение шатуна, определяем ускорение точки B , принимая за полюс точку A , где ускорение уже найдено

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau}, \quad (2)$$

где $\overline{a_A}$ – ускорение точки A , которое уже определено и по величине, и по направлению;

$\overline{a_{BA}}$ – ускорение точки B относительно точки A , которое раскладывается на два вектора;

$\overline{a_{BA}^n}$ – нормальное ускорение точки B в её движении относительно точки A по дуге окружности с центром в точке A ; этот вектор направлен всегда к центру кривизны траектории движения точки, т. е. вдоль отрезка BA к точке A ;

$\overline{a_{BA}^\tau}$ – касательное ускорение точки B в её движении относительно точки A по дуге окружности с центром в точке A : этот вектор направлен всегда по касательной к траектории движения, т. е. перпендикулярно прямой BA .

Нормальное ускорения точек вращающегося тела определяются следующим образом:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{L} = \frac{0,83^2}{0,28} = 2,46 \text{ м/с}^2.$$

Таким образом, вектор $\overline{a_{BA}^n}$ известен и по величине, и по направлению. Векторы $\overline{a_B}$ и $\overline{a_{BA}^\tau}$ известны только по направлению. Чтобы определить величины этих векторов, строим план ускорений.

Выбираем положение полюса плана ускорений P_a (рис. 2, в). Из этого полюса откладываем отрезок $P_a a$ параллельно линии AO , изображающий вектор ускорения точки A . Длину этого отрезка выбираем произвольно, чтобы план получился достаточно крупный и наглядный. Примем $P_a a = 50 \text{ мм}$. Размер этого

отрезка определяет масштаб плана ускорений, который рассчитывается по зависимости

$$\mu_a = \frac{a_A}{P_A a} = \frac{9,87}{50} = 0,197 \frac{м/с^2}{мм}.$$

Далее в соответствии с уравнением (2) строим вектор $\overline{a_{BA}^n}$. Длину отрезка av , выражающего этот вектор, определим с помощью принятого масштаба

$$av = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{2,46}{0,197} = 12,5 мм.$$

Поскольку вектор $\overline{a_{BA}^n}$ суммируется с вектором $\overline{a_A}$, то его начало совпадает с концом предыдущего вектора, а направлен он параллельно линии BA в сторону точки A . Из конца этого вектора проводим линию действия вектора $\overline{a_{BA}^{\tau}}$ перпендикулярно прямой AB . Вектор $\overline{a_B}$ по уравнению (2) равен сумме трех векторов, а значит его начало выходит из полюса P_A , и он направлен параллельно линии $\beta-\beta$. Линии действия векторов $\overline{a_{BA}^{\tau}}$ и $\overline{a_B}$ пересекаются в точке c , определяя величины этих векторов. Измеряем длины отрезков bc и $P_A c$

$$bc = 23 мм, \quad P_A c = 35 мм.$$

Определяем ускорения векторов $\overline{a_{BA}^{\tau}}$ и $\overline{a_B}$

$$a_{BC}^{\tau} = \mu_a \cdot bc = 0,197 \cdot 23 = 4,53 м/с^2,$$

$$a_B = \mu \cdot P_A c = 0,197 \cdot 35 = 6,90 м/с^2.$$

Таким образом, мы определили ускорения всех узловых точек данного механизма.

Практическое занятие № 4.

«Силовое исследование кривошипно-ползунного механизма»

Для определения сил, действующих на звенья механизма используем принцип Даламбера [1], согласно которому любое твердое тело можно условно считать находящимся в состоянии равновесия под действием всех приложенных к нему внешних сил, включая силу инерции.

Силовой расчет механизма ведется в порядке, обратном кинематическому исследованию, т. е. сначала ведется расчет последней присоединенной группы Ассура, затем предыдущей и т. д. и, наконец, ведется расчет ведущего звена. В основу силового расчета положен принцип Даламбера, который заключается в том, что звено предполагается условно находящимся в состоянии равновесия под

действием всех внешних сил, включая силы инерции. Этот принцип позволяет применить к движущейся системе уравнения статического равновесия.

В расчетах будем учитывать только массу ползуна, массой остальных подвижных звеньев будем пренебрегать для простоты решения задачи, исключая инерционные нагрузки, возникающие при их движении.

Мысленно отсоединим ползун 4 от механизма (рисунок 1) и заменим действие остальных присоединенных к нему звеньев их реакциями (рисунок 2, г). Здесь вектором \overline{Q}_{nc} обозначена сила полезного сопротивления, которая всегда направлена против движения ползуна, т. е. против вектора скорости \overline{V}_B (рис. 2, г). Величина этой силы известна по условию задачи. Вектором \overline{P}_u обозначена сила инерции ползуна, которая направлена против вектора ускорения ползуна \overline{a}_B (рисунок 2, г). Величину силы инерции определяем по второму закону Ньютона

$$P_u = m \cdot a_B = \frac{G}{g} a_B = \frac{180}{9,8} \cdot 6,9 = 126,7 \text{ Н.}$$

Здесь g – ускорение свободного падения.

Вектор собственного веса ползуна \overline{G} направлен вертикально вниз. Реакция стойки 1 на ползун 4 обозначена вектором \overline{N}_{14} , где первый индекс показывает, какое звено оказывает действие, а второй – на какое звено действует реакция. Линия действия этого вектора направлена перпендикулярно поверхности контакта этих звеньев, т. е. вертикально. Величина вектора неизвестна. Действие шатуна на ползун обозначено вектором \overline{N}_{34} . Вектор этой реакции направлен вдоль оси шатуна. Величина этой реакции неизвестна.

Для определения неизвестных сил N_{14} и N_{34} воспользуемся принципом Даламбера, согласно которого сумма всех приложенных к ползуну сил, включая силу инерции, равна нулю. В векторном виде это условие равновесия выражается уравнением

$$\overline{Q}_{nc} + \overline{G} + \overline{P}_u + \overline{N}_{14} + \overline{N}_{34} = 0.$$

В этом векторном уравнении первые три вектора известны и по величине, и по направлению, а два последние – только по направлению. Построим план сил (рисунок 2, д). Построение плана начинаем из полюса P_F , откладывая отрезок P_{Fa} , изображающий вектор силы полезного сопротивления \overline{Q}_{nc} и направленный вдоль направляющей $\beta-\beta$ навстречу вектору скорости \overline{V}_B . Длину этого отрезка выбираем произвольно, так чтобы чертеж получился достаточно крупным и наглядным. Пусть $P_{Fa} = 100 \text{ мм}$. Длина отрезка P_{Fa} определяет масштаб плана сил μ_F .

$$\mu_F = \frac{Q_{nc}}{P_F a} = \frac{3200}{100} = 32 \frac{H}{мм}.$$

По выбранному масштабу находим длину отрезка ab , выражающего силу веса ползуна \overline{G} .

$$ab = \frac{G}{\mu_F} = \frac{180}{32} = 5,6 \text{ мм}.$$

Поскольку этот вектор складывается с первым вектором, то по правилу векторного суммирования его начало совпадает с концом первого вектора, и он направлен вертикально вниз. Аналогично определяем отрезок bc , выражающий длину вектора силы инерции ползуна $\overline{P_u}$

$$bc = \frac{P_u}{\mu_F} = \frac{126,7}{32} = 4,0 \text{ мм}.$$

Этот отрезок начинается в конце второго вектора \overline{G} и направлен вдоль направляющей $\beta-\beta$ против силы инерции. Из конца этого вектора проводим линию действия реакции \overline{N}_{14} стойки на ползун, направленную перпендикулярно направляющей $\beta-\beta$. Поскольку сумма всех сил должна быть равна нулю, то последний вектор \overline{N}_{34} должен замыкать векторный многоугольник, т. е. его конец должен попасть в полюс плана. Поэтому из этого полюса проводим линию действия последнего вектора в направлении, параллельном положению шатуна BA . Эта линия пересекается с линией действия реакции \overline{N}_{14} в точке d , определяя длины отрезков cd и dP_F , выражающих размер искомых реакций. Теперь величины этих реакций находим измерением длин этих отрезков

$$cd = 30 \text{ мм}, \quad dP_F = 108 \text{ мм}.$$

С учетом принятого масштаба определяем значения сил \overline{N}_{14} и \overline{N}_{34}

$$N_{14} = \mu_F \cdot cd = 32 \cdot 30 = 960 \text{ Н},$$

$$N_{34} = \mu_F \cdot dP_F = 32 \cdot 108 = 3456 \text{ Н}.$$

Таким образом, все силы, действующие на ползун, найдены. Для определения сил, действующих в кинематической паре A (рисунок 2, а), соединяющей кривошип и шатун, рассмотрим силы, приложенные к шатуну. Для этого мысленно отсоединим его от механизма, а действие на шатун присоединенных звеньев заменим их реакциями (рисунок 2, е). Реакция действия ползуна на шатун, очевидно, равна реакции действия шатуна на ползун, но направлена в противоположную сторону в соответствии с третьим законом

Ньютона, т. е. $\overline{N_{43}} = -\overline{N_{34}}$. Силы, действующие на шатун направлены вдоль оси шатуна, т. к. шатун соединен с кривошипом и ползуном вращательными кинематическими парами. Поскольку этих сил всего две, то из условия равновесия они должны быть равны по величине, т. е. $N_{23} = N_{43} = 3456 \text{ Н}$ и противоположны по направлению. Подобным образом можно определить силы, действующие на кривошип.

Практическое занятие № 5.

«Кинематические схемы и передаточное отношение многоступенчатых зубчатых передач»

Планетарные редукторы обладают степенью подвижности $W = 1$ и имеют в своем составе зубчатые колеса (сателлиты) с подвижными осями вращения. Планетарные редукторы проектируются соосными и многосателлитными, что обеспечивает разгрузку центральных валов от изгибающих усилий. Достоинствами планетарных редукторов являются высокие значения передаточных отношений и КПД, малые габариты.

В задании на проектирование дается однорядный планетарный редуктор Джемса, для которого по заданному передаточному отношению и модулю колес необходимо определить числа зубьев и геометрические параметры.

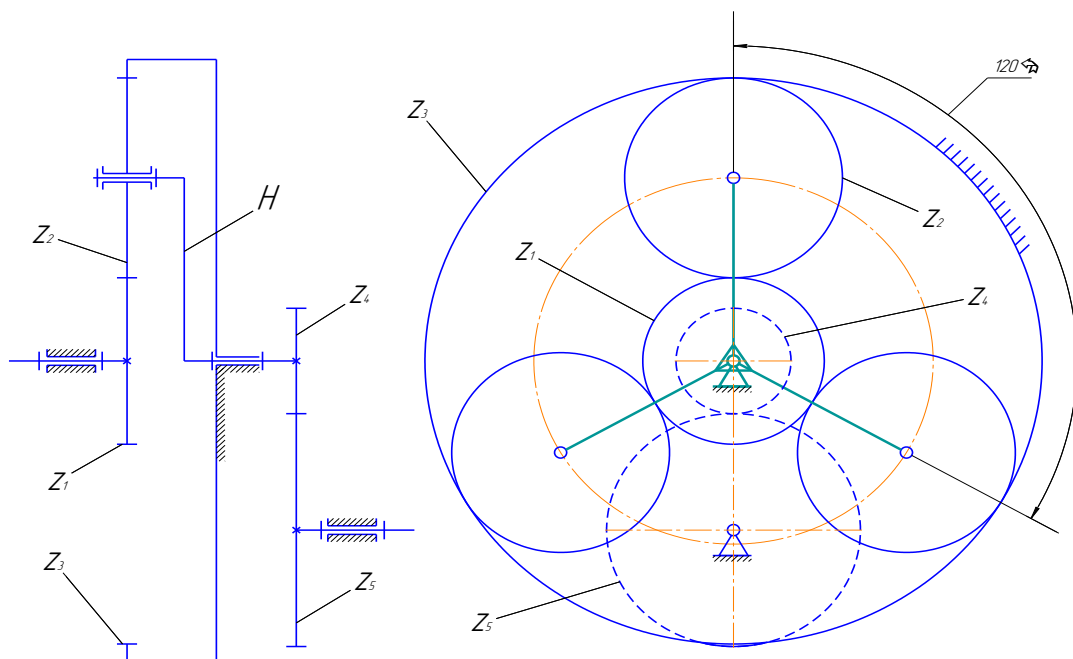


Рисунок 1 – Кинематическая схема сложного зубчатого механизма

Требуется подобрать числа зубьев колес таким образом, чтобы получить требуемое значение передаточного отношения $U_{1H}^{(3)}$. При этом должны выполняться ряд условий.

Передаточное отношение планетарного редуктора Джемса определяется следующей зависимостью:

$$U_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (1)$$

Условие соосности требует, чтобы оси центральных колес 1 и 3 и ось водила располагались на одной прямой. Для заданной схемы планетарного редуктора это условие выражается следующей зависимостью:

$$z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3. \quad (2)$$

Условие соседства требует, чтобы зубья соседних сателлитов не задевали друг друга. Для этого межосевое расстояние сателлитов должно быть больше диаметра их вершин. Для колес без смещения это условие записывается следующим неравенством:

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}, \quad (3)$$

где k - число сателлитов.

Условие сборки требует получения равных углов между сателлитами при симметричном расположении зон зацепления с центральными колесами и математически записывается в виде:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = C, \quad (4)$$

где C - любое целое число.

Условие отсутствия заклинивания включает в себя три неравенства:

а) число колес с внутренними зубьями

$$z_{BH} \geq 85; \quad (5)$$

б) число зубьев сопряженных с ними колес с внешними зубьями

$$z_{BШ} \geq 20; \quad (6)$$

в) разность чисел зубьев колес передач с внутренним зацеплением

$$z_{BH} - z_{BШ} \geq 8. \quad (7)$$

Условие отсутствия подрезания – для передач внешнего зацепления при

$$\alpha = 20^\circ \text{ минимальное число зубьев } z_{\min} \geq 17. \quad (8)$$

Подбор чисел зубьев колес планетарного редуктора сводится к совместному решению уравнений (1)...(4) и неравенств (5)...(8).

Из зависимости (1) находим число зубьев z_3 предварительно задавшись числом зубьев z_1 с учетом неравенства (8).

Примем $z_1=30$, тогда

$$z_3 = z_1 \cdot (U_{1H}^{(3)} - 1) = 30 \cdot (5 - 1) = 120 .$$

Проверяем по условию (5) – удовлетворяется.

Из условия соосности (2) определяем числа зубьев z_2 :

$$z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = (120 - 30) / 2 = 45 .$$

Проверяем z_1 , z_2 и z_3 по неравенствам (5)...(8) – удовлетворяются.

Проверяем условие сборки (4):

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = C ; \frac{30 + 120}{3} = 50 - \text{условие удовлетворяется.}$$

Проверяем фактическое передаточное отношение планетарного редуктора по зависимости (1):

$$U_{1H\text{ФАКТ}}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{120}{30} = 5 .$$

$U_{1H\text{ФАКТ}}^{(3)} = U_{1H}^{(3)}$, то полученные числа зубьев удовлетворяют всем условиям.

Определяем диаметры делительных (начальных) окружностей зубчатых колес планетарного редуктора по зависимости:

$$\sqrt{d_i} = m \cdot z_i, \text{ мм} \quad (9)$$

где d_i - делительный диаметр i - го зубчатого колеса, мм;

m - модуль зубчатого зацепления, мм;

z_i - число зубьев i - го зубчатого колеса.

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4,5 \cdot 30 = 135 \text{ мм.}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4,5 \cdot 45 = 202,5 \text{ мм.}$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 4,5 \cdot 120 = 540 \text{ мм.}$$

Выбираем масштаб построения планетарного механизма и определяем размеры зубчатых колес на чертеже:

$$\mu_L = \frac{d_3}{\tilde{d}_3}, \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right]. \quad (10)$$

$$\mu_L = \frac{d_3}{\tilde{d}_3} = \frac{540}{300} = 1,8 \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right].$$

Результаты расчета планетарной передачи сводим в таблицу 1.

Т а б л и ц а 1 – Результаты расчета параметров планетарного редуктора

$U_{1H}^{(3)}$	z_1	z_2	z_3	Расчетный размер			Размер на чертеже		
				d_1	d_2	d_3	\tilde{d}_1	\tilde{d}_2	\tilde{d}_3
5	30	45	120	135	202,5	540	75	112,5	300

Рассчитаем параметры рядовой цилиндрической передачи. Рядовая зубчатая цилиндрическая передача согласно кинематической схеме, соединяет выходной вал планетарного редуктора и вал кривошипа рычажного механизма глубинного насоса. Исходные данные для ее геометрического расчета приведены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2 – Исходные данные для расчета параметров передачи z_4 z_5

Параметр	m	z_i	h_a^*	c^*	α	x
Колесо z_4	4,5	19	1	0,25	20°	$x_4 = 0$
Колесо z_5	4,5	42	1	0,25	20°	$x_5 = 0$

Геометрический расчет рядовой цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи (z_4 , z_5) внешнего зацепления начинаем с определения передаточного отношения по следующей зависимости:

$$U_{45} = -\frac{z_5}{z_4}. \quad (11)$$

$$U_{45} = -\frac{z_5}{z_4} = -\frac{42}{19} = -2,21.$$

Определяем диаметры делительных окружностей зубчатых колес по зависимости (9):

$$d_4 = m \cdot z_4 = 4,5 \cdot 19 = 85,5 \text{ мм}; \quad (12)$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 4,5 \cdot 42 = 189 \text{ мм}. \quad (13)$$

Назначаем коэффициенты смещения исходного контура $x_4 = x_5 = 0$ и проектируем «нулевую» зубчатую передачу, для которой:

- угол зацепления равен углу α : $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

- делительное межосевое расстояние равно начальному межосевому расстоянию и определяется по зависимости:

$$a_{45} = a_{w45} = \frac{m \cdot (z_4 + z_5)}{2}; \quad (14)$$

- диаметры начальных окружностей равны делительным диаметрам

$$d_{w4} = d_4, d_{w5} = d_5. \quad (15)$$

Диаметры основных окружностей определяем по формуле:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha. \quad (16)$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha;$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев определяем по формуле:

$$d_a = m \cdot (z + 2). \quad (17)$$

$$d_{a4} = m \cdot (z_4 + 2);$$

$$d_{a5} = m \cdot (z_5 + 2).$$

Диаметры окружностей впадин зубьев определяем по формуле:

$$d_f = m \cdot (z - 2,5). \quad (18)$$

$$d_{f4} = m \cdot (z_4 - 2,5);$$

$$d_{f5} = m \cdot (z_5 - 2,5).$$

Шаг зубьев по делительной окружности определяем по зависимости:

$$P = \pi \cdot m. \quad (19)$$

Толщину зубьев по делительной окружности определяем по зависимости:

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2}. \quad (20)$$

Высота зубьев зубчатых колес определяется по зависимости:

$$h = 2,25 \cdot m. \quad (21)$$

$$h = 2,25 \cdot m = 10,125 \text{ мм.}$$

Результаты вычислений по зависимостям (11) ... (20) сводим в табл. 3.

Т а б л и ц а 3 – Результаты вычислений параметров передачи z_4 z_5

Параметр	P , мм	d_b , мм	d , мм	d_w , мм	d_a , мм	d_f , мм	U_{45}	a_{w45} , мм
Колесо z_4	14,14	80,35	85,5	85,5	94,5	74,25	-2,21	137,25
Колесо z_5		177,61	189	189	198	177,75		

Общее передаточное число сложного зубчатого механизма определяется выражением:

$$U_{15} = U_{1H}^{(3)} \cdot U_{45}. \quad (22)$$

$$U_{15} = U_{1H}^{(3)} \cdot U_{45} = 5 \cdot 2,21 = 11,053.$$

Частоту вращения ведущего вала планетарного редуктора находим с учетом известной частоты вращения вала кривошипа по формуле:

$$n_{вед} = n_1 \cdot U_{15}. \quad (23)$$

$$n_{вед} = n_1 \cdot U_{15} = 198,95 \text{ об/мин.}$$

Практическое занятие № 6.

«Расчет на прочность и жесткость при растяжении-сжатии»

Для стержня, изображенного на рисунке 1, а, требуется определить внутренние продольные силы, нормальные напряжения в сечениях стержня и перемещения сечений стержня, изобразив эти зависимости графически в виде эпюр. Проверить прочность и жесткость стержня.

Для решения задачи принять: сила $F = 8 \text{ кН}$; площадь поперечного сечения $A = 125 \text{ мм}^2$; длины участков стержня: $a = 0,75 \text{ м}$, $b = 0,5 \text{ м}$, $c = 1 \text{ м}$; материал стержня – сталь с модулем упругости $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ МПа}$; допускаемое напряжение $[\sigma] = 160 \text{ Мпа}$; допустимое перемещение свободного конца стержня $[\delta] = 1,5 \text{ мм}$.

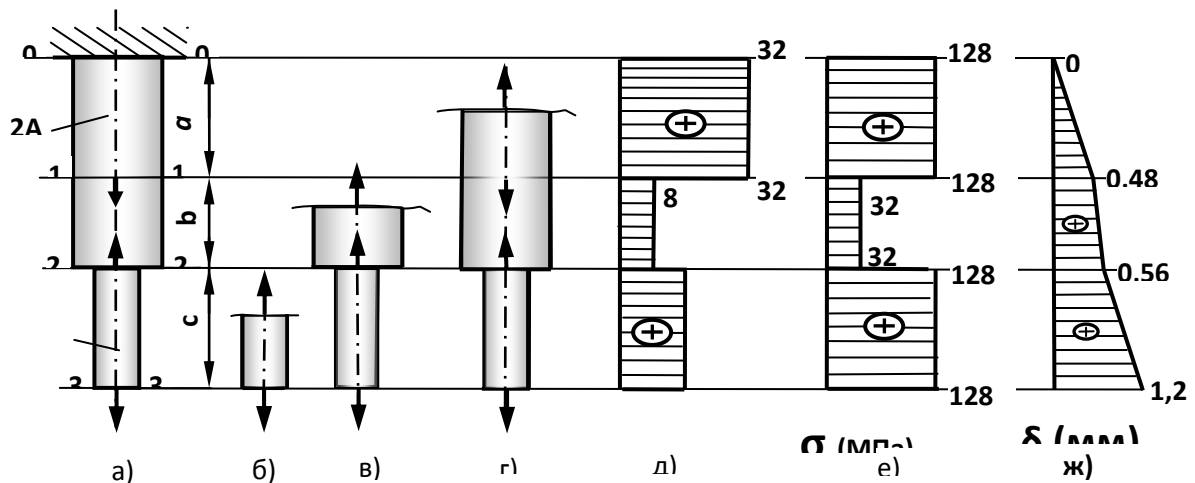


Рисунок 1 – Эпюры продольных сил, нормальных

Решение

Разбиваем стержень на участки. Границей участка являются любые характерные сечения, например сечения, где приложены внешние силы или изменяется размер поперечного сечения. Пользуясь методом сечений, рассекаем каждый участок и определяем внутренние продольные силы (рис. 1, б, в, г). При этом пользуемся следующим правилом знаков. Сила считается положительной, если она растягивает стержень и отрицательная, если она сжимает стержень в месте рассечения. Тогда мы получаем следующие значения внутренних продольных сил на каждом участке:

$$N_1 = 2F = 16 \text{ кН};$$

$$N_2 = 2F - F = 8 \text{ кН};$$

$$N_3 = 2F - F + 3F = 32 \text{ кН}.$$

Строим эпюру продольных сил (рисунок 1, д). Для этого проводим ось эпюры параллельно оси стержня. От каждой границы участка проводим линии до пересечения с осью эпюры. Найденные значения внутренних продольных сил на каждом участке откладываем перпендикулярно оси эпюры. При этом положительные значения откладываем сторону положительного направления координатной оси, отрицательные – в обратную сторону. Расставляем числовые значения внутренних сил на каждом участке, обозначаем название эпюры соответствующим символом и указываем размерность физических величин, изображенных на эпюре.

Затем вычисляем нормальные напряжения на каждом участке, помня о том, что необходимо соблюдать размерности чисел, входящих в расчетные формулы. Знак нормальных напряжений определяется по тому же правилу, что и знак продольной силы: если напряжение растягивающее, оно считается положительное, если сжимающее – оно отрицательное.

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{16 \cdot 10^3}{125 \cdot 10^{-6}} = 0,128 \cdot 10^9 = 128 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{2A} = \frac{8 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^{-6}} = 0,032 \cdot 10^9 = 32 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{2A} = \frac{32 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^{-6}} = 0,128 \cdot 10^9 = 128 \text{ МПа}.$$

Строим эпюру нормальных напряжений (рисунок 1, е). Максимальное напряжение в стержне не превышает допустимой величины

$$\sigma_{max} = 128 \text{ МПа} < [\sigma],$$

следовательно, условие прочности выполняется.

Определим перемещения характерных сечений стержня. Расчет начинаем от сечения, где перемещение известно по условию задачи, а именно – в опоре. Это сечение 0-0 остается неподвижным, поскольку оно закреплено

$$\delta_{0-0} = 0.$$

Перемещение сечение 1-1 на границе верхнего и среднего участка будет зависеть от того, насколько растянется верхний участок, т. е.

$$\delta_{1-1} = \Delta l_3 = \frac{N_3 \cdot a}{E \cdot A_3} = \frac{32 \cdot 10^3 \cdot 0,75}{2 \cdot 10^{11} \cdot 250 \cdot 10^{-6}} = 48 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,48 \text{ мм}.$$

Перемещение сечения 2-2 на границе среднего и нижнего участка зависит от перемещения сечения 1-1 и деформации среднего участка, т. е.

$$\begin{aligned}\delta_{2-2} &= \delta_{1-1} + \frac{N_2 \cdot b}{E \cdot A_2} = 48 \cdot 10^{-5} + \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 250 \cdot 10^{-6}} = \\ &= 48 \cdot 10^{-5} + 8 \cdot 10^{-5} = 56 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,56 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Перемещение нижнего конца стержня 3-3 зависит от перемещения сечения 2-2 и деформации нижнего участка

$$\begin{aligned}\delta_{3-3} &= \delta_{2-2} + \frac{N_1 \cdot c}{E \cdot A_1} = 56 \cdot 10^{-5} + \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 125 \cdot 10^{-6}} = \\ &= 56 \cdot 10^{-5} + 64 \cdot 10^{-5} = 120 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 1,2 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Строим эпюру перемещений (рисунок 1, ж). Максимальное перемещение сечений стержня не превышает допустимой величины

$$\Delta_{max} = 1,2 \text{ мм} < [\delta],$$

следовательно, условие жесткости выполняется.

Практическое занятие №7.

Расчет на прочность и жесткость при кручении

Для стального бруса, изображенного на рисунке 1, а, требуется определить внутренние крутящие моменты и касательные напряжения в его сечениях, а также найти угловые перемещения сечений бруса. Результаты расчетов изобразить в виде эпюр. Проверить прочность и жесткость бруса.

Для решения принять:

- моменты $T_1 = 15 \text{ Нм}$, $T_2 = 24 \text{ Нм}$, $T_3 = 28 \text{ Нм}$;
- диаметры участков стержня $d_1 = 12 \text{ мм}$, $d_2 = 20 \text{ мм}$;
- длины участков $a = 150 \text{ мм}$, $b = 100 \text{ мм}$, $c = 250 \text{ мм}$;
- модуль сдвига $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$;
- допустимые касательные напряжения $[\tau] = 100 \text{ МПа}$;
- допустимый угол закручивания $[\varphi] = 1,5^\circ$.

Решение

Развиваем стержень на участки. Границами участков являются сечения, где приложены внешние крутящие моменты либо изменяется размер поперечного сечения. Внутренние крутящие моменты определяем методом сечений. Учитывая, что знак крутящего момента не оказывает никакого влияния на прочность стержня при кручении, не будем вводить правило знаков для этого внутреннего силового фактора, но моментам, направленным в разные стороны будем присваивать разные знаки. Тогда, рассекая первый участок от свободного конца стержня длиной c , видим, что на него действует только один внешний момент T_1 (рисунок 1, б). Следовательно, внутренний крутящий момент на этом участке T_{B1} должен уравновешивать внешний момент, т. е.

$$T_{B1} = T_1 = 15 \text{ Нм}.$$

Аналогично рассматривая второй участок, определяем внутренний крутящий момент T_{B2} , который уравнивает два внешних момента T_1 и T_2 , направленные в разные стороны, следовательно момент T_2 должен иметь другой знак, чем момент T_1 , т. е.

$$T_{B2} = T_1 - T_2 = 15 - 24 = -9 \text{ Нм}.$$

Внутренний крутящий момент на третьем участке равен

$$T_{B3} = T_1 - T_2 + T_3 = 15 - 24 + 28 = 19 \text{ Нм}.$$

По рассчитанным значениям внутренних крутящих моментов строим эпюру моментов T (рисунок 1, д).

Для определения величины касательных напряжений и углов закручивания участков стержня необходимо вычислить геометрические характеристики сечений вала.

Определяем полярный момент сопротивления круглого сечения на первом участке

$$W_{P1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 12^3}{16} = 339 \text{ мм}^3.$$

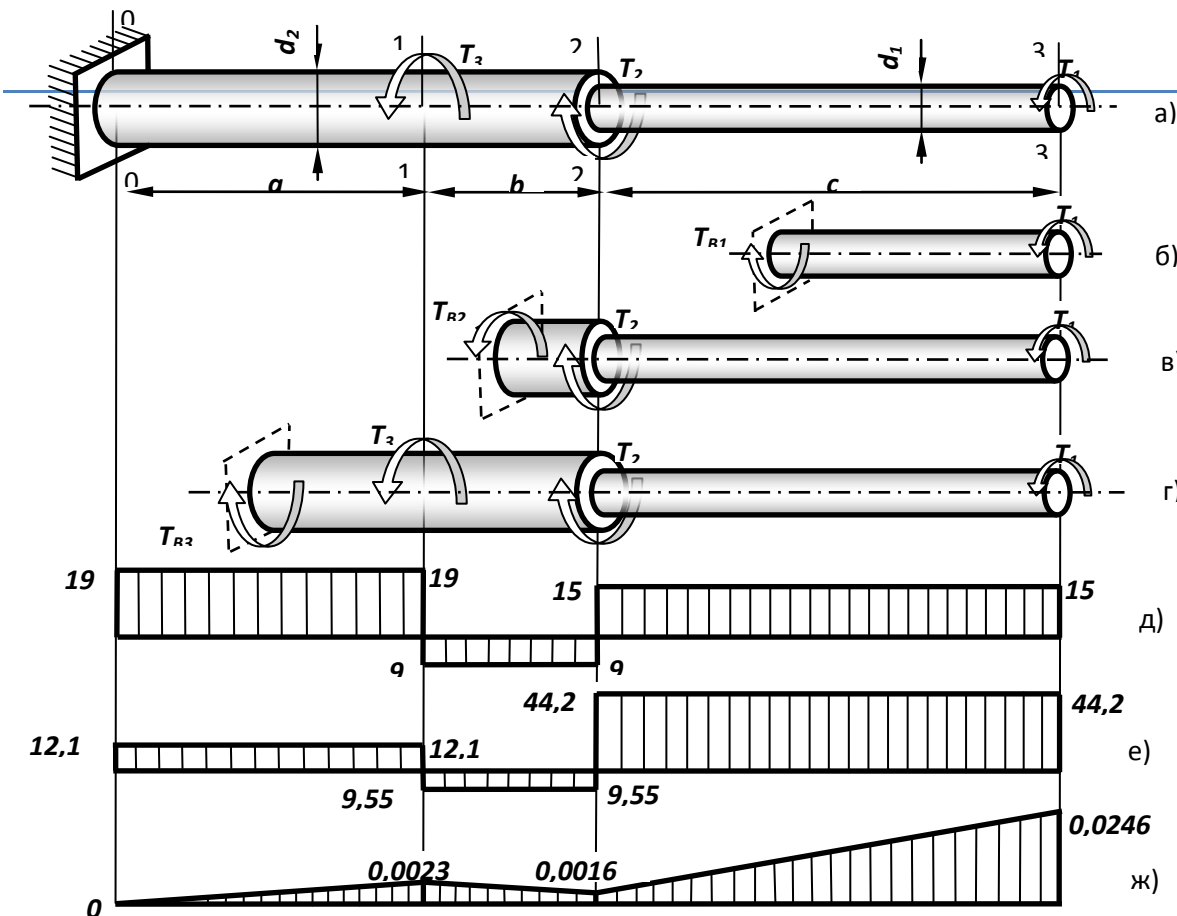


Рисунок 1 – Эпюры крутящих моментов, касательных

Полярный момент сопротивления сечения на втором и третьем участке

$$W_{P2} = W_{P3} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{16} = 1570 \text{ мм}^3.$$

Вычисляем полярный момент инерции сечения вала на каждом участке:

$$I_{P1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 12^4}{32} = 2035 \text{ мм}^4,$$

$$I_{P2} = I_{P3} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 20^4}{32} = 15700 \text{ мм}^4.$$

Определяем касательные напряжения на каждом участке.

$$\tau_1 = \frac{T_1}{W_{P1}} = \frac{15 \cdot 10^3}{339} = 44,2 \text{ МПа},$$

$$\tau_2 = \frac{-T_2}{W_{P2}} = \frac{-9 \cdot 10^3}{1570} = -9,55 \text{ МПа},$$

$$\tau_3 = \frac{T_3}{W_{P3}} = \frac{19 \cdot 10^3}{1570} = 12,1 \text{ МПа}.$$

Строим эпюру касательных напряжений (рисунок 1, е). Максимальное напряжение в сечениях стержня τ_{max} меньше допускаемых напряжений

$$\tau_{max} < [\tau].$$

Следовательно, условие прочности стержня выполняется.

Определяем угловые перемещения сечений стержня под действием крутящих моментов. Расчет начинаем от сечения, где стержень закреплен. Угол поворота этого сечения γ_{0-0} равен нулю

$$\gamma_{0-0} = 0.$$

Угол поворота сечения 1-1 на границе третьего и второго участка зависит от угла закручивания третьего участка

$$\gamma_{1-1} = \varphi_3 = \frac{T_3 \cdot a}{G \cdot I_{P3}} = \frac{19 \cdot 0,15}{8 \cdot 10^{10} \cdot 15700 \cdot 10^{-12}} = 0,0023.$$

Угол поворота сечения 2-2 на границе второго и первого участка равен сумме угла поворота сечения 1-1 и угла закручивания второго участка

$$\begin{aligned} \gamma_{2-2} &= \gamma_{1-1} + \varphi_2 = \gamma_{1-1} + \frac{T_2 \cdot b}{G \cdot I_{P2}} = \\ &= 0,0023 + \frac{-9 \cdot 0,1}{8 \cdot 10^{10} \cdot 15700 \cdot 10^{-12}} = 0,0016. \end{aligned}$$

Угол поворота конечного сечения стержня 3-3 равен сумме угла поворота сечения 2-2 и угла закручивания первого участка

$$\begin{aligned}\gamma_{3-3} &= \gamma_{2-2} + \varphi_1 = \gamma_{2-2} + \frac{T_1 \cdot c}{G \cdot I_{P1}} = \\ &= 0,0016 + \frac{15 \cdot 0,25}{8 \cdot 10^{10} \cdot 2035 \cdot 10^{-12}} = 0,0246.\end{aligned}$$

Переведем максимальный угол поворота конечного сечения стержня из радианов в градусы

$$\gamma_{max}^o = \gamma_{max} \cdot \frac{180}{\pi} = 0,0246 \cdot \frac{180}{3,14} = 1,41^o.$$

Максимальный угол поворота не превышает допустимого значения

$$\gamma_{max} = 1,41 < [\varphi],$$

следовательно, условие жесткости стержня выполняется.

Практическое занятие № 8.

Расчет на прочность при изгибе

Для балки, изображенной на рисунке 1 выполнить проектный расчет, подобрав четыре вида поперечного сечения: круглое, квадратное, прямоугольное с отношением высоты сечения к его ширины равное двум и двутавровое. Сравнить выбранные сечения на экономичность по расходу материала.

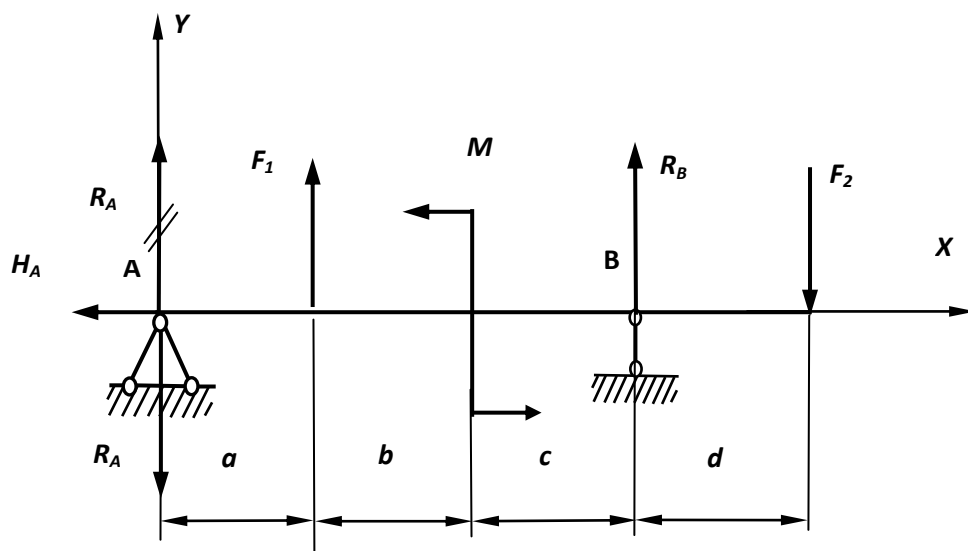


Рисунок 1 – Схема балки

Исходные данные для расчета

– Сосредоточенные силы: $F_1 = 8 \text{ кН}$; $F_2 = 5 \text{ кН}$.

- Момент пары сил $M = 4 \text{ кН}\cdot\text{м}$.
- Длины участков балки: $a = 2 \text{ м}$; $b = 0,5 \text{ м}$; $c = 1,5 \text{ м}$; $d = 1 \text{ м}$.

Решение

Решение задачи начинаем с определения опорных реакций. Для этого составляем уравнения статического равновесия.

$$\Sigma M_A = F_1 \cdot a + M + R_B(a + b + c) - F_2(a + b + c + d) = 0.$$

В этом уравнении одна неизвестная реакция R_B . Найдем её.

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{-F_1 \cdot a - M + F_2(a + b + c + d)}{a + b + c} = \\ &= \frac{-8 \cdot 2 - 4 + 5(2 + 0,5 + 1,5 + 1)}{2 + 0,5 + 1,5} = 1,25 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Аналогично составим сумму моментов всех сил относительно второй опоры.

$$\Sigma M_B = -R_A(a + b + c) - F_1(b + c) + M - F_2 \cdot d = 0.$$

Отсюда найдем вторую опорную реакцию.

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{-F_1(b + c) + M - F_2 \cdot d}{a + b + c} = \\ &= \frac{-8(0,5 + 1,5) + 4 - 5 \cdot 1}{2 + 0,5 + 1,5} = -4,25 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Знак минус реакции R_A означает, что этот вектор направлен в противоположную сторону. Выполним исправление направления реакции R_A , для чего зачеркнем первоначальное направление вектора на схеме и укажем правильное направление.

Горизонтальная реакция в шарнирно-неподвижной опоре А равна нулю, так как никаких активных сил в направлении оси Х не действует.

$$\Sigma X = -H_A = 0; \quad \text{откуда } H_A = 0.$$

Для проверки правильности нахождения опорных реакций можно составить сумму проекций всех сил на ось Y.

$$\Sigma Y = R_A + F_1 + R_B - F_2 = -4,25 + 8 + 1,25 - 5 = 0.$$

Проверка подтверждает правильность выполненного решения.

Теперь определяем внутренние изгибающие моменты в сечениях балки с

применением метода сечений. Для этого мысленно рассекаем каждый участок балки поочередно, отбрасываем одну часть, заменяем действие отброшенной части на оставшуюся внутренними силовыми факторами и составляем уравнение равновесия оставшейся части балки. При этом знак внутреннего изгибающего момента определяем в зависимости от знака кривизны балки: если балка под действием внутреннего момента изгибается выпуклостью вниз, такой момент считается положительным; в обратном случае – отрицательным.

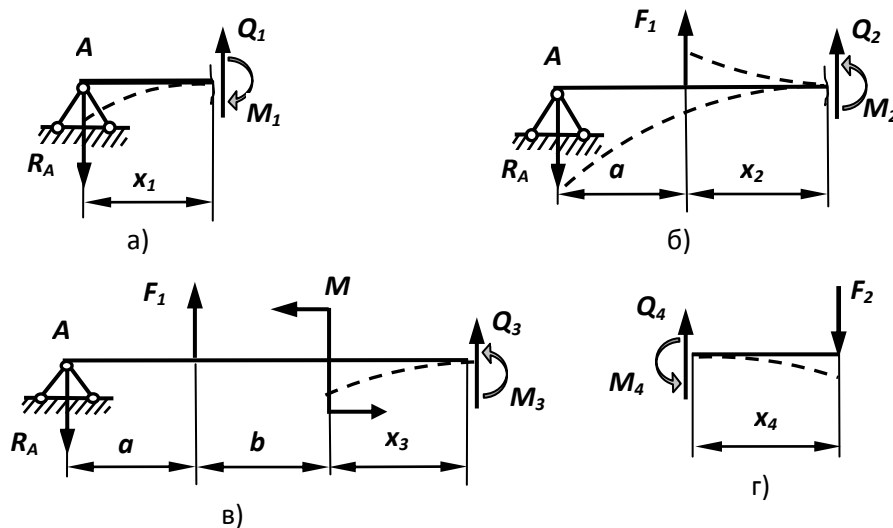


Рисунок 2 – Варианты изгиба упругой линии балки

Кроме изгибающего момента в поперечных сечениях балки

Влияние поперечной силы на прочность балки не существенно, поэтому построение эпюры поперечных сил в данной теме не рассматривается.

Рассмотрим первый участок балки длиной a (рисунок 1). Рассечем этот участок в сечении с координатой x_1 и отбросим правую часть балки. На оставшейся левой части балки действует только одна внешняя сила R_A , которая создает относительно рассматриваемого сечения момент с плечом x_1 . Под действием этой силы точка A будет перемещаться в направлении силы, балка будет изгибаться выпуклостью вверх, как показано пунктиром на рисунке 2, а.

В соответствии с правилом знаков момент от силы R_A будет отрицательным. Следовательно,

$$M_1 = -R_A \cdot x_1.$$

Здесь x_1 может принимать значения в пределах длины первого участка, то есть

$$0 \leq x_1 \leq a.$$

Зададим крайние значения координаты x_1 и определим соответствующие значения момента на границах первого участка.

При $x_1 = 0$ $M_1 = 0$;

при $x_1 = a = 2 \text{ м}$ $M_1 = -R_A \cdot a = -4,25 \cdot 2 = -8,5 \text{ кНм}$.

Рассмотрим второй участок. После его рассечения в некотором сечении с координатой x_2 и отбрасывания правой части, видно, что на оставшуюся часть действуют две внешние силы - R_A и F_1 (рисунок 2, б). Реакция опоры A имеет плечо $(a + x_2)$ и изгибает балку по-прежнему выпуклостью вверх, следовательно, изгибающий момент от этой реакции будет отрицательный. Сила F_1 имеет плечо x_2 , точка приложения силы будет перемещаться в направлении этой силы, т. е. вверх, следовательно, эта сила будет стремиться изгибать балку выпуклостью вниз, как указано на рисунке 2, б пунктиром. Знак изгибающего момента от этой силы получается положительный. Тогда внутренний момент на втором участке будет равен

$$M_2 = -R_A \cdot (a + x_2) + F_1 \cdot x_2, \text{ где } 0 \leq x_2 \leq b.$$

Задаем граничные значения координаты x_2 .

При $x_2 = 0$ $M_2 = -R_A \cdot a = -4,25 \cdot 2 = -8,5 \text{ кНм}$;

при $x_2 = b = 0,5 \text{ м}$

$$M_2 = -R_A \cdot (a + b) + F_1 \cdot b = -4,25 \cdot 2,5 + 8 \cdot 0,5 = -6,625 \text{ кНм}.$$

Переходим к третьему участку. Рассекаем его в сечении с координатой x_3 и отбрасываем правую часть (рисунок 2, в). На оставшейся части действуют силы R_A , F_1 и пара сил с моментом M . Реакция опоры имеет плечо $(a + b + x_3)$ и даст отрицательный момент. Сила F_1 имеет плечо $(b + x_3)$ и даст положительный момент. Пара сил с моментом M стремится поворачивать сечение, в котором она действует, против часовой стрелки, это приведет к изгибу балки выпуклостью вверх, что соответствует отрицательному знаку момента.

Следовательно, внутренний момент на третьем участке будет равен

$$M_3 = -R_A \cdot (a + b + x_3) + F_1 \cdot (b + x_3) - M, \text{ где } 0 \leq x_3 \leq c.$$

Задаем граничные значения переменной.

$$\begin{aligned} \text{При } x_3 = 0 \quad M_3 &= -R_A \cdot (a + b) + F_1 \cdot b - M = \\ &= -4,25 \cdot 2,5 + 8 \cdot 0,5 - 4 = -10,625 \text{ кНм}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{при } x_3 = c \quad M_3 &= -R_A \cdot (a + b + c) + F_1 \cdot (b + c) - M = \\ &= -4,25 \cdot (2 + 0,5 + 1,5) + 8 \cdot (0,5 + 1,5) - 4 = -5 \text{ кНм}. \end{aligned}$$

Рассмотрим последний четвертый участок. Метод сечений позволяет отбрасывать любую часть рассеченного бруса. Рассечем участок длиной d и отбросим теперь левую часть, оставив для рассмотрения более простую правую часть, на которой действует только одна сила F_2 (рисунок 2, г). Эта сила имеет относительно рассматриваемого сечения плечо x_4 и изгибает этот участок

выпуклостью вверх. Следовательно, знак изгибающего момента будет отрицательный.

$$M_4 = -F_2 \cdot x_4, \quad \text{где } 0 \leq x_4 \leq d.$$

$$\text{При } x_4 = 0 \quad M_4 = 0.$$

$$\text{при } x_4 = d \quad M_4 = -F_2 \cdot d = -5 \cdot 1 = -5 \text{ кНм}.$$

Найденные значения изгибающих моментов откладываем на графике, который называется эпюрой изгибающих моментов и наглядно показывает характер распределения величин этих моментов вдоль оси балки. При этом обращаем внимание на то, что на первых трех участках использовалась правосторонняя система координат (т. е. начало координат находилось слева), а на последнем участке использовали левостороннюю систему, когда координата x_4 измерялась справа. Полученная эпюра изгибающих моментов представлена на рисунке 3.

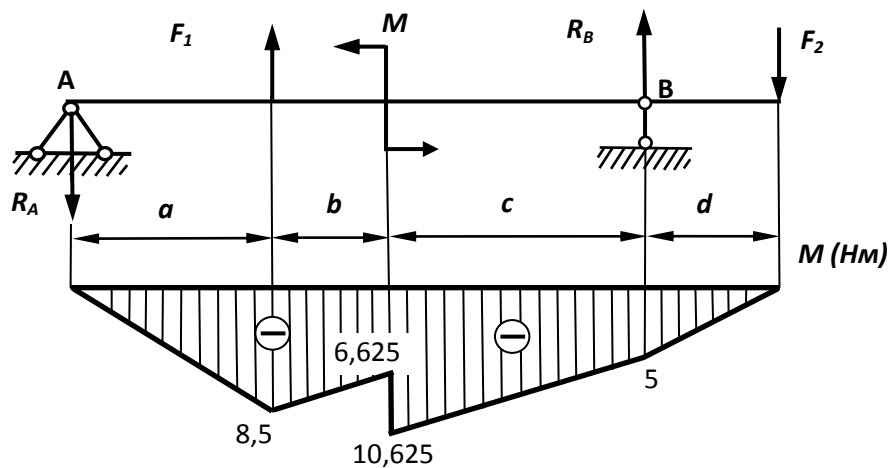


Рисунок 3– Эпюра изгибающих моментов

По эпюре наглядно видно, что опасным является сечение с изгибающим моментом 10,625 кНм. Проектный расчет балки выполняем по этому сечению. Условие прочности при изгибе выглядит так:

$$\sigma = \frac{M}{W_z} \leq [\sigma].$$

Для стальной балки допускаемое напряжение $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$. Найдем осевой момент сопротивления.

$$W_z \geq \frac{M}{[\sigma]} = \frac{10,625 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 66,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 66,4 \text{ см}^3.$$

Из выражения осевого момента сопротивления для круглого сечения найдем диаметр сечения балки, удовлетворяющий условию прочности.

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} = 66,4 \text{ см}^3.$$

Отсюда диаметр $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_z}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 66,4}{3,14}} = 8,78 \text{ см}.$

Площадь круглого сечения будет равна

$$A_{кр} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 8,78^2}{4} = 60,5 \text{ см}^2.$$

Найдем сторону a квадратного сечения балки. Момент сопротивления квадратного сечения равен

$$W_z = \frac{a^3}{6} = 66,4 \text{ см}^3.$$

Отсюда $a = \sqrt[3]{6 \cdot W_z} = \sqrt[3]{6 \cdot 66,4} = 7,36 \text{ см}.$

Тогда площадь квадратного сечения балки равна

$$A_{кв} = a^2 = 7,36^2 = 54,2 \text{ см}^2.$$

Определим размеры прямоугольного сечения с отношением высоты к ширине равным двум. Осевой момент сопротивления для прямоугольного сечения равен

$$W_z = \frac{b \cdot h^2}{6},$$

где b - ширина сечения, h - высота сечения.

С учетом заданного соотношения $h/b = 2$ получаем

$$W_z = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{h/2 \cdot h^2}{6} = \frac{h^3}{12} = 66,4 \text{ см}^3.$$

Отсюда

$$h = \sqrt[3]{12 \cdot W_z} = \sqrt[3]{12 \cdot 66,4} = 9,27 \text{ см}.$$

Тогда $b = h/2 = 9,27/2 = 4,635 \text{ см}.$

Следовательно, площадь прямоугольного сечения равно

$$A_{пр} = b \cdot h = 4,635 \cdot 9,27 = 43 \text{ см}^2.$$

По таблице сортамента прокатной стали в соответствии с ГОСТ 8239-89 выбираем двутавр №14 с осевым моментом сопротивления $W_z = 81,7 \text{ см}^3$ и

площадью поперечного сечения $A = 17,4 \text{ см}^2$. Очевидно, что двутавровое сечение является наиболее экономичным с точки зрения расхода материала. Оценим расход материала для изготовления балок выбранных сечений, сравнивая площадь каждого сечения с площадью двутаврового сечения.

$$\frac{A_{кр}}{A_{дв}} = \frac{60,5}{17,4} = 3,48. \quad \frac{A_{кв}}{A_{дв}} = \frac{54,2}{17,4} = 3,11. \quad \frac{A_{пр}}{A_{дв}} = \frac{43}{17,4} = 2,47.$$

С учетом выполненного сравнения площадей расставим их в порядке возрастания расхода материала: наиболее экономичным является двутавровое сечение, затем следует прямоугольное сечение, далее – квадратное, наименее экономичное – круглое сечение, на которое требуется в 3,5 раза больше стали, чем для двутавровой балки.

4 Методические рекомендации по выполнению контрольных работ

Контрольная работа выполняется по вариантам. На бланке указывается курс, группа, ФИО обучающегося. Вопросы строятся на основе тестовых заданий. В тестовых заданиях, выбирается правильный(ые) ответ(ы).

Проверка контрольной работы позволяет выявить и исправить допущенные обучающимися ошибки, указать, какие вопросы дисциплины ими недостаточно усвоены и требуют доработки. Обучающийся должен внимательно ознакомиться с письменными замечаниями преподавателя и приступить к их исправлению, для чего еще раз повторить соответствующий материал.

Задания для проведения тестирования

1. Что называется силой?

- а) Давление одного тела на другое
- б) Мера воздействия одного тела на другое
- в) Величина взаимодействия между телами
- г) Мера взаимосвязи между телами (объектами)

2. Назовите единицу измерения силы?

- а) Паскаль
- б) Ньютон
- в) Герц
- г) Джоуль

3. Чем нельзя определить действие силы на тело?

- а) числовым значением (модулем)
- б) направлением
- в) точкой приложения

г) геометрическим размером

4. Какой прибор служит для статического измерения силы?

- а) амперметр
- б) гироскоп
- в) динамометр
- г) силомер

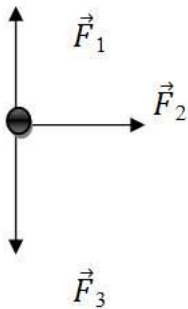
5. Какая система сил называется уравновешенной?

- а) Две силы, направленные по одной прямой в разные стороны
- б) Две силы, направленные под углом 90° друг к другу
- в) Несколько сил, сумма которых равна нулю
- г) Система сил, под действием которых свободное тело может находиться в покое

покое

6. Чему равна равнодействующая трёх приложенных к телу сил, если

$F_1=F_2=F_3=10\text{кН}$? Куда она направлена?



- а) 30 кН, вправо
- б) 30 кН, влево
- в) 10 кН, вправо
- г) 20 кН, вниз

7. Какого способа не существует при сложении сил, действующих на

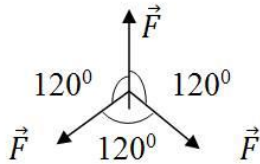
тело?

- а) геометрического
- б) графического
- в) тензорного
- г) аналитического

8. Две силы $F_1=30\text{Н}$ и $F_2=40\text{Н}$ приложены к телу под углом 90° друг другу. Чему равна их равнодействующая?

- а) 70Н
- б) 10Н
- в) 50Н
- г) 1200Н

9. Чему равна равнодействующая трёх сил, если $F_1=F_2=F_3=10\text{ кН}$?



- а) 0 кН
- б) 10 кН
- в) 20 кН
- г) 30 кН

10. **Что называется моментом силы относительно точки (центра)?**

- а) Произведение модуля этой силы на время её действия
- б) Отношение силы, действующей на тело, к промежутку времени, в течение которого эта сила действует
- в) Произведение силы на квадрат расстояния до точки (центра)
- г) Произведение силы на кратчайшее расстояние до этой точки (центра)

11. **Когда момент силы считается положительным?**

- а) Когда под действием силы тело движется вперёд
- б) Когда под действием силы тело вращается по ходу часовой стрелки
- в) Когда под действием силы тело движется назад
- г) Когда под действием силы тело вращается против хода часовой стрелки

12. **Что называется парой сил?**

- а) Две силы, результат действия которых равен нулю
- б) Любые две силы, лежащих на параллельных прямых
- в) Две силы, лежащие на одной прямой, равные между собой, но противоположные по направлению
- г) Две силы, лежащие на параллельных прямых, равные по модулю, но противоположные по направлению

13. **Что называется центром тяжести?**

- а) Это точка, в которой может располагаться масса тела
- б) Это точка, через которую проходит равнодействующая сил тяжести, действующих на частицы данного тела
- в) Это точка приложения силы тяжести
- г) Это точка, в которой совпадают центр симметрии тела и центра тяжести тела

14. **При помощи какой муфты можно компенсировать неточность в расположении геометрических осей валов:**

- а) при помощи упругой втулочно-пальцевой муфты
- б) помощи поперечно-свертной муфты
- в) помощи втулочной муфты

г) помощи кулачковой расширительной муфты

15. Что называется моментом силы относительно точки (центра)?

а) Произведение модуля этой силы на время её действия

б) Отношение силы, действующей на тело, к промежутку времени, в течение которого эта сила действует

в) Произведение силы на квадрат расстояния до точки (центра)

г) Произведение силы на кратчайшее расстояние до этой точки (центра)

16. Когда момент силы считается положительным?

а) Когда под действием силы тело движется вперёд

б) Когда под действием силы тело вращается по ходу часовой стрелки

в) Когда под действием силы тело движется назад

г) Когда под действием силы тело вращается против хода часовой стрелки

17. Что называется парой сил?

а) Две силы, результат действия которых равен нулю

б) Любые две силы, лежащих на параллельных прямых

в) Две силы, лежащие на одной прямой, равные между собой, но противоположные по направлению

г) Две силы, лежащие на параллельных прямых, равные по модулю, но противоположные по направлению

18. Что называется центром тяжести?

а) Это точка, в которой может располагаться масса тела

б) Это точка, через которую проходит равнодействующая сил тяжести, действующих на частицы данного тела

в) Это точка приложения силы тяжести

г) Это точка, в которой совпадают центр симметрии тела и центра тяжести тела

19. Состояние твердого тела не изменится, если:

а) Добавить пару сил

б) Добавить уравнивающую силу

в) Одну из сил параллельно перенести в другую точку тела

г) Добавить уравновешенную систему сил

д) Добавить любую систему сил

20. Какое тело считается свободным?

а) Имеющее одну точку опоры

б) Находящееся в равновесии

в) На которое не наложены связи

г) Если равнодействующая всех сил равна нулю

21. Что называется связью?

а) Тело, которое не может перемещаться

- б) Тело, которое может свободно перемещаться
- в) Сила, действующая на тело, которое не может перемещаться
- г) Сила, действующая на тело, которое может перемещаться
- д) Тело, ограничивающее перемещение данного тела

22. Что называется реакцией связи?

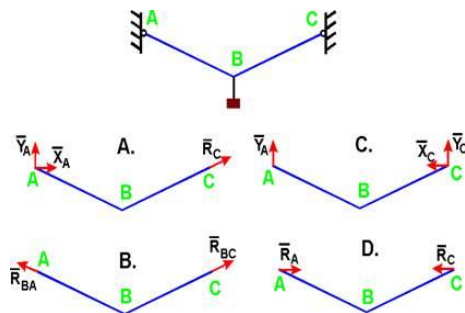
- а) Сила, с которой рассматриваемое тело действует на связь
- б) Тело, ограничивающее свободное движение другого тела
- в) Сила, с которой связь действует на тело
- г) Взаимодействие между телом и связью
- д) Любая неизвестная сила

23. Как направлена реакция нити, шнура, троса:

- а) Реакция образует произвольный угол с направлением связи;
- б) Вдоль нити, шнура, троса от рассматриваемого тела;
- в) Вдоль нити, шнура, троса к рассматриваемому телу;
- г) Перпендикулярно нити, шнуру, тросу.
- д) Под углом 45° к нити, шнуру, тросу.

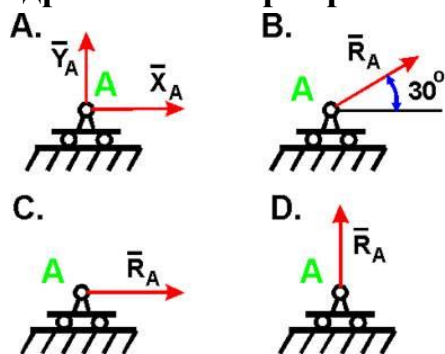
24. Укажите направления реакций связей невесомых стержней АВ и

ВС?



- а) А
- б) В
- в) С
- г) D

25. Укажите направление реакций связи, если связь - подвижный цилиндрический шарнир.



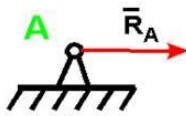
- а) А
- б) В

в) С

г) D

26. Укажите реакцию связи неподвижного шарнира

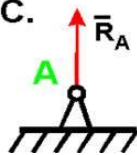
A.



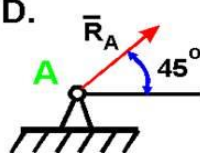
B.



C.



D.



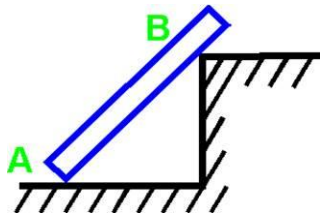
а) A

б) B

в) C

г) D

27. Как направлены реакции связей балки АВ, если вес балки не учитывается:



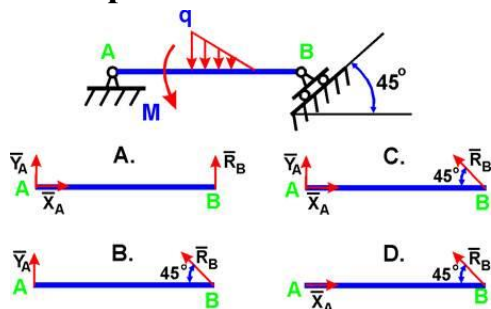
а) Вдоль балки АВ

б) Параллельно полу в т. А и перпендикулярно балке в т. В

в) Перпендикулярно полу в т. А и параллельно полу в т. В

г) Перпендикулярно полу в т. А и перпендикулярно балке в т. В

28. Укажите правильную схему с указанием направления реакций связи в опорах А и В



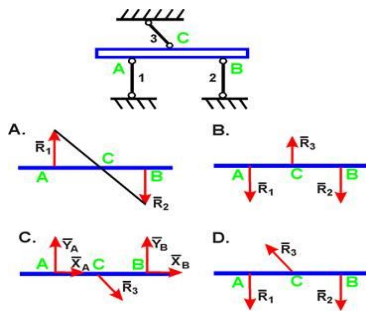
а) A

б) B

в) C

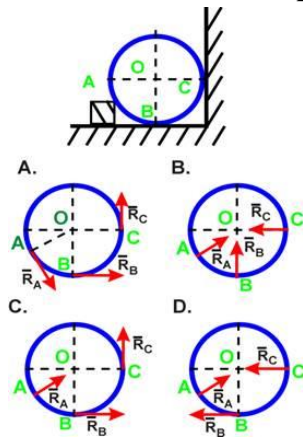
г) D

29. Укажите направления реакций невесомых стержней 1, 2, 3.



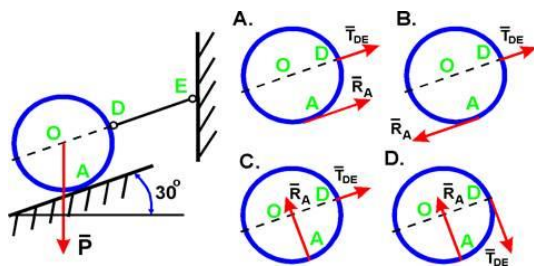
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

30. Укажите направление реакций связей в опорах А, В, С.



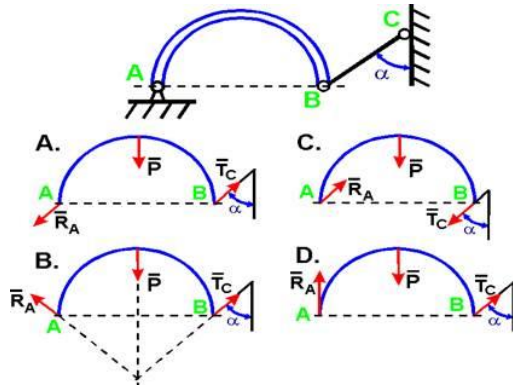
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

31. Шар весом P удерживается на гладкой наклонной плоскости при помощи каната DE. Определите направление реакций в точках А и D



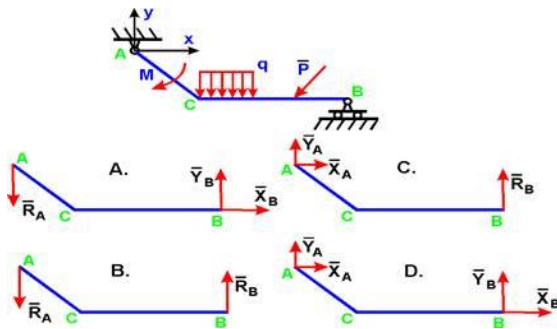
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

32. Точка А криволинейного бруса АВ - цилиндрический шарнир. К концу В привязана нить ВС. Укажите направление реакций опор А и В, если вес бруса Р



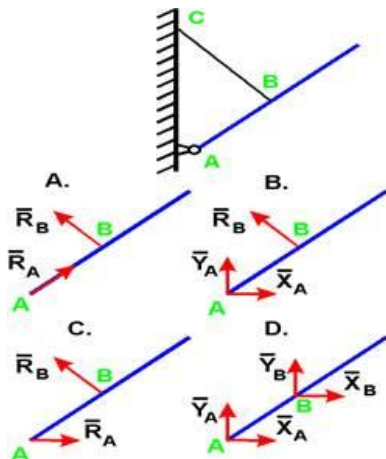
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

33. Как направлены реакции связей в шарнирах А и В ломаной балки АВ?



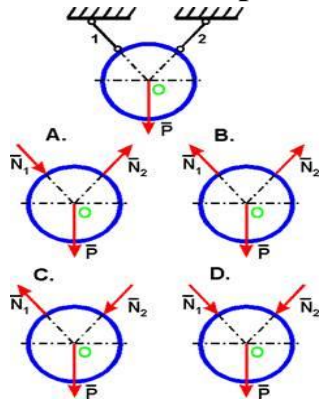
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

34. Укажите направления реакций связи в опоре А и невесомом стержне ВС.



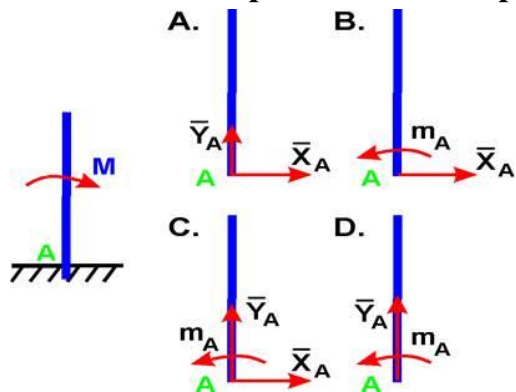
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

35. Укажите правильное направление реакций связей - нитей 1 и 2, удерживающих шар.



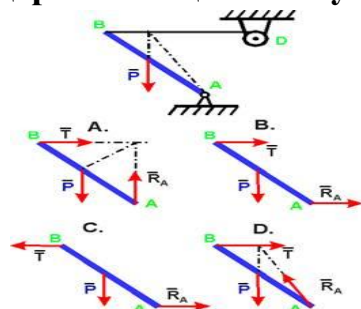
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

36. Укажите правильное направление реакций в жесткой заделке A.



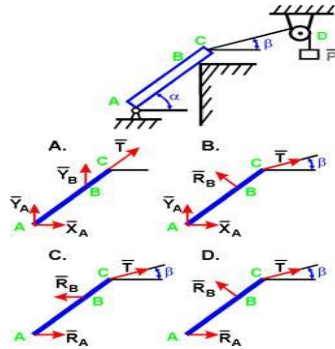
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

37. Укажите правильное направление реакций связей в точке A и тросе BD удерживающем балку весом P



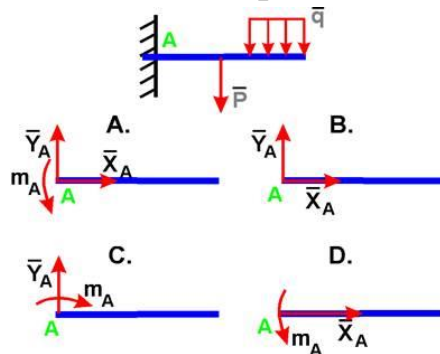
- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

38. Укажите правильное направление реакций связей в опорах A, B и веревке CD.



- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

39. Укажите правильное направление реакций в точке A.



- a) A
- б) B
- в) C
- г) D

40. Сходящейся системой сил называется совокупность сил:

- a) Линии действия которых пересекаются в одной точке
- б) Лежащих в одной плоскости
- в) Произвольно расположенных в пространстве
- г) Параллельных между собой

41. На несвободное тело действует плоская система сходящихся сил.

Сколько независимых уравнений равновесия тела можно составить:

- a) 1
- б) 2
- в) 3

г) 4

42. **Что изучает кинематика?**

- а) Движение тела под действием приложенных к нему сил
- б) Виды равновесия тела
- в) Движение тела без учета действующих на него сил
- г) Способы взаимодействия тел между собой

43. **Что из ниже перечисленного не входит в систему отсчёта?**

- а) Способ измерения времени
- б) Пространство
- в) Тело отсчёта
- г) Система координат, связанная с телом отсчёта

44. **Движение тела описывается уравнением $x = 12 + 6,2t - 0,75t^2$.**

Определите скорость тела через 2с после начала движения.

- а) 21,4 м/с
- б) 3,2 м/с
- в) 12 м/с
- г) 6,2 м/с

45. **Движение тела описывается уравнением $x = 3 - 12t + 7t^2$. Не делая вычислений, назовите начальную координату тела и его начальную скорость.**

- а) 12м; 7м/с
- б) 3м; 7м/с
- в) 7м; 3м/с
- г) 3м; -5м/с

46. **Судно, движущееся с небольшой скоростью, сталкивается с пирсом и останавливается. Какие преобразования энергии происходят в данном процессе?**

- а) Кинетическая энергия судна преобразуется в потенциальную энергию амортизирующих устройств.
- б) Кинетическая энергия судна преобразуется в его потенциальную энергию.
- в) Потенциальная энергия амортизирующих устройств преобразуется в её кинетическую энергию.
- г) Внутренняя энергия амортизирующих устройств преобразуется в кинетическую энергию судна.

47. **Как связаны между собой тела (детали), образующие одно звено?**

- а) подвижно
- б) неподвижно
- в) шарнирно

г) скользящей посадкой

48. Какие кинематические пары подвергаются большему износу:

а) низшие

б) высшие

в) изнашиваются одинаково

г) не изнашиваются

49. Какие кинематические пары являются высшими:

а) соединение вала с подшипником скольжения

б) сцепление зубьев в зубчатых передачах

в) соединение ползуна и направляющей

г) соединение шариков с дорожкой качения в подшипнике качения

50. Какое звено является ведущим в кривошипно-ползунном механизме поршневого компрессора:

а) кривошип

б) шатун

в) кулиса

г) ползун

51. Какое звено является ведущим в кривошипно-ползунном механизме двигателя внутреннего сгорания:

а) кривошип

б) шатун

в) кулиса

г) ползун

52. При действии на ведущее звено механизма уравновешивающей силы или уравновешивающего момента:

а) поддерживается движение механизма

б) механизм приводится в состояние равновесия

в) механизм замедляет движение

г) механизм ускоряется

58. Винтовые механизмы применяют:

а) для преобразования вращательного движения в поступательное

б) преобразования поступательного движения во вращательное

в) преобразования вращательного движения относительно одной оси во вращательное относительно другой.

59. Как изменится КПД винтовой пары при увеличении угла подъема винтовой линии при одинаковом значении угла трения:

а) КПД увеличится

б) КПД уменьшится

в) КПД не изменится

60. Передаточное число и больше единицы. Какая это передача:

- а) понижающая
- б) повышающая

5 Методические рекомендации по подготовке к зачету (экзамену)

Студенты сдают зачеты (экзамены) в конце теоретического обучения. К зачету (экзамену) допускается студент, выполнивший в полном объеме задания, предусмотренные в рабочей программе. В случае пропуска каких-либо видов учебных занятий по уважительным или неуважительным причинам студент самостоятельно выполняет и сдает на проверку в письменном виде общие или индивидуальные задания, определяемые преподавателем.

Зачет (экзамен) по теоретическому курсу проходит в устной или письменной форме (определяется преподавателем) на основе перечня вопросов, которые отражают содержание действующей рабочей программы учебной дисциплины.

Студентам рекомендуется:

- готовиться к зачету (экзамену) в группе (два-три человека);
- внимательно прочитать вопросы к зачету (экзамену);
- составить план ответа на каждый вопрос, выделив ключевые моменты материала;
- изучив несколько вопросов, обсудить их с однокурсниками.

Ответ должен быть аргументированным.

Результаты сдачи зачетов оцениваются отметкой «зачтено» или «не зачтено». Результаты сдачи экзаменов оцениваются отметкой «отлично», «хорошо», «удовлетворительно» или «неудовлетворительно».

Примерный перечень вопросов к зачету по дисциплине

«Механика»

1. Дайте определение прочности, жёсткости, устойчивости
2. Приведите классификацию сил хотя бы по трём признакам
3. Гипотезы и допущения о деформируемом теле
4. Приведите диаграмму растяжения стального образца и поясните её
5. Допускаемые напряжения. Коэффициент запаса прочности. Условие прочности.
6. Что такое кривая Вёлера и как она получена?
7. Приведите формулу закона Гука при растяжении-сжатии и поясните её
8. Что определяют по формуле $\sigma = N \cdot l / (EA)$
9. Правила знаков при построении эпюр поперечной силы и изгибающего момента (показать графически)

10. Для чего и как применяется «правило зонтика»?
11. Как определяется расчётом угол закручивания вала сплошного круглого сечения?
12. Выберите самостоятельно схему нагружения вала и постройте эпюру крутящего момента
13. Напишите формулу, выражающую условие прочности при кручении
14. Приведите на рисунке эпюру распределения касательных напряжений от кручения в поперечном сечении вала сплошного круглого сечения
15. Приведите на рисунке эпюру распределения напряжений изгиба в поперечном сечении балки прямоугольного сечения.
16. Какой формулой выражается условие прочности при изгибе?
17. Что такое статический момент площади плоской фигуры?
18. Как определить статический момент сложной фигуры?
19. Как определить полярный момент инерции, зная осевые моменты инерции?
24. Каковы причины возникновения концентрации напряжений?
25. Что такое выносливость материала?
26. Что называют наклёпом материала?
27. Что такое коэффициент Пуассона?
28. Когда на испытуемом образце появляются линии Людерса-Чернова?
29. Какая деформация называется упругой и какая пластической?
30. Что называется брусом, пластинкой, оболочкой и массивом?
31. Что называется напряжением и какова его размерность?
32. Что называется полным или абсолютным удлинением?
33. Что называется относительным удлинением?
34. Что называется жесткостью стержня при растяжении и сжатии?
35. Какое напряжение берётся за исходное предельное при определении допускаемого напряжения для хрупкого материала?
36. Какое напряжение берётся за исходное предельное при определении допускаемого напряжения для пластичного материала?
37. В чём заключается закон парности касательных напряжений?
38. По какой формуле определяют касательные напряжения при сдвиге?
39. Какой формулой выражается закон Гука при сдвиге?
40. Какова зависимость между модулями упругости первого и второго рода?
41. Какая величина называется жёсткостью при кручении?
42. Чем вал полого (трубчатого) сечения выгоднее вала сплошного сечения?
43. Что называется моментом сопротивления кручению и какова его размерность?
44. Что делается с продольными волокнами материала при изгибе?

45. Какой слой волокон балки называется нейтральным? Покажите на рисунке
46. На какие три типа делятся опоры балок? Покажите их условные обозначения
47. Для чего строят эпюры изгибающих моментов и поперечных сил?
48. Чему равны касательные напряжения при изгибе в крайних волокнах балки?
49. Что называется пределом выносливости материала?
50. Как влияют на предел выносливости абсолютные размеры детали и состояние поверхности?
51. Что представляют собой внутренние силы и каким методом они выявляются?
52. Как вычисляются изгибающий момент и поперечная сила в сечении балки?
53. В чём состоят достоинства стандартных профилей сечений по сравнению, например, с прямоугольным сечением при изгибе?
54. Какой случай деформации называют растяжением или сжатием?
55. Какие характеристики материала определяют из диаграммы растяжения?
56. Какие способы упрочнения деталей вы знаете?
57. Что такое механизм?
58. Что такое звенья механизма?
59. Что такое деталь?
60. Что такое кинематическая пара?
61. Какое из звеньев механизма называют стойкой?
62. Что такое кинематическая цепь?
63. Какие кинематические цепи называют плоскими? пространственными?
64. Приведите классификацию кинематических пар хотя бы по четырём признакам
65. Назовите условия существования кинематической цепи как механизма
66. Что такое степень подвижности механизма?
67. Напишите формулу П.Л. Чебышева для определения степени подвижности
68. Что определяют при структурном анализе механизма?
69. Приведите схему кривошипно-ползунного механизма
70. Что такое группа Ассура?
71. Назовите основные задачи кинематического исследования механизмов
72. Какие методы кинематического исследования вы знаете?
73. Каким методом пользуются при построении плана положений?
74. Назовите свойства планов скоростей

75. Классификация сил, действующих на звенья механизмов (применительно к ТММ)

76. Определение сил инерции при различных видах движения

77. Замена главного вектора и главного момента сил инерции одной равнодействующей

78. Условие статической определимости кинематической цепи

79. Порядок силового расчёта структурных групп

80. Силовой расчёт ведущего звена

6 Разделы и темы для самостоятельного изучения

№ п/п	Разделы и темы рабочей программы для самостоятельно го изучения	Перечень домашних заданий и других вопросов для самостоятельного изучения	Сроки выполнения
1.	Раздел 1 Теоретическая механика	Изучить: сложение сил. Теорема о параллельном переносе силы. Аналитический способ задания и сложения сил. Сложение параллельных сил. Условия и уравнения равновесия параллельных сил.	1 неделя
2.	Раздел 1 Теоретическая механика	Изучить: вращение твердого тела вокруг неподвижной оси. Применение теорем о сложении скоростей и о сложении ускорений при поступательном переносном движении.	2-3 неделя
3.	Раздел 1 Теоретическая механика	Изучить: Законы динамики. Основное уравнение динамики. Дифференциальные и естественные уравнения движения материальной точки. Две основные задачи динамики. Принцип Даламбера для материальной точки. Общее уравнение динамики. Работа и мощность силы. Коэффициент полезного действия	4-5 неделя
4.	Раздел 2 Теория механизмов и машин	Изучить: Основные понятия и определения теории машин и механизмов. Основные виды механизмов. Структуры механизмов. Классификация звеньев и кинематических пар. Структурный анализ и синтез механизмов. Определение степени подвижности	6-7 неделя

		кинематической цепи и механизма. Структурные группы Ассура. Понятие анализа и синтеза механизмов. Кинематические пары и кинематические цепи.	
5.	Раздел 2 Теория механизмов и машин	Силовой анализ типовых механизмов. Передаточное отношение зубчатых передач. Геометрический синтез цилиндрических зубчатых передач. Кинематический анализ зубчатых передач с неподвижными осями.	8-10 неделя
6.	Раздел 3 Сопротивление материалов	Основные понятия сопротивления материалов. Центральное растяжение – сжатие. Понятие о прочности, жесткости, устойчивости. Модели формы. Основные гипотезы сопротивления материалов. Метод сечений. Деформации и напряжения. Основные виды деформаций. Определение внутренних усилий. Построение эпюр продольных сил. Определение напряжений деформаций и перемещений. Диаграммы растяжения и сжатия. Расчет на прочность растянутых (сжатых) стержней. Построение эпюр нормальных напряжений и перемещений	11-14 неделя
7.	Раздел 3 Сопротивление материалов	Общие понятия о деформации изгиба. Прямой поперечный изгиб. Определение внутренних усилий при изгибе. Правило знаков для определения поперечных сил и изгибающих моментов. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов	15-17 неделя

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика [Электронный ресурс]: учеб. пособие / В.Т. Батиенков [и др.]. - М. : РИОР : ИНФРА-М, 2017. - 339 с. - ЭБС «Znanium. com» - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=792243>
2. Бегун, П.И. Прикладная механика [Электронный ресурс]: учебник/ Бегун П.И., Кормилицын О.П. - СПб.: Политехника, 2016. - 464 с. - ЭБС «IPRbooks» - Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/59485.html>
3. Борисенко, Л.А. Теория механизмов, машин и манипуляторов: учебное пособие / Л.А. Борисенко. - М.: ИНФРА-М; Мн.: Новое знание, 2013. - 285 с. - ЭБС «Znanium. com» - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=369685>

Информационно-телекоммуникационные ресурсы сети «Интернет»

Электронно-библиотечные системы

1. Znanium.com. Базовая коллекция: электронно-библиотечная система. – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog>.
2. IPRBooks. Базовая коллекция: электронно-библиотечная. – Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/586.html>.

Электронные библиотеки

1. Национальная электронная библиотека (НЭБ): федеральная государственная информационная система. - Режим доступа: URL: <https://нэб.рф/>
2. Электронная библиотека: библиотека диссертаций: сайт / Российская государственная библиотека. – Режим доступа: URL: <http://diss.rsl.ru/?lang=ru>.
3. Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/defaultx.asp>.
4. Научная электронная библиотека CYBERLENINKA: Режим доступа – <https://cyberleninka.ru/>
5. Электронный каталог библиотеки ФГБОУ ВО МГТУ – Режим доступа: <http://lib.mkgtu.ru:8004/catalog/fol2>;

Архивы научных журналов

6. В рамках Государственного контракта №07.551.11.4002 консорциум НЭИКОН предоставил читателям ФГБОУ ВО «МГТУ» доступ к архивам научных журналов зарубежных издательств. Доступ открыт со всех компьютеров университетской сети.
7. Cambridge University Press: архивы научных журналов. – Режим доступа URL: <https://archive.neicon.ru/xmlui/handle/123456789/905824/browse?type=source> .
8. Oxford University Press (OUP): архивы научных журналов. – Режим доступа:

URL: <https://archive.neicon.ru/xmlui/handle/123456789/1417890/browse?type=source>.

Сайты и порталы:

1. Образовательный портал ФГБОУ ВО «МГТУ» [Электронный ресурс]:
Режим доступа: <https://mkgtu.ru/>
2. Официальный сайт Правительства Российской Федерации. [Электронный ресурс]: Режим доступа: <http://www.government.ru>
3. Информационно-правовой портал «Гарант» [Электронный ресурс]:
Режим доступа: <http://www.garant.ru/>
4. Единое окно доступа к образовательным ресурсам: Режим доступа:
<http://window.edu.ru/>
5. Официальный сайт Федеральной службы государственной статистики [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gks.ru>. – Заглавие с экрана.
6. Раздел «Транспорт» на официальном сайте Федеральной службы государственной статистики [Электронный ресурс]. – Режим доступа:
http://www.perepis-2020.ru/wps/wcm/connect/rosstat_main/rosstat/ru/statistics/enterprise/transport/
7. Министерство транспорта Российской Федерации [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mintrans.ru/ministry/results/180/documents>. – Заглавие с экрана

НАЧЕРТАТЕЛЬНАЯ ГЕОМЕТРИЯ И ИНЖЕНЕРНАЯ ГРАФИКА

**Методические рекомендации
по организации самостоятельной работы студента**

для направления подготовки
23.03.01 Технология транспортных процессов
(для всех форм обучения)

Составитель: Журавлева Светлана Николаевна