

**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический
университет имени Д.И. Менделеева»**

Новомосковский институт (филиал)

Зимин А.И., Суменков А.Л.

**Теория механизмов и машин
Задания для контрольных работ студентов
заочного обучения**

**Учебно-методическое пособие
для студентов профиля подготовки
«Технологические машины и оборудование»**

**Новомосковск
2022**

УДК 531.8
ББК 34.41

Рецензент:

профессор, доктор технических наук Логачёва В.М.
(НИ (филиал) РХТУ им. Д. И. Менделеева)

Зимин А.И., Суменков А.Л.

Теория механизмов и машин. Задания для контрольных работ студентов заочного обучения. Учебно-методическое пособие для студентов профиля подготовки «Технологические машины и оборудование». Под ред. А.И. Зимина / ФГБОУ ВО «РХТУ им. Д.И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал). Новомосковск, 2022. - 65 с.

Пособие предназначено для самостоятельной работы студентов – выполнения контрольных работ, предусмотренных учебными программами по дисциплине «Теория механизмов и машин». Приведены методические указания по решению задач, содержащихся в контрольных работах.

УДК 531.8
ББК 34.41

© ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева»,
Новомосковский институт (филиал), 2022

От авторов

В предлагаемом учебно – методическом пособии приведены задания для самостоятельного решения студентами заочного отделения при изучении курса «Теория механизмов и машин». Приступать к решению каждой из задач следует после изучения соответствующего раздела курса ТММ, список учебной литературы, которой следует пользоваться, приведен в конце пособия.

ВВЕДЕНИЕ

Ведущую роль в развитии промышленного комплекса играет машиностроение. Современная техника представляет собой сложную систему, насыщенную множеством различных механизмов, для проектирования которых специалист должен обладать системными техническими знаниями, умениями и навыками.

За время своего существования человечеством изобретено, создано и внедрено в производство огромное количество разнообразных механизмов и машин. Разобраться во всем этом многообразии устройств и эффективно применять их на практике можно только в том случае, если создать их стройную терминологию и классификацию, а также разработать теорию анализа и синтеза машин и механизмов.

Теория механизмов и машин – наука, изучающая структуру, кинематику и динамику механизмов и машин. Дисциплина «Теория механизмов и машин» является составной частью комплексной общеинженерной подготовки студентов технических направлений и содержит три основных раздела:

- структура – раздел, изучающий методы и алгоритмы анализа и синтеза структуры механизмов и машин;
- кинематика – раздел, изучающий методы и алгоритмы анализа закономерностей изменения кинематических параметров механизмов и машин;
- динамика – раздел, изучающий методы и алгоритмы анализа динамических процессов, протекающих в механизмах и машинах под действием приложенных к ним силовых факторов в функции времени.

Основные задачи дисциплины ТММ:

- изучение общих методов исследования (анализа) и проектирования (синтеза) механизмов и машин;
- изучение общих принципов взаимодействия механизмов в машине;
- получение навыков системного подхода к анализу и синтезу технических систем.

Возникновение ТММ как науки связано с развитием промышленности и машиностроения, однако корни ее уходят вглубь столетий. Механизмы применяли еще в древности. Еще до нашей эры был описан ряд механизмов. Так, древнегреческий философ Аристотель (384–322 гг. до н. э.) в работе «Механические проблемы» описал кривошип, колесо, рычаг, весы, зубчатые колеса, полиспаст.

Древнегреческий механик Ктесибий, считающийся «отцом пневматики» (140 г. до н. э.), построил поршневой пожарный насос,

водяные часы и др. В это же время были созданы водяные и ветровые двигатели.

В эпоху средневековья некоторая часть технических достижений древности была утеряна и забыта. В период возрождения вновь наблюдается интерес к технике. В литературе этой эпохи встречаются механизмы с гибкими связями, винтовые и другие механизмы.

Леонардо да Винчи (1452–1519 гг.) создал много механизмов и машин (ткацкие станки, печатные машины и др.). Итальянский физик, механик и астроном Галилео Галилей разработал основы современной механики.

Во Франции в 1771 г. Шарль Огюст Кулон опубликовал «Теорию простых машин», а в 1794 г. Гаспар Монж основал Парижскую политехническую школу, ставшую крупнейшим центром науки о машинах. По его предложению в этой школе был введен «Курс построения машин», в котором уточнялась терминология и делалась попытка провести классификацию машин.

Основателем русской школы ТММ считается П. Л. Чебышев (1821–1894 гг.). Он является автором нового направления в развитии науки о машинах и механизмах, в котором им была предпринята попытка установления математических зависимостей для исследования структуры механизмов. В дальнейшем это направление успешно развивали И. И. Артоболевский, Л. В. Ассур, Р. Виллис, В. В. Добровольский, С. Н. Кожевников, Л. Н. Решетов, А. П. Малышев, П. О. Сомов и др. Большой вклад в науку внес В. П. Горячкин (1868–1935 гг.). Именно он стал создателем новой дисциплины – земледельческой механики. Его по праву можно считать основоположником в области теории и расчета машин.

Основные понятия и определения

Прежде чем рассматривать вопросы структуры механизмов и их классификацию, рассмотрим ключевые понятия и определения, встречающиеся в курсе теории механизмов и машин.

Машина – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения труда человека. Машина обязательно должна совершать полезную работу.

Все существующие машины можно разделить на четыре вида.

1. Энергетические машины – машины, получающие и преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида (двигатели, генераторы).

Двигатели – энергетические машины, преобразующие любой вид энергии в механическую энергию (например, электродвигатели преобразуют электрическую энергию, двигатели внутреннего сгорания преобразуют энергию расширения газов при сгорании в цилиндре).

Генераторы – энергетические машины, преобразующие механическую энергию в энергию другого вида (например, электрогенератор преобразует механическую энергию паровой или гидравлической турбины в электрическую энергию).

2. Рабочие машины – машины, выполняющие основную технологическую функцию и использующие энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию объектов или материалов. К рабочим машинам относятся транспортные и технологические.

Транспортные машины – рабочие машины, использующие механическую энергию для изменения положения объектов или материалов (автомобили, транспортеры и т. д.).

Технологические машины – рабочие машины, использующие механическую энергию для преобразования формы, свойств, размеров и состояния объектов или материалов (станки, компрессоры и т. д.).

3. Информационные машины – машины, выполняющие вычислительные операции и предназначенные для обработки и преобразования информации (компьютеры, калькуляторы и т. д.).

4. Кибернетические машины – машины, оснащенные системами управления и искусственным интеллектом для управления машинами других видов (роботы, манипуляторы, автоматы).

Механизм – механическая система, предназначенная для передачи и преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел. Механизм не совершает полезной работы. Он предназначен только для осуществления требуемых законов движения их звеньев.

Механизмы должны удовлетворять требованиям, заданным в техническом задании на их проектирование, соответствие которым определяет качество механизмов. Качество структуры механизма определяется простотой конструкции, технологичностью звеньев, экономичностью, надежностью, долговечностью, габаритами и массой.

Любой механизм состоит из отдельных твердых тел – звеньев.

Звено механизма – одно или несколько жестко связанных твердых тел, соединенных между собой неподвижно и движущихся как единое целое. Все неподвижные детали механизма образуют одну жесткую неподвижную систему тел, называемую неподвижным звеном или стойкой (например, корпус двигателя или редуктора).

Звенья механизма входят в соединения между собой так, что всегда имеет место движение одного звена относительно другого.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется кинематической парой (КП).

Поверхности, линии, точки звена, по которым оно может соприкаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называют элементами звена.

Совокупность звеньев, образующих между собой кинематические пары, называют кинематической цепью.

Таким образом, любой механизм состоит из подвижных звеньев, стойки и кинематических пар, образующих кинематические цепи.

Изучение механизмов и машин осуществляется с помощью заменяющих образов или моделей.

Модель – некоторый образ какого-либо объекта или явления, адекватно отражающий его свойства. Модели механизмов или машин используются в качестве их заместителей или заменителей в научных или иных целях.

В зависимости от целей и задач выполняемого вида анализа или синтеза модели механизмов и машин подразделяются:

- по форме представления – физические и математические;
- методу анализа – графические, численные (или аналитические), графоаналитические, энергетические, кинетостатические, динамические и экспериментальные.

Модель любого механизма или машины составляется по критериям подобия, формулируемым в зависимости от принятых допущений, основными из которых являются следующие:

- все звенья механизмов и машин являются абсолютно твердыми и жесткими, т. е. не подвержены деформациям никакого рода;
- контактирующие поверхности звеньев являются абсолютно гладкими, что позволяет при расчетах пренебрегать силами трения и не учитывать свойства материалов, из которых изготовлены звенья;
- все механизмы предназначены только для преобразования движения и силовых факторов. Это допущение позволяет проводить анализ и синтез механизмов и машин без учета реальных условий их эксплуатации.

Принятые допущения дают возможность существенно упростить анализ и синтез механизмов и машин на начальном этапе.

В зависимости от требуемой точности получаемых результатов количество критериев или допущений может изменяться.

Наиболее распространенным видом моделей технических систем является схемный образ, или схема. Для одного и того же механизма

или машины различают функциональную, структурную, геометрическую, кинематическую и динамическую схемы.

Классификация звеньев механизма

Какой бы сложной ни была машина (механизм), она состоит только из звеньев и кинематических пар. По конструктивному исполнению звенья бывают простые и сложные.

Простое звено (одно- или двухвершинное) – звено, входящее в состав двух и более кинематических пар, через геометрические центры которых возможно провести только одну прямую. К простым звеньям относятся звенья, которые на модели можно представить в виде стержня, точечного звена, стержня с промежуточным шарниром, а также зубчатые или гладкие колеса, кулачки. Простые звенья на схемах механизмов изображают в виде линий или кривых.

Сложное, или составное, звено (трех- и более вершинное) – это звено, входящее в состав трех и более кинематических пар, через геометрические центры которых можно провести более одной прямой.

Сложные, или составные, звенья обозначаются в виде замкнутых и незамкнутых геометрических фигур. Замкнутые геометрические фигуры, изображающие сложные, или составные, звенья, заштриховываются.

В большинстве случаев сложные, или составные, звенья вводятся в состав механизма с целью увеличения жесткости или для реализации сложной структуры механизма. Разделение звеньев механизмов на сложные и простые несовершенно, так как не оказывает влияния на анализ и синтез механизмов. Более актуально разделение звеньев механизмов по числу конечных элементов (вершин) звена, которыми оно присоединяется к другим звеньям механизма и входит в состав кинематических пар.

По кинематическому состоянию звенья механизма могут быть подвижными и неподвижными относительно выбранной системы координат. Неподвижное звено называется стойкой.

В схемах механизмов все неподвижные элементы относятся к стойке, которая обозначается «0» и помечается штриховкой под углом 45°. За стойку принимают то звено, относительно которого производится изучение законов движения всех звеньев механизма. Стойка в составе механизма всегда одна, однако в составе схемы она может быть представлена несколькими элементами: шарнирно неподвижными опорами и направляющими ползунов, т. е. присоединений к стойке может быть сколько угодно.

По преобразованию движения и силовых факторов звено может быть ведущим, ведомым и соединительным (промежуточным); входным и выходным, начальным.

Ведущее (движущее) звено – звено, для которого в данный момент времени сумма элементарных работ приложенных к нему внешних сил является положительной.

Ведущее звено приводит в движение весь механизм. На разных этапах работы ведущим звеном могут быть разные звенья. Так, например, на фазе сгорания топлива в двигателе внутреннего сгорания (фаза расширения газов) ведущим звеном будет поршень, а на фазе всасывания (фаза сжатия газов) – кривошип, который обычно жестко связан с маховиком.

Ведомое звено – звено, для которого в данный момент времени сумма элементарных работ приложенных к нему внешних сил является отрицательной или равной нулю.

Все остальные звенья механизма называются соединительными (промежуточными).

Звено, движение которого преобразуется в заданные движения других звеньев, называется входным звеном.

Выходное звено – звено механизма, которое совершает требуемое движение, т. е. движение, для которого и был создан механизм.

Правила оформления контрольных работ

Студенты направления подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» в 5 семестре выполняют 2 контрольные работы по теории механизмов и машин, состоящие из 4 задач. Для решения каждой из задач необходимо изучить соответствующий раздел курса ТММ, список рекомендованной литературы приведен ниже.

Номер задания каждым студентом выбирается по последней цифре его личного шифра (номера зачетной книжки), а вариант числовых значений в каждой задаче – по предпоследней цифре шифра.

Контрольная работа выполняется на листах формата А4, с одной стороны листа, поля по 2 сантиметра с каждой стороны. Рисунки и схемы должны быть выполнены карандашом с помощью чертежного инструмента, либо на компьютере. Решение задач должно содержать пояснения, написанные аккуратно ручкой, либо на компьютере.

Ниже приведен пример оформления титульного листа.

**ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева»**

Новомосковский институт

Кафедра «Оборудование химических производств»

Контрольные работы по дисциплине

«Теория механизмов и машин»

Выполнил студент группы _____

(ФИО) _____

Шифр (вариант) _____

Преподаватель

Зимин А.И.

Оценка:

Новомосковск 2023 год

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 1

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

Контрольная работа состоит из двух задач, в первой проводится структурный анализ схемы пространственного механизма манипулятора промышленного робота, во второй - определяется передаточное отношение сложного зубчатого механизма.

Вариант контрольной работы выбирается по последней цифре шифра студента, а вариант числовых значения определяется предпоследней цифрой шифра.

Вариант 0

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 1)

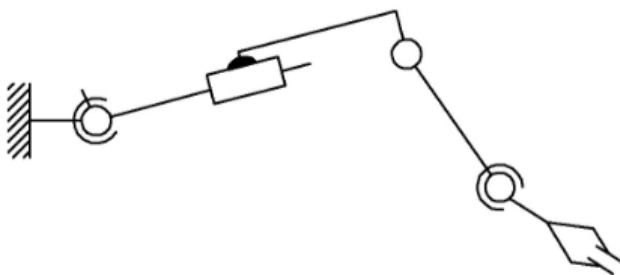


Рис. 1.

Задача 2. В четырехскоростной планетарной коробке передач (см. рис. 2, табл. 1) при первой передаче включаются тормоза T_1 и T_2 , при второй – тормоз T_1 и муфта M_2 , при третьей – тормоз T_2 и муфта M_1 , при четвертой – муфты M_1 и M_2 . Определить значения передаточных отношений при различных передачах и частоты вращения вала H_2 , если

заданы числа зубьев колес z_1, z_3, z_4, z_6 и частота вращения входного вала I .

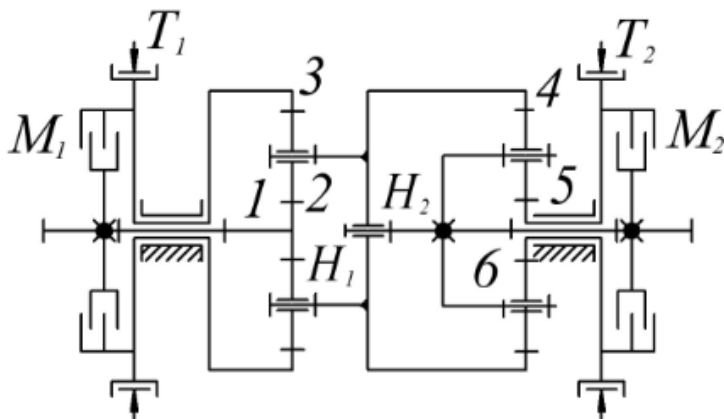


Рис. 2.

Таблица 1

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15
z_3	91	96	78	85	70	75	66	65	64	65
z_4	90	96	80	84	63	64	58	59	60	61
z_6	46	48	42	40	35	32	28	29	30	27
n_1 , об/мин	280	300	290	310	250	300	270	280	300	320
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Вариант 1

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора робота (см. рис. 3) определить число степеней свободы и маневренность.

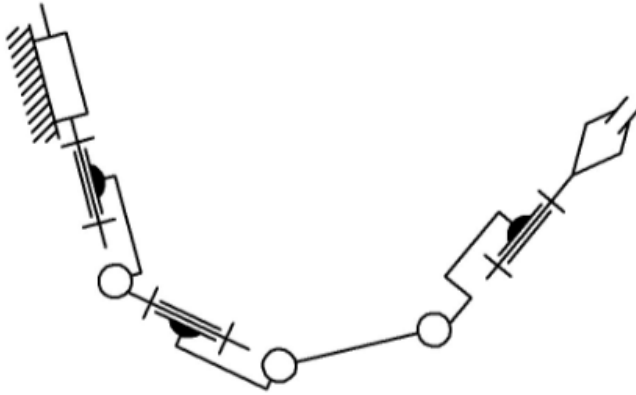


Рис. 3.

Задача 2. Для механизма замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (см. рис. 4, табл. 2) определить передаточное отношение от входного вала 1 к валу подвижного корпуса-барабана 5 и частоту вращения барабана. Известны числа зубьев колес $z_1 = z_2' = z_3'$, $z_2 = z_4$ и частота вращения вала 1. При решении задачи учесть условия соосности механизма, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

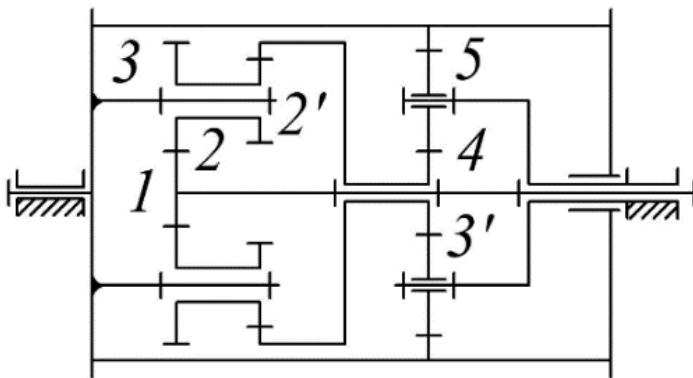


Рис. 4.

Таблица 2

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	10	11	12	13	14	13	12	11	10	14
z_2	26	33	30	28	32	30	35	32	28	35
n_1 , об/мин	150	160	170	180	190	200	180	170	160	150
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Вариант 2

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 5)

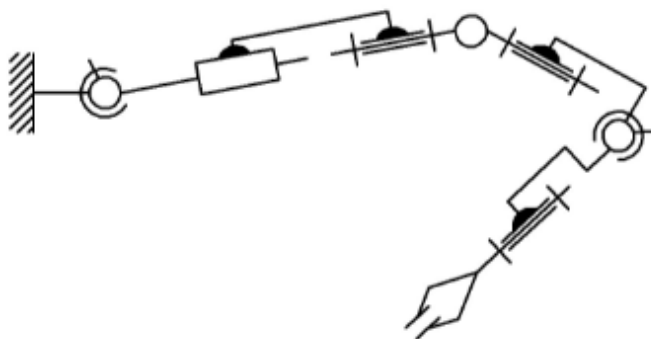


Рис. 5.

Задача 2. В двухскоростной планетарной коробке передач (см. рис. 6, табл. 3) определить передаточные отношения от колеса 1 к колесу 6 и скорости вращения колеса 6: а) при заторможенном водиле H_1 (первая передача); б) при заторможенном водиле H_2 (вторая передача). Известны числа зубьев колес z_1, z_2, z_4, z_5 и скорость вращения ω_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

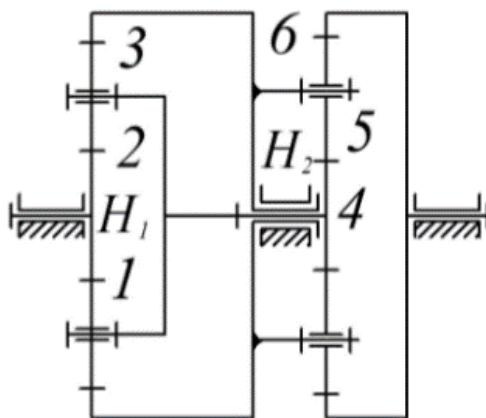


Рис. 6.

Таблица 3

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	17	20	17	21	17	18	20	17	18	17
z_2	29	40	32	40	36	36	42	42	38	43
z_4	24	17	18	17	18	20	17	18	17	18
z_5	36	28	42	34	37	45	38	39	45	40
ω_1 , рад/с	70	90	150	300	150	90	70	90	150	300

Задача 2. В замкнутом дифференциальном зубчатом соосном редукторе (см. рис. 8, табл. 4) определить передаточное отношение от входного вала 1 к валу подвижного корпуса-барабана 3 и скорость вращения барабана. Известны числа зубьев колес $z_1 = z_2' = z_5$, $z_2 = z_4$ и скорость вращения вала 1. Для определения незadanных чисел зубьев воспользоваться условиями соосности редуктора, считая, что колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

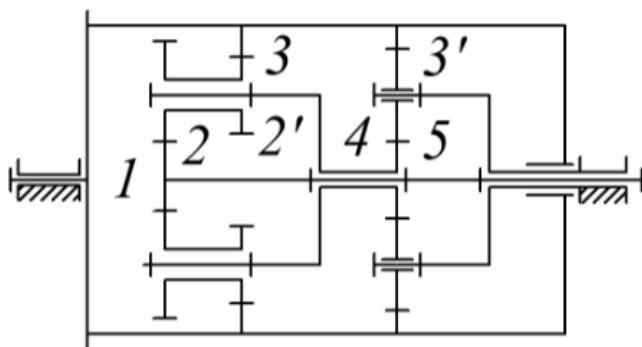


Рис. 8.

Таблица 4

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	10	11	12	13	14	13	12	13	14	10
z_2	28	32	35	30	35	28	30	28	32	26
ω_1 , рад/с	15	16	17	18	19	20	18	17	16	15
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Вариант 4

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 9)

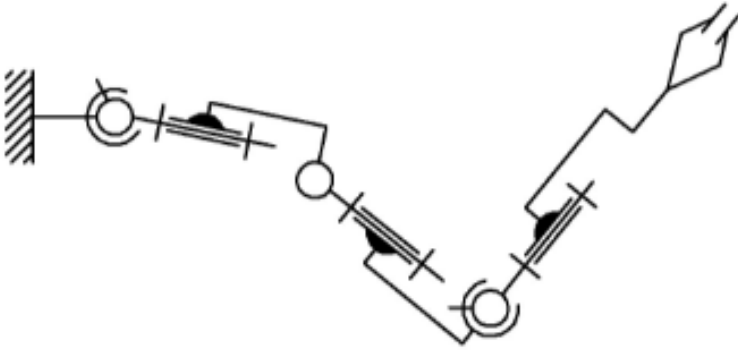


Рис. 9.

Задача 2. В механизме замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (см. рис. 10, табл. 5) определить передаточное отношение от входного вала 1 к валу подвижного корпуса-барабана 5 и частоту вращения барабана, если заданы числа зубьев колес $z_1 = z_2' = z_3'$, $z_2 = z_3 = z_4$ и частота вращения вала 1. При решении задачи учесть условия соосности механизма, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

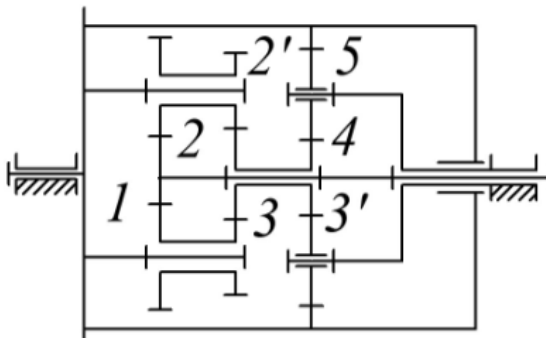


Рис. 10.

Таблица 5

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	10	11	12	13	14	15	15	14	13	12
z_2	30	33	36	39	38	40	35	40	36	34
n_1 , об/мин	150	160	170	180	200	190	180	170	160	150
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Вариант 5

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора робота (см. рис. 11) определить число степеней свободы и маневренность.

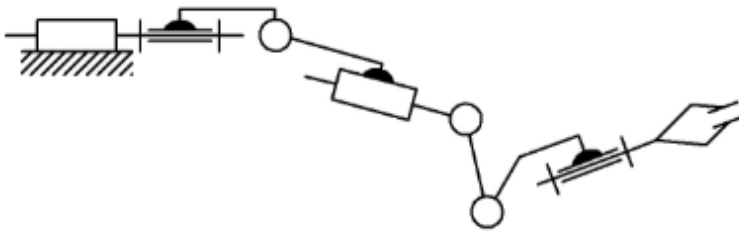


Рис. 11.

Задача 2. В двухскоростной планетарной коробке передач (см. рис. 12, табл. 6) определить передаточные отношения от колеса 1 к водилу H_2 и частоты вращения водила H_2 : а) при заторможенном водиле H_1 (первая передача); б) при заторможенном колесе 3' (вторая передача). Известны числа зубьев колес z_1, z_2, z_3, z_4 и частота вращения

n_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

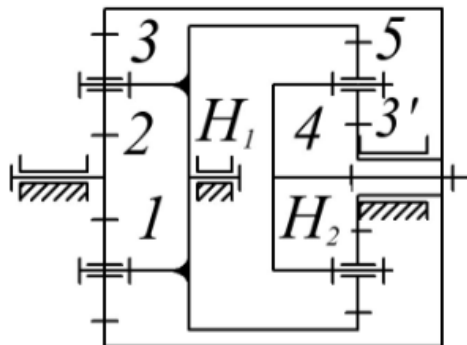


Рис. 12.

Таблица 6

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	20	17	18	20	18	17	17	24	17	18
z_2	45	30	39	42	38	34	36	36	45	40
$z_{3'}$	17	18	17	18	17	18	18	18	18	17
z_4	45	29	38	42	36	33	36	37	42	39
n_1 , об/мин	150 0	90 0	70 0	140 0	280 0	90 0	70 0	90 0	150 0	280 0

Вариант 6

Задача 1. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (см. рис. 13).

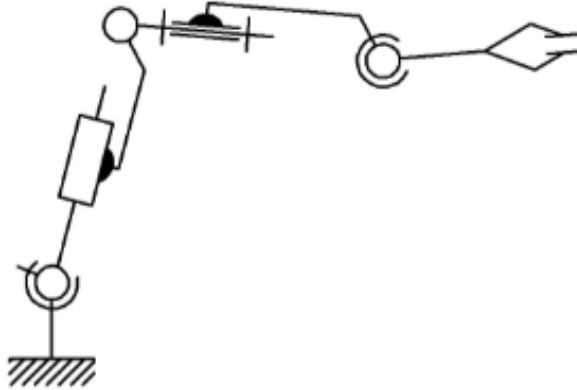


Рис. 13.

Задача 2. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (см. рис. 14, табл. 7) определить передаточное отношение от входящего вала 1 к выходному барабану 3 и скорость вращения барабана, если заданы числа зубьев колес $z_1 = z_2' = z_5$, $z_2 = z_4$ и скорость вращения вала 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

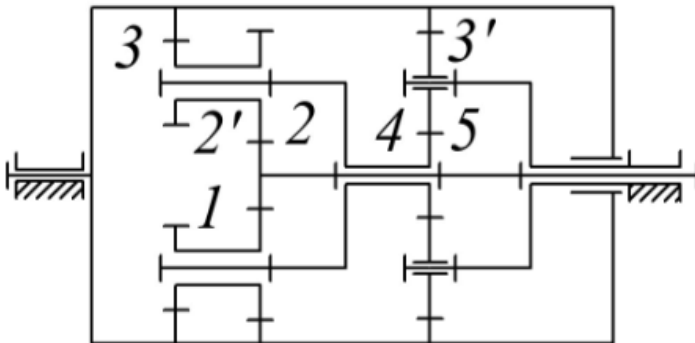


Рис. 14.

Задача 2. Коробка передач (см. рис. 16, табл. 8) с помощью устройств управления (T и M) может преобразовываться в планетарный дифференциальный механизм. Определить передаточное отношения от входного колеса 1 к водилу H и частоту вращения водила n_H : а) при включенном тормозе T и выключенной муфте M ; б) при включенной муфте M и выключенном тормозе T .

Найти также частоту вращения водила по заданной частоте вращения колес 1 и 3 при выключенных T и M . При решении задачи число зубьев колеса 1 определить из условия соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента.

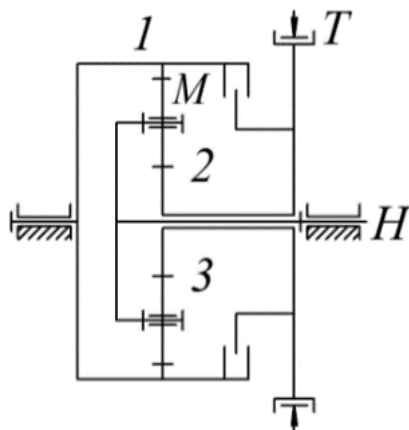


Рис. 16.

Таблица 8

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_2	11	20	16	11	17	12	15	14	19	21
z_3	12	15	14	18	16	21	14	28	17	30
n_1 , об/мин	10 0	15 0	120 0	200 0	600	30 0	800	250 0	40 0	100 0
n_3 , об/мин	30 0	40 0	800	600	100 0	70 0	180 0	500	40 0	900

A schematic diagram of a mechanism. It starts with a fixed support (hatched area) connected to a revolute joint (circle). This joint is connected to a slider joint (rectangle with a T-shaped cross-section) that moves vertically along a guide. The slider is connected to another revolute joint, which is then connected to a third revolute joint. This third joint is connected to a slider joint that moves horizontally along a guide. Finally, this slider is connected to a revolute joint that is part of a handle or lever.

Задача 2. Коробка передач (см. рис. 18; табл. 9) с помощью устройств управления (T и M) может преобразовываться в планетарный или дифференциальный механизм. Определить передаточное отношение от колеса 1 к водилу H и скорость вращения водила ω_H : а) при включенном тормозе T и выключенной муфте M ; б) при включенной муфте M и выключенном тормозе T .

Определить также скорость вращения водила ω_H по заданной скорости вращения колес 1 и 3 при выключенных T и M . Необходимое для решения задачи значение числа зубьев колеса 3 (z_3) определить из условий соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента.

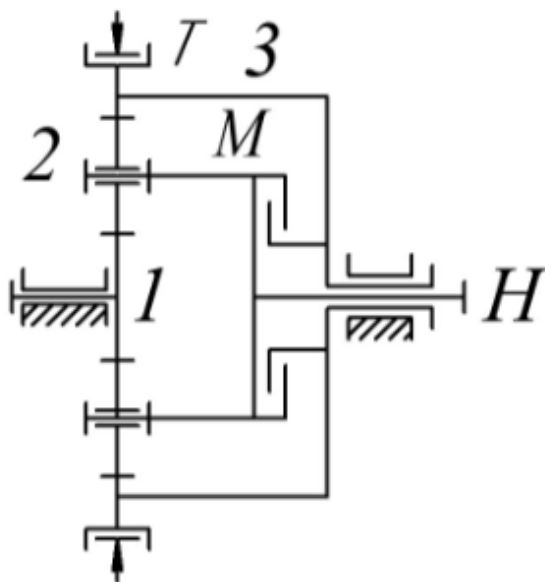


Рис. 18.

Таблица 9

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	24	15	22	18	14	20	17	11	13	21
z_2	40	24	30	25	16	28	30	18	22	15
ω_1 , рад/с	20	110	40	60	200	80	150	70	130	160
ω_3 , рад/с	50	60	70	100	90	20	40	110	80	120

Вариант 9

Задача 1. Для пространственного механизма манипулятора робота (см. рис. 19) определить число степеней свободы и маневренность.

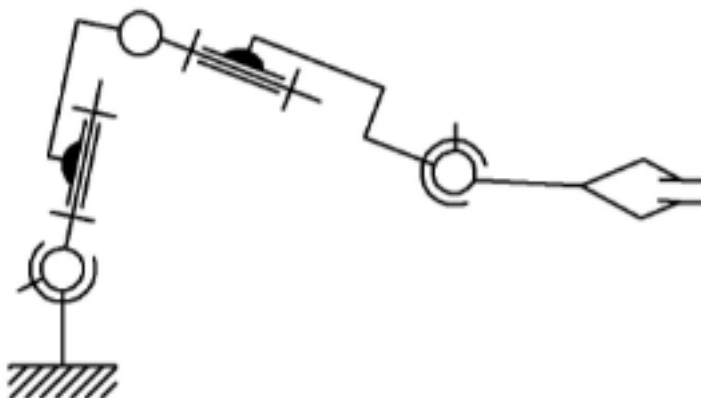


Рис. 19.

Задача 2. Для сдвоенного планетарного механизма с плавающим водилом H (см. рис. 20, табл. 10) определить передаточное отношение колеса 1 к колесу 4 и частоту вращения колеса 4. Известны числа зубьев колес z_1, z_2, z_2' и частота вращения n_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определить из условий соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а модули колес одинаковы.

УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПЕРВОЙ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

При структурном анализе схемы пространственного механизма манипулятора промышленного робота с несколькими степенями свободы в первой задаче каждого варианта следует указать стойку и подвижные звенья, которые можно обозначить арабскими цифрами, установить виды кинематических пар и обозначить все пары римскими цифрами. Число степеней свободы манипулятора определяется по формуле для пространственных механизмов. Под маневренностью манипулятора понимается его число степеней свободы при неподвижном захвате.

Во второй задаче работы рассматриваются планетарные, дифференциальные или замкнутые дифференциальные механизмы. При анализе коробки передач, представляющей собой зубчатый механизм с несколькими степенями свободы, надо составить схемы передачи движения от входного вала к выходному для каждой передачи и определить соответствующие передаточные отношения.

Анализ замкнутого дифференциального механизма целесообразно начать с выяснения его структуры. Следует выделить в механизме дифференциальную часть (сателлит, водило, центральные колеса) и замыкающую зубчатую передачу. Затем составляется соотношение, связывающее скорости звеньев дифференциальной части механизма и соотношение для скорости замыкающей передачи. Из этих соотношений можно получить выражение для искомого передаточного отношения замкнутого дифференциального механизма. При графическом определении передаточного отношения используется план скоростей зубчатого механизма.

Для определения передаточного отношения дифференциального механизма с двумя заблокированными звеньями также следует воспользоваться соотношением, связывающим скорости его звеньев.

Условия задач, пояснения к решениям, необходимые уравнения и расчеты приводятся в пояснительной записке. В ней указывается и литература, использованная при выполнении работы, в том числе методические указания и задания.

Все графические построения выполняются на стандартных листах чертежной или миллиметровой бумаги с соблюдением правил машиностроительного черчения и вклеиваются в записку.

Выполненная контрольная работа должна быть выслана в институт на рецензирование. Работа, оформленная небрежно и без соблюдения предъявляемых к ней требований, не рассматривается и не зачитывается.

Прошедшие рецензирование и зачтенные контрольные работы студент обязан предъявить на экзамене для собеседования. Без контрольных работ студент к экзамену не допускается.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 2

ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Контрольная работа состоит из двух задач, в первой исследуется движение механизма под действием приложенных сил, во второй – проводятся расчеты, связанные с анализом колебаний механизмов и защитой машин от вибраций.

Вариант заданий выбирается по последней цифре шифра студента, а вариант числовых значений определяется предпоследней цифрой шифра.

Вариант 0

Задача 1. В пружинном механизме (см. рис. 21, табл. 11) с возвратно-поступательным движением исполнительного органа рабочий ход $S_{\max}$ осуществляется силой F пружины, а обратный - специальным механизмом. Сила пружины, перемещающая ползун массой m , задается зависимостью $F = F_0 (1 - s / S_{\max})$, где F_0 - начальная сила сжатой пружины; s - текущее перемещение ползуна. Движение начинается из состояния покоя ($s = 0, \frac{ds}{dt} = 0$). Силами сопротивления пренебречь. Определить начальную силу пружины F_0 , обеспечивающую заданное время срабатывания механизма t_c .

Указание. Из уравнения кинетической энергии определить в общем виде выражение для скорости ползуна, а из него получить зависимость времени срабатывания от параметров механизма. Из последнего соотношения определить F_0 .

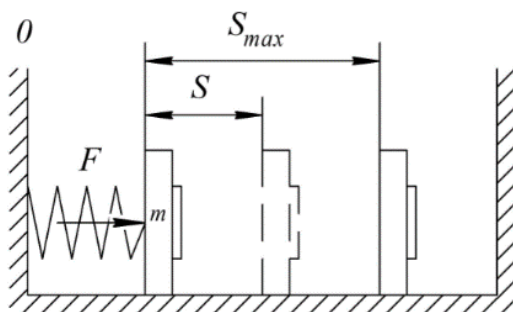


Рис. 21.

Таблица 11

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m , кг	0,1	0,1 5	0,2	0,2 5	0, 1	0,1 5	0, 2	0,2 5	0, 1	0, 5
$S_{\max}$, мм	10 0	50	10 0	50	50	100	50	100	25	50
t_c , с	1	0,5	1	1,5	0, 5	1	2	0,5	0, 5	1

Задача 2. Профиль кулачка (см. рис. 22, табл. 12) спроектирован из условия движения толкателя с законом постоянного ускорения при равенстве времени движения толкателя с ускорением и замедлением. Найти зависимость перемещения толкателя от времени с учетом его жесткости C , если масса толкателя, которую следует считать сосредоточенной в верхнем конце толкателя, равна m , ход толкателя $y_{\max}$, модуль ускорения толкателя $|\ddot{s}| = a$. Построить графики перемещения толкателя без учета и с учетом сжимаемости толкателя (для наглядности графики совместить).

Указание. Для решения задачи составить дифференциальное уравнение движения толкателя, которое затем преобразовать, взяв в качестве обобщенной координаты разность координат верхнего y и нижнего s концов толкателя. Преобразованное уравнение имеет вид:

$$\ddot{x} + \lambda^2 x = Q,$$

а его решение

$$x = C_1 + C_2 \sin \lambda t + C_3 \cos \lambda t.$$

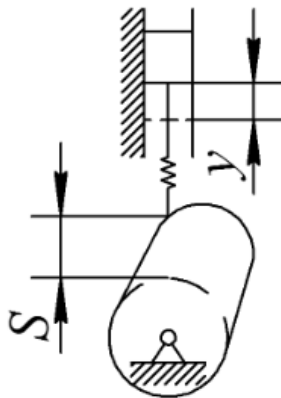


Рис. 22.

Таблица 12

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$a, \text{ м/с}^2$	1,6	2,0	2,4	1,44	0,8	0,7	0,36	0,11	0,16	0,72
$y_{\text{макс}}, \text{ м}$	0,2	0,25	0,3	0,18	0,4	0,35	0,18	0,22	0,32	0,38
$m, \text{ кг}$	20	10	25	15	50	28	32	100	80	40
$C, \text{ кН/м}$	50	25	63	38	32	17	20	16	12	25

Вариант 1

Задача 1. Рабочий ход поршня длинноходового пневмопривода (движение слева направо) включает участки разгона и торможения (см. рис. 23, табл. 13). При разгоне из состояния покоя давление в левой полости пневмоцилиндра равно p_m а в правой — атмосферному

давлению ($p_a = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$). Путь разгона S_p . С начала участка торможения левая полость соединяется с атмосферой, а в правой полости давление поддерживается равным p_m . Решая дифференциальное уравнение движения поршня для обоих участков, определить время разгона, а также время и путь торможения. Рассчитать и построить графики перемещения, скорости и ускорения поршня от времени для рабочего хода поршня.

Масса подвижных деталей m , диаметры поршня и штока D_n , и $D_{ш}$. Сила сопротивления движению поршня F_c .

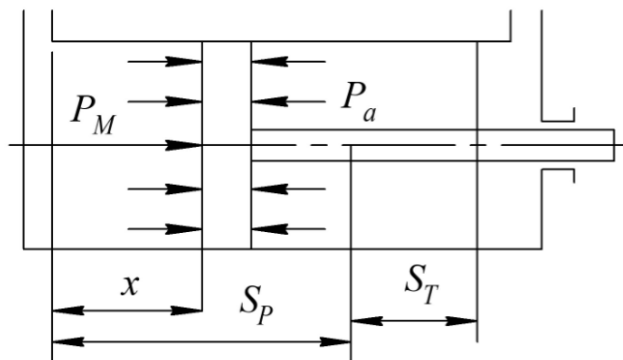


Рис. 23.

Таблица 13

Параметры	Варианты числовых значений								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
m , кг	1000	700	700	600	500	400	450	550	650
S_p , м	10	8	6	5	7	9	8	6	10
p_m , МПа	0,5	0,45	0,4	0,4	0,45	0,4	0,5	0,4	0,4
F_c , Н	8000	6000	14000	15000	12000	12000	4500	5500	10000
$D_n=2D_{ш}$, м	0,2	0,2	0,25	0,25	0,2	0,2	0,15	0,15	0,25

Задача 2. Вибрационный грохот 1 для просеивания сыпучих материалов подвешен на пружинах 2 к кривошипному (эксцентриковому) валу 3 механизма качания грохота. Вес грохота G , жесткость пружин C .

При вращении кривошипного вала верхние концы пружин A совершают вертикальные гармонические колебания по закону $y_A = h \sin \omega t$, а грохот — вынужденные вертикальные колебания, обеспечивающие встряхивание и просеивание через него материалов.

Найти закон (составить дифференциальное уравнение) движения грохота, если сила сопротивления движению пропорциональна его скорости с коэффициентом пропорциональности β ; построить график $y = y(t)$ перемещения y грохота в зависимости от времени, определить коэффициент динамичности грохота по перемещениям и максимальную реакцию (усилие растяжения) пружин, соответствующую резонансу (см. рис. 24, табл. 14).

Указания. За обобщенную координату принять вертикальное перемещение грохота y от неподвижной оси кривошипного вала 3 и ось y направить вниз. Тогда дифференциальное уравнение движения грохота будет иметь вид

$$m\ddot{y} = G - C\Delta l - \beta\dot{y},$$

где m — масса грохота; Δl — удлинение пружины; $C\Delta l$ — проекция на ось y реакции пружин; $\Delta l = y - y_A - l_0$, где l_0 — длина пружин в свободном состоянии без нагрузки.

После подстановок дифференциальное уравнение имеет вид

$$m\ddot{y} = G - Cy + CH \sin \omega t + Cl_0 - \beta\dot{y}.$$

Далее следует выполнить замену переменной, приняв $y = y_1 + a$, где постоянная $a = l_0 + \frac{G}{C}$, и привести уравнение к виду

$$\ddot{y}_1 = 2\nu\dot{y}_1 + \lambda^2 y_1 = K_1 \sin \omega t.$$

Решая это уравнение при начальных условиях $t = 0$; $y_1 = 0$; $\dot{y}_1 = 0$, определить коэффициент динамичности по перемещениям.

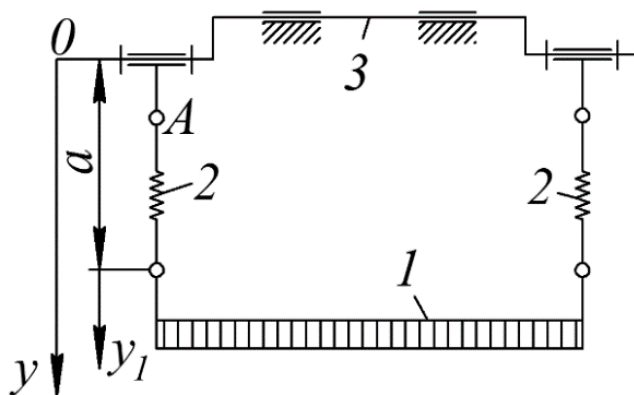


Таблица 14

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G, Н$	300 0	290 0	260 0	275 0	283 0	322 0	340 0	360 0	368 0	400 0
$C, мН/м$	3	3,1	2,8	2,9	3,2	2,6 8	3,2 4	4,0	3,8	3,9
$\omega, рад/с$	80	92	94	106	86	95	87	72	65	68
$\beta, кг/с$	300 0	282 0	310 0	292 5	314 0	260 0	322 0	280 0	275 0	264 0
$H, мм$	2	1,8	2,1	1,9	2,2	1,8 5	2,3	2,4	2,3 5	2,4 2

Вариант 2

Задача 1. Машинный агрегат (см. рис. 25, табл. 15) состоит из двигателя 1, рабочей машины 2, зубчатого редуктора 3 и маховика 4. Момент, развиваемый двигателем, определяется соотношением

$$M_{\text{л}} = a - b\omega.$$

Технологический цикл рабочей машины состоит из рабочего и холостого ходов, продолжительность которых соответственно t_p и t_d .

Моменты сопротивления, приложенные к валу машины при рабочем и холостом ходах, равны M_p и M_d . Передаточное отношение редуктора равно u_{12} . Момент инерции вала двигателя J_1 , момент инерции деталей, установленных на валу рабочей машины, J_2 .

За время рабочего хода агрегата угловая скорость вала двигателя уменьшается с $\omega_{\max}$ до $\omega_{\min}$. Колебание угловой скорости вала двигателя при рабочем ходе в заданных пределах обеспечивается установкой маховика 4 с моментом инерции J_m . При холостом ходе угловая скорость вала двигателя возрастает от $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$.

Приведя силы и массы к валу двигателя и решая дифференциальные уравнения движения вала двигателя при рабочем и холостом ходах агрегата, определить J_m и t_d . Рассчитать и построить в масштабе зависимости $\omega(t)$, $M_d(t)$ и $M_c(t)$.

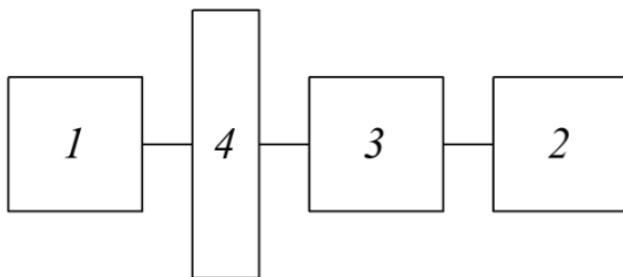


Рис. 25.

Таблица 15

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
M_p , кН·м	1	1,2	1,5	1,6	2,5	3	3	4	4	10
M_d , м	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5	0,8	0,8	2
J_1 , кг·м ²	0,4	0,2	0,1	1	0,3	0,5	0,1	0,2	0,4	1
J_2 , кг·м ²	5	6	5	8	10	10	7,5	8	6,4	16
u_{12}	11	7	16	8	11	6	13	12	9	6
a , кН·м	1	3	2	1,5	5	3	3	6	10	30
b , Н·м·с	10	30	20	10	50	20	20	40	100	200
t_p , с	0,1	0,2	0,4	0,6	0,5	0,5	0,5	0,3	0,2	0,3
$\omega_{\max}$, рад/с	96	98	98	146	99	147	147	148	99	148
$\omega_{\min}$, рад/с	92	92	96	130	94	120	140	135	90	143

Задача 2. На балке, опирающейся через пружины на основание установлен электродвигатель (см. рис. 26, табл. 16). Общий вес балки электродвигателя G . Ротор двигателя массой m статически не сбалансирован; смещение центра масс относительно оси вращения r .

Ротор вращается с постоянной угловой скоростью ω . Из-за неуравновешенности ротора балка с двигателем на пружинах общей жесткостью C совершает вынужденные вертикальные колебания. Сила сопротивления среды пропорциональна скорости колебательного движения с коэффициентом пропорциональности β .

Составить и решить дифференциальное уравнение движения балки с двигателем; определить амплитуду вынужденных (установившихся) колебаний, критическую угловую скорость ротора и вертикальную реакцию пружин, соответствующую резонансу. Построить график $y = y(t)$ изменения координаты y оси ротора двигателя от времени для двух периодов колебаний, принимая за начало координат $y = 0$ положение оси в состоянии, когда пружины не нагружены.

Указания. При составлении дифференциального уравнения движения учесть, что на балку с двигателем действуют следующие силы: 1) вес балки с двигателем G ; 2) вертикальная реакция пружин, пропорциональная их деформации – возрастающая сила $P_B = C \cdot y$; 3) центробежная сила $F_{ц}$.

Дифференциальное уравнение движения имеет вид

$$m_6 \ddot{y} + \beta \dot{y} + Cy = G + F_{ц} \sin \varphi,$$

где: φ – угол поворота неуравновешенного центра масс ротора, $\varphi = \omega \cdot t$; m_6 – масса балки с двигателем; y – координата оси ротора двигателя.

Выполняя замену переменной y на $y_1 = y - \frac{G}{C}$ и обозначая

$$\nu = \frac{\beta}{2m_6}; \lambda^2 = \frac{C}{m_6}; h = \frac{F_{ц}}{m_6},$$

записать дифференциальное уравнение в виде

$$\ddot{y}_1 + 2\nu \dot{y}_1 + \lambda^2 y_1 = h \sin \omega t.$$

Общее решение этого уравнения имеет вид

$$y_1 = Be^{-\nu t} \sin(k_1 t + \alpha) + A \sin(\omega \cdot t + \mu),$$

где $k_1 = \sqrt{\lambda^2 - \nu^2}$; B и α – постоянные, определяемые из начальных условий $t = 0$; $y_1 = 0$; $\dot{y}_1 = 0$.

Коэффициент A представляет собой искомую амплитуду вынужденных колебаний. Определить A по формуле

$$A = \frac{h}{\sqrt{(\lambda^2 - \omega^2)^2 + 4\nu^2\omega^2}}.$$

Критическую угловую скорость ротора и вертикальную реакцию пружин определить для случая равенства частот вынужденных и свободных колебаний. Коэффициент μ определить из соотношения

$$\operatorname{tg} \mu = -\frac{2\nu\omega}{\lambda^2 - \omega^2}.$$

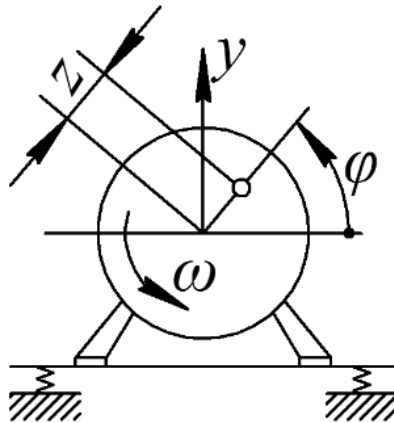


Рис. 26.

Таблица 16

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G, \text{ Н}$	1800	1900	2100	2150	183	1780	2300	2320	1950	2250
$m, \text{ кг}$	100	80	90	110	115	130	125	95	108	120
$r, \text{ м}$	0,01	0,008	0,007	0,011	0,012	0,014	0,013	0,009	0,01	0,015
$\omega, \text{ рад/с}$	30	27	28	34	36	32	36	25	40	38
$C, \text{ мН/м}$	1,8	1,6	1,75	1,82	1,94	2,08	2,12	1,96	2,27	2,15
$\beta, \text{ кг/с}$	100	85	90	92	106	110	115	124	121	118

Вариант 3

Задача 1. Двигатель 1 приводит в движение рабочую машину 2 посредством фрикционной муфты 3 (см. рис. 27, табл. 17). Момент, развиваемый двигателем, зависит от угловой скорости его ротора и изменяется в соответствии с заданной механической характеристикой: $M_d = a - b\omega_t$.

К валу рабочей машины приложен постоянный момент сопротивления M_C . Моменты инерции ведущего и ведомого валов равны соответственно J_1 и J_2 . В момент включения фрикционной муфты ведущий вал имеет угловую скорость ω_{10} , ведомый вал неподвижен. Между ведущей и ведомой частями муфты с момента включения до полного сцепления действуют силы трения, имеющие момент M_{TP} . Силы трения в муфте замедляют движение ведущего вала и ускоряют движение ведомого вала до тех пор, пока скорости этих валов - не сравняются. После этого ведущий и ведомый валы будут двигаться как одно целое.

Решая дифференциальные уравнения движения ведущего и ведомого валов, выявить зависимость их скоростей ω_1 и ω_2 от времени. На одном графике построить функции $\omega_1(t)$ и $\omega_2(t)$ и по нему установить

t_C - время полного сцепления и определить общую скорость валов в момент полного сцепления. Выявить также закон изменения скорости всей системы $\omega_{12}(t)$ после полного сцепления муфты и определить скорость установившегося движения системы. Указанный выше график дополнить построением функции $\omega_{12}(t)$.

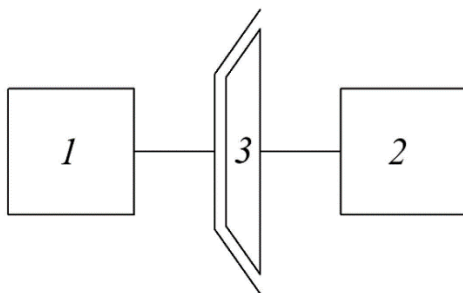


Рис. 27.

Таблица 17

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a , кН·м	2,6	2,1	1,8	1,0	1,7	0,6	0,4	0,2	0,18	0,13
b , кН·м	17	20	18	13	20	3,5	1,3	0,7	1,7	0,9
ω_{10} , рад/с	145	100	90	73	80	160	280	270	90	140
M_{TP} , Н·м	250	200	250	100	150	70	60	20	36	10
M_C , Н·м	200	150	200	70	120	50	40	16	30	7
J_1 , кг·м ²	0,9	2	1	1	0,9	0,3	0,4	0,2	0,5	0,3
J_2 , кг·м ²	2	3	4	3	2,5	0,9	0,6	0,1	0,5	0,2

Задача 2. Исполнительный орган 4 машины (см. рис. 28, табл. 18) приводится в движение с помощью гидродвигателя 1, рейки 2 и зубчатого колеса 3, нарезанного без смещения инструмента. В конце рабочего хода исполнительного органа его торможение производится с помощью гидродвигателя 1 по закону, который можно приближенно считать законом постоянного ускорения. Определить закон движения исполнительного органа с учетом жесткости C вала между зубчатым колесом и исполнительным органом. Момент инерции исполнительного органа J , масса поршня m , диаметр делительной окружности колеса d , скорость движения поршня перед торможением

v_0 , модуль ускорения a . Построить диаграмму $\varphi(t)$, рассчитанную без учета и с учетом жесткости вала.

Указание. Для решения задачи привести момент инерции и жесткость к поршню гидродвигателя. Составить дифференциальное уравнение движения звена привода, учитывая, что силами будут являться сила упругости и сила инерции на поршне гидродвигателя. Закон изменения координаты поршня определить, используя кинематические зависимости. Общий вид полученного уравнения

$$\ddot{x} + \lambda^2 x = A + Bt + Ct^2,$$

а его решение

$$x = C_1 + C_2 t^2 + C_3 \sin \lambda t + C_4 \cos \lambda t.$$

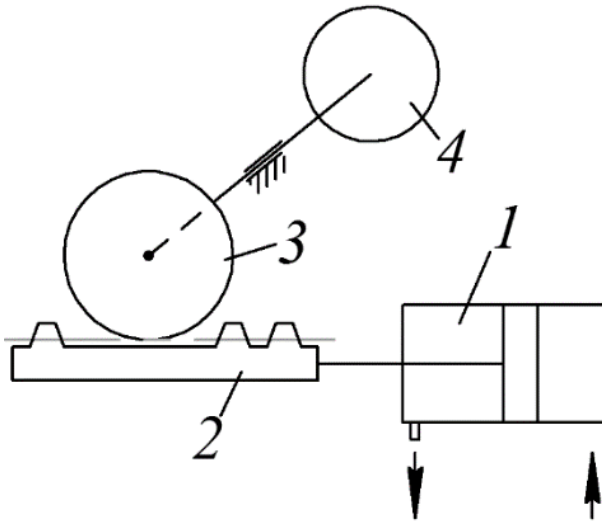


Рис. 28.

Таблица 18

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$J, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	4,0	1,6	4,2	1,0	5,0	2,2	4,6	5,1	1,2	2,6
$m, \text{кг}$	10 0	80	90	10 0	50	80	150	60	100	60
$d, \text{м}$	0,3	0,4 5	0,3 5	0,4	0,3 2	0,4 2	0,2 8	0,3 8	0,4 4	0,4 3
$C, \text{кН}\cdot\text{м/рад}$	10 0	90	110	80	100	90	120	115	95	85
$v_0, \text{м/с}$	0,4	0,5 5	0,2	0,3	0,1 5	0,4 5	0,2 5	0,5	0,3 5	0,6
$a, \text{м/с}^2$	2,0	2,7 5	1,0	1,5	0,7 5	2,2 5	1,2 5	2,5	1,7 5	3,0

Вариант 4

Задача 1. Электродвигатель 1 через редуктор 2 приводит в движение из состояния покоя барабан 3 подъемного механизма (см. рис. 29, табл. 19). Канат 4, укрепленный на барабане и в неподвижной точке O , охватывает подвижный блок 5, к обойме которого на крюке подвешен поднимаемый груз 6 весом Q . В период пуска до достижения номинальной скорости ω_H , момент двигателя $M_d = 1,2M_C$, где M_C - момент от веса груза, приведенный к валу двигателя. По достижении ω_H момент двигателя принимает значение $M_d = M_C$ и подъем груза осуществляется с постоянной скоростью.

Решая дифференциальные уравнения движения вала двигателя, определить время разгона двигателя до ω_H и время подъема груза на высоту h . Рассчитать и построить диаграммы скорости и перемещения груза в зависимости от времени.

Передаточное отношение редуктора u_{12} , диаметр барабана D , моменты инерции барабана и ротора двигателя J_b и J_p . Массой и толщиной каната пренебречь.

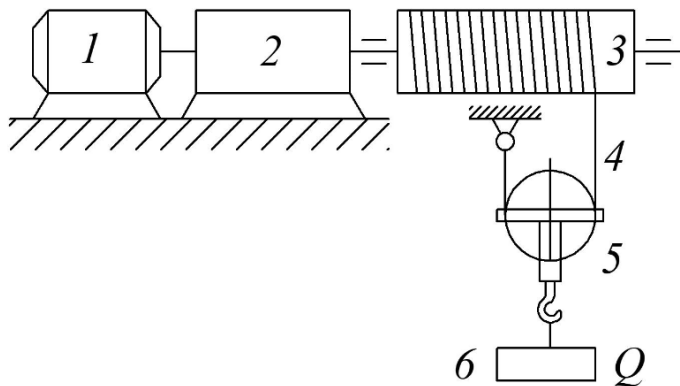


Рис. 29.

Таблица 19

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q , кН	100	50	30	20	10	5	10	20	30	40
D , м	0,5	0,4	0,4	0,3	0,2	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
ω_H , рад/с	140	90	90	130	100	90	150	100	120	80
h , м	25	20	18	15	20	10	15	18	20	15
u_{12}	100	90	80	60	50	25	40	70	60	50
J_6 , кг·м ²	8	5	4	3	2	1	1,5	2,5	3	5
J_p , кг·м ²	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,05	0,08	0,1	0,1	0,2

Задача 2. Пробойник 1 перфоратора (см. рис. 30, табл. 20), которым заканчивается якорь электромагнита, соединен через мембрану с подпружиненным основанием 3. Тяговое усилие, создаваемое электромагнитом 2 и передающееся через мембрану, меняется по гармоническому закону с угловой частотой λ . Для снижения виброактивности перфоратора на основании установлен виброгаситель 4, масса которого m . Составить уравнения движения массы основания и виброгасителя и определить жесткость пружины

виброгасителя из условия, что амплитуда колебаний основания равна нулю.

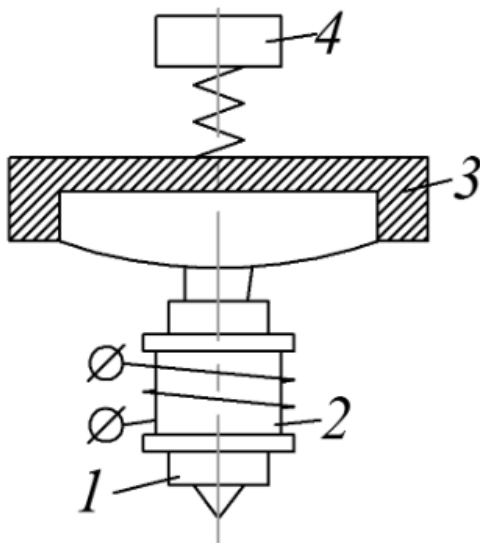


Рис. 30.

Таблица 20

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m , кг	31,4	26,0	41,8	28,5	21,0	26,0	52,0	35,0	24,2	22,4
λ , рад/с	13	8	9	10	11	10	18	14	6	12

Вариант 5

Задача 1. Двигатель из состояния покоя приводит в движение вал рабочей машины (см. рис. 31, табл. 21). Механическая характеристика двигателя состоит из двух прямолинейных участков $M_{д1} = a_1 + b_1\omega$ при $0 \leq \omega \leq \omega_{опр}$ и $M_{д2} = a_2 - b_2\omega$ при $\omega \geq \omega_{опр}$.

Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся частей машины и двигателя J , момент сопротивления на том же валу равен M_C .

Пользуясь дифференциальными уравнениями движения вала двигателя на обоих участках изменения движущего момента, определить зависимость скорости вала двигателя от времени $\omega(t)$. Вычислить скорость установившегося движения вала. Построить в масштабе графики $\omega(t)$ и $M_D(t)$.

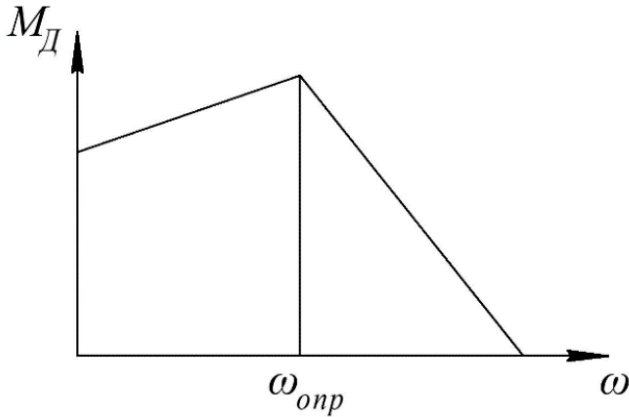


Рис. 31.

Таблица 21

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a_1 , Н·м	96	94	55	45	38	24	13	11	7,5	7
b_1 , Н·м·с	0,56	0,22	0,61	0,56	0,41	0,14	0,4	0,12	0,04	0,02
a_2 , кН·м	2,1	2,6	1,7	1,8	1,0	0,57	0,39	0,18	0,13	0,2
b_2 , Н·м·с	20	17	22	17	13	3,6	1,3	1,7	0,8	0,7
M_C , Н·м	60	67	50	40	35	20	10	10	7	6
J , кг·м ²	12	5	6	5	5	1,2	2	2	1	0,7

Задача 2. Заготовка 1 весом G из состояния покоя по направляющим 2 перемещается крюком 3 механизма передвижения в новое положение.

Механизм состоит из тянущей тележки 4, связанной с крюком канатом 5, представляющим собой упругую связь с жесткостью C . Тележка с момента начала натяжения каната движется с постоянной скоростью v_0 . Сила трения между заготовкой и направляющими изменяется скачкообразно от максимальной силы трения покоя до силы трения скольжения. Коэффициенты трения покоя и скольжения соответственно f_{Π} и f_C .

Составить и решить дифференциальное уравнение движения заготовки с учетом ее колебаний относительно положения статического равновесия и определить коэффициент динамичности нагружения каната по перемещениям (см. рис. 32, табл. 22). Построить график $z_1 = z_1(t)$ зависимости перемещения заготовки z_1 от времени.

Указания. При составлении дифференциального уравнения учесть, что движение заготовки (срыв) начнется, когда сила упругости каната станет равной максимальной силе трения покоя $F_{\Pi} = f_{\Pi} \cdot G$.

После начала движения заготовки сила трения скачком падает до силы трения скольжения $F_C = f_C \cdot G$, что вызывает упругие колебания заготовки. Движущей силой является сила упругости каната

$$F_K = F_{\Pi} - C(z_1 - v_0 t),$$

где z_1 – перемещение заготовки.

Сила трения скольжения F_C является силой сопротивления.

Дифференциальное уравнение движения заготовки имеет вид

$$m\ddot{z}_1 = F_K - F_C,$$

где m – масса заготовки.

Выполняя замену переменной z_1 на z , выразить t через $z_1 = v_0 t - z + z_{\Pi}$, где $z_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{C}$, привести уравнение движения к виду $m\ddot{z} = F_C - Cz$ и решить его при начальных условиях $t = 0$; $z = z_{\Pi}$; $\dot{z} = v_0$.

Коэффициент динамичности K_d определить как отношение амплитуды колебаний заготовки к статическому перемещению (деформации) каната $z_C = \frac{F_C}{C}$ под действием силы F_C трения скольжения.

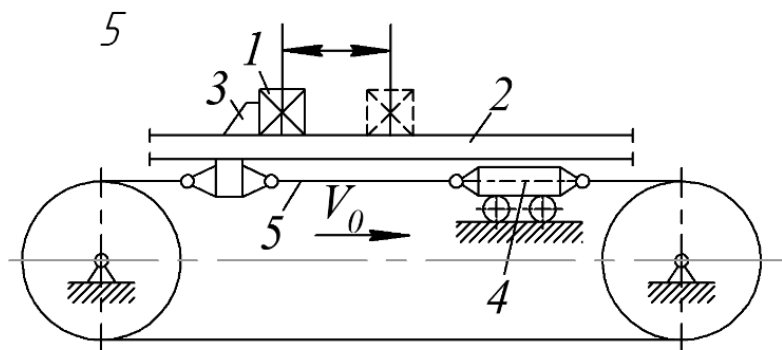


Рис. 32.

Таблица 22

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$G, \text{кН}$	5	4	6	8	9	10	7	3	12	4
$v_0, \text{м/с}$	0,1	0,3 2	0,6 4	0,8 2	0,1 6	0,3 8	0,8 4	0,4 4	0,2 7	0,2 5
$C, \text{кН/м}$	50	42	56	60	62	68	70	40	24	46
$f_{\text{п}}$	0,2	0,2 2	0,1 8	0,1 9	0,2 4	0,1 7	0,2 1	0,2 3	0,2 5	0,2
f_c	0,1 5	0,1 7	0,1 3	0,1 4	0,1 9	0,1 2	0,1 6	0,1 8	0,2 0	0,1 5

Вариант 6

Задача 1. Электродвигатель 1 (см. рис. 33, табл. 23) с механической характеристикой $M_{\text{д}} = a - b\omega$ через редуктор 2, передаточное отношение которого равно u_{12} , приводит в движение из состояния покоя барабан 3 лебедки.

Решая дифференциальное уравнение движения груза, определить время подъема груза 4 весом Q на высоту h . Рассчитать и

построить диаграммы скорости и перемещения груза в зависимости от времени. Диаметр барабана D . Момент инерции барабана $J_{\bar{o}}$, момент инерции ротора двигателя J_p . Массой и толщиной каната пренебречь.

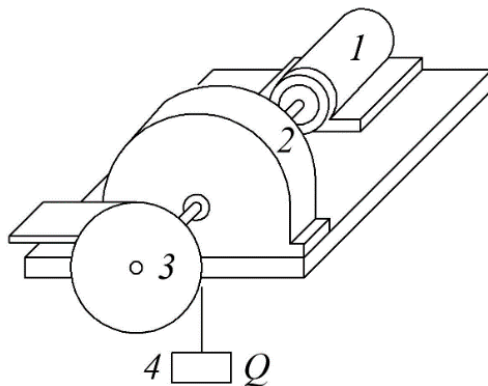


Рис. 33.

Таблица 23

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q , кН	4	8	15	25	40	50	30	20	10	5
D , м	0,2	0,25	0,28	0,3	0,35	0,5	0,4	0,4	0,3	0,25
h , м	10	12	15	12	12	18	18	12	18	18
u_{12}	25	25	40	45	88	125	100	60	50	50
$J_{\bar{o}}$, кг·м ²	0,6	1,2	1,6	2,0	3,2	7,5	6,0	4,0	3,0	1,5
J_p , кг·м ²	0,01	0,02	0,07	0,07	0,15	0,19	0,19	0,17	0,17	0,05
a , кН·м	0,2	0,38	0,7	1,0	0,75	2,0	1,0	1,0	0,45	0,25
b , Н·м·с	2	2,5	7	6,6	5	13,3	10	10	3	2,5

Задача 2. Под действием автоматического устройства (см. рис. 34, табл. 24) дверь 1 возвращается после открывания в закрытое положение. Устройство состоит из возвратной пружины 2 и гидравлического демпфера 3, шток 4 которого шарнирно связан с кривошипом 5, жестко закрепленным на двери. Момент инерции двери

относительно оси вращения O равен J . Возврат двери происходит под действием пружины, имеющей жесткость C . Момент сопротивления гидравлического демпфера пропорционален угловой скорости двери с коэффициентом пропорциональности β .

Составив и решив дифференциальное уравнение движения двери, определить время t ее закрывания при открывании на угол φ_0 . Считать, что в закрытом положении пружина находится в состоянии статического равновесия и не нагружена. Определить также значение коэффициента пропорциональности β , при котором дверь закрывается без колебаний, т. е. движение будет аperiodическим. Построить графики $\varphi = \varphi(t)$ зависимости угла поворота двери φ от времени при закрывании для периодического и аperiodического движения.

Указания. При составлении дифференциального уравнения движения за обобщенную координату принять угол поворота φ двери относительно положения статического равновесия (закрытого положения). Момент сопротивления демпфера принять пропорциональным угловой скорости двери $\dot{\varphi}$, т. е.

$$M_d = \beta \dot{\varphi}.$$

Дифференциальное уравнение привести к виду

$$\ddot{y} + 2\nu\dot{y} + \lambda^2 y = 0,$$

где $\nu = \frac{\beta}{J}$; $\lambda^2 = \frac{C}{J}$ и решить его с учетом начальных условий $t = 0$;

$$\varphi = \varphi_0; \quad \dot{\varphi} = 0.$$

Время закрывания двери определить из условия $\varphi = 0$.

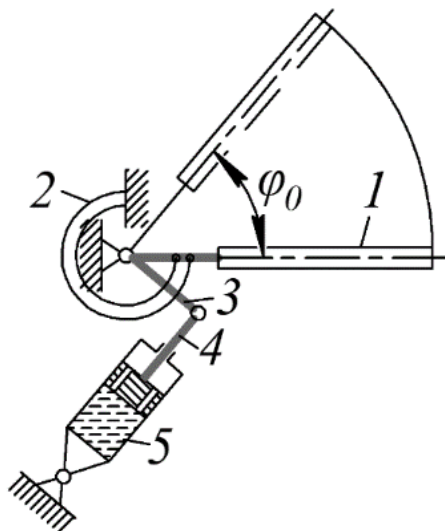


Рис. 34.

Таблица 24

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
J , кг·м ²	36	26	32	34	38	30	28	42	39	35
C , Н·м/рад	30	28	34	42	40	35	26	37	28	32
β , Н·м·с	28	34	38	40	45	42	29	39	46	40
φ_0 , рад	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,57	1,3	1,35	1,47	1,52

Вариант 7

Задача 1. На вал рабочей машины (см. табл. 25), имеющий приведенный момент инерции J и вращающийся с угловой скоростью ω_y , с некоторого момента времени начинает действовать тормозной

момент, зависящий от времени $M_T = at$. Под действием этого момента рабочая машина, двигатель которой выключен, будет совершать выбег.

Решая дифференциальное уравнение вращения вала при выбеге, выявить зависимость его угловой скорости от времени $\omega(t)$, определить также зависимости от времени углового ускорения $\varepsilon(t)$ и угла поворота вала от времени $\varphi(t)$. Определить время выбега и число оборотов вала за время выбега. Построить графики $\varepsilon(t)$, $\omega(t)$ и $\varphi(t)$.

Таблица 25

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
J , кг·м ²	5	4,4	4	3,7	1,6	1,5	1,2	1	0,5	0,2
ω_y , рад/с	74	152	300	75	102	100	103	156	150	310
a , Н·м/с	300	130	60	100	18	25	80	100	15	10

Задача 2. Скорость поршня 4 гидропривода (см. рис. 35, табл. 46) определяется расходом жидкости, подаваемой в гидродвигатель 3 от насоса 1. Торможение поршня 4 происходит при перекрытии сливной гидролинии золотником распределителя 5, когда с ростом давления в гидросистеме увеличивается количество жидкости, отводимой из напорной гидролинии в сливной бак через переливной клапан 2. К моменту полного закрытия распределителя 5 поршень движется со скоростью $v = v_k$. После полного закрытия распределителя из-за сжимаемости жидкости поршень не останавливается мгновенно, а начинает перемещаться с колебаниями. Определить зависимость перемещения поршня x и скорости v от времени, а также частоту собственных колебаний поршня с учетом демпфирования, принимая во внимание, что на него помимо сил от давления жидкости действует сила вязкого трения $F_T = A \cdot v$. Построить графики $x(t)$ и $v(t)$. При решении задачи считать, что давление p_1 в напорной полости и объем V в сливной полости остаются постоянными. Известны также масса и эффективная площадь поршня m и S , модуль упругости жидкости (с учетом растворенного газа) E , давление p_2 в начальный момент $p_2 = p_{20}$.

Указание. Для решения задачи необходимо составить уравнение движения поршня в дифференциальной форме. Зависимость

между давлением p_2 и перемещением поршня x может быть получена из уравнения расхода жидкости на сжимаемость:

$$Sv = \frac{V}{E} \frac{dp_2}{dt}$$

при $t = 0, x = 0, p_2 = p_{20}$.

Дифференциальное уравнение движения имеет вид

$$\ddot{x} + 2\gamma\dot{x} + \lambda^2 = Q,$$

а его решение

$$x = e^{-\gamma t}(C_1 \sin kt + C_2 \cos kt) + C_3, \quad \text{где } k = \sqrt{|\gamma^2 - \lambda^2|}.$$

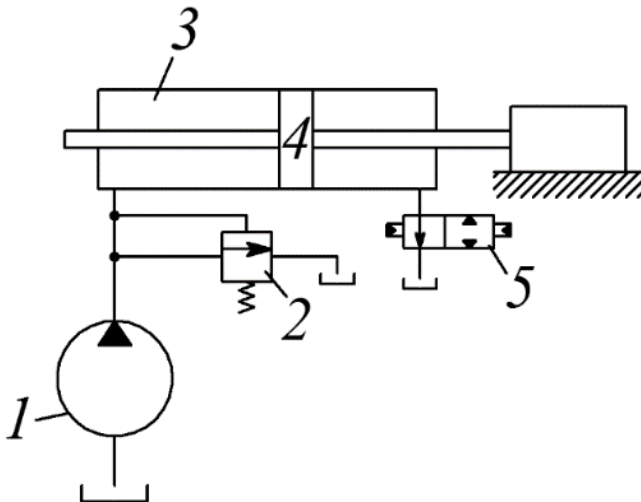


Рис. 35.

Таблица 26

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$S, \text{см}^2$	15	16	18	20	17	25	16	22	24	19
$V, \text{см}^3$	43	37	15	34	18	80	17	44	110	39
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$m, \text{кг}$	40	35	45	30	37	50	47	42	550	52
	0	0	0	0	5	0	5	5		5
$E, \text{мН/м}^2$	30	20	80	10	90	25	12	15	400	22
	0	0		0		0	0	0		0
$A, \text{Н} \cdot \text{с/м}$	30	20	22	32	40	25	40	31	350	27
	0	0	0	0	0	0	0	0		0
$p_{20}, \text{МПа}$	4,0	3,5	4,0	3,0	4,2	4,6	3,0	4,2	2,8	3,5
$p_1, \text{МПа}$	3,0	2,5	2,8	2,0	3,2	3,5	2,6	3,4	1,6	2,4
$v_k, \text{см/с}$	1,7	2,5	1,8	2,0	1,6	2,2	3,0	2,4	2,8	2,6

Вариант 8

Задача 1. Двигатель 1 (см. рис. 36, табл. 27) с механической характеристикой $M_d = a_1 - b_1 \omega$, состоящий из центрального колеса 2, четырех сателлитов 3 и опорного колеса 4, приводит в движение исполнительный орган 5, к которому приложен момент сопротивления $M_c = a_2 + b_2 \omega^2$. Решая дифференциальное уравнение движения исполнительного органа, рассчитать и построить диаграмму изменения угловой скорости при разгоне исполнительного органа и определить значение его установившейся скорости. Момент инерции ротора двигателя J_p , колеса 2 - J_k , сателлита 3 - J_c , исполнительного органа $J_{и.о.}$. масса сателлита m , число зубьев колес 2, 3, 4 соответственно z_2, z_3, z_4 .

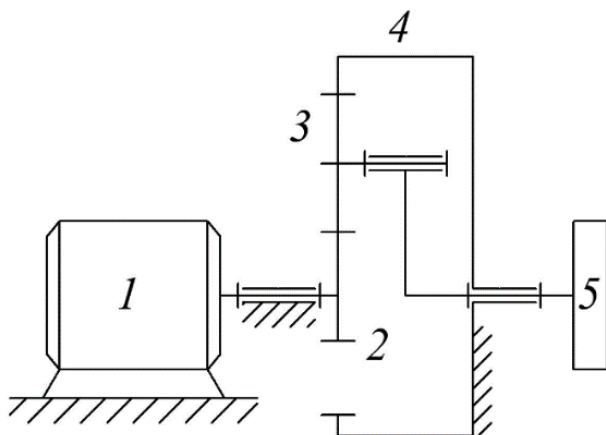


Рис. 36.

Таблица 27

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_2	18	22	12	14	26	15	16	24	20	13
z_3	24	30	28	20	40	22	25	42	32	26
z_4	66	88	68	54	106	59	66	108	84	65
$J_p, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,16	0,18	0,08	0,07	0,03	0,19	0,19	0,1	0,02	0,04
$J_k, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,02	0,04	0,01	0,02	0,01	0,01	0,02	0,03	0,02	0,01
$J_c, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,03	0,05	0,02	0,02	0,04	0,02	0,03	0,04	0,03	0,03
$J_{u.o.}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	20	30	40	25	20	18	22	25	30	40
$a_1, \text{кН}\cdot\text{м}$	0,15	0,3	0,1	0,1	0,2	0,1	0,15	0,3	0,4	0,2
$b_1, \text{Н}\cdot\text{м}/\text{с}$	1,5	3,5	1	3	2,5	5	2	4	6	2
$a_2, \text{кН}\cdot\text{м}$	0,06	0,2	0,06	0,07	0,09	0,05	0,06	0,13	0,22	0,11
$b_2, \text{мН}\cdot\text{м}/\text{с}^2$	0,1	0,3	0,25	0,18	0,09	0,2	1,1	1,5	0,7	0,07
$m, \text{кг}$	28	26	20	21	29	22	19	25	24	16

Задача 2. Управление подачей регулируемого насоса 1 (см. рис. 37, табл. 28) осуществляется с помощью тангенсного механизма, поршень которого 2 перемещается в цилиндре 3 под действием потока жидкости от вспомогательного насоса 7 после изменения давления в

линии в результате автоматической перенастройки клапана 6. Основными силами, действующими на поршень 2, являются сила со стороны пружины и сила от давления жидкости. Давление p полости цилиндра и p_A в узле A связаны соотношением:

$$p = p_A - B \frac{dx}{dt} - m_{п.ж.} \frac{d^2x}{dt^2},$$

где p , p_A — избыточное давление; B — коэффициент, зависящий от настройки дросселя 4; $m_{п.ж.}$ — приведенная к поршню 2 масса жидкости в трубопроводе 5; x — перемещение поршня регулятора. Условия работы гидросистемы, в состав которой входит насос 1, требуют, чтобы изменение подачи насоса, т. е. перемещение поршня 2, происходило без колебаний. Определить значение коэффициента B , при котором обеспечивается данное требование. Построить диаграмму $x(t)$ при принятом значении B , а также новое значение x , полагая $x_0 = 0$. Приведенная к поршню масса движущихся частей и площадь поршня m_{np} и S , предварительная настройка и жесткость пружины F_0 и C , площадь проходного сечения трубопровода и масса находящейся в ней жидкости f и $m_{ж.}$.

Требуемое значение B определить из решения дифференциального уравнения движения поршня. Давление p_A в период перемещения поршня постоянно.

Указание. Приведенную к поршню массу жидкости определить из условия равенства кинетических энергий массы жидкости в трубопроводе и приведенной массы. Соотношение между скоростями жидкости в трубопроводе и цилиндре 3 определить из условия равенства в них расхода жидкости, который определяется как произведение площади сечения, через которое проходит жидкость, на ее скорость.

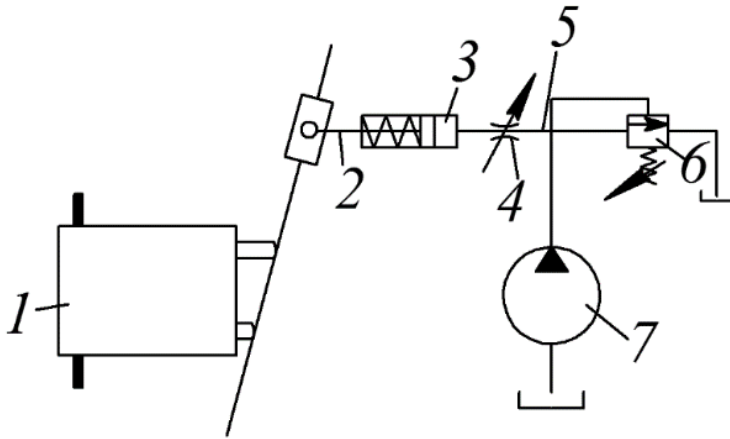


Рис. 37.

Таблица 28

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m_{np} , кг	10	20	28	15	30	15	25	15	25	18
$m_{жс}$, кг	0,03 8	0,0 5	0,0 7	0,0 4	0,8 5	0,0 6	0,0 7	0,0 4	0,0 9	0,0 5
S , см ²	8,0	8,5	9,0	8,2	10,0	8,4	9,0	8,5	9,5	8,0
f , см ²	0,28	0,3 8	0,5	0,2 8	0,6 3	0,3 8	0,5	0,2 8	0,6 3	0,3 8
F_0 , Н	400	42 5	50 0	41 0	60 0	43 0	52 0	44 0	58 0	39 0
C , Н/см	200	21 0	23 0	21 5	28 0	22 0	20 0	23 0	25 0	30 0
p_A , МПа	1,0	0,9	0,8 5	0,8	1,1	1,2	0,9 5	0,8 2	1,1	0,8 6

Вариант 9

Задача 1. При закрытом распределителе 4 гидропривода (см. рис. 38, табл. 29) вся жидкость, подаваемая насосом 1, сливается через переливной клапан 2 в сливной бак. После мгновенного открытия распределителя поршень гидродвигателя 3 получает возможность перемещаться. Количество жидкости, сливаемой через переливной клапан, уменьшается, а поступающей в гидродвигатель - увеличивается. Происходит разгон поршня. Определить время разгона поршня и его установившуюся скорость, если зависимость между давлением на выходе насоса p_n и скоростью поршня v , определяемая статической характеристикой насосной установки, имеет вид $p_n = p_k - A_k v$; давление p_1 в напорной полости меньше p_n на $\Delta p = A_1 v + B_1 v^2$; давление p_2 в сливной полости описывается уравнением $p_2 = A_2 v + B_2 v^2$; сила трения F_T в подвижных соединениях гидродвигателя аппроксимируется функцией $F_T = F_0 - A_T v + B_T v^2$. Известны также масса и эффективная площадь поршня m и S , суммарная масса жидкости в напорном и сливном трубопроводах m_l , и площадь их проходного сечения f . Построить диаграмму изменения скорости поршня от времени.

Указание. Для решения задачи привести массу жидкости в трубопроводах к поршню и составить уравнение движения поршня. При приведении массы учитывать, что зависимость между скоростями жидкости в гидродвигателе и трубопроводах находится из условия равенства в них расходов жидкости.

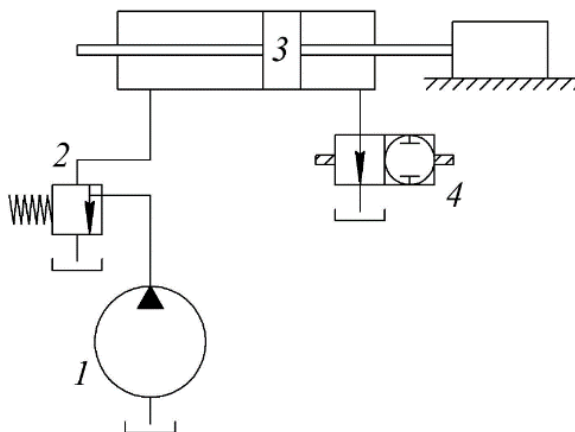


Рис. 38.

Таблица 29

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m , кг	200	150	400	300	500	420	280	350	450	250
m_I , кг	0,04	0,03	0,03	0,02	0,03	0,02	0,03	0,03	0,04	0,02
p_n , МПа	2,8	4,5	5,0	4,4	3,2	5,5	3,7	3,6	2,8	4,6
A_k , МН·с/м ³	9,0	15,0	16,0	14,5	10,5	18,0	12,5	12,0	9,0	15,0
A_{I_1} , МН·с/м ³	1,1	1,5	1,2	1,5	1,2	1,5	1,0	1,1	1,0	1,2
A_2 , МН·с/м ³	1,6	2,0	1,4	2,0	1,4	2,0	1,2	1,6	1,2	1,4
A_T , кН·с/м ³	1,3	1,4	1,3	1,5	1,2	1,4	1,5	1,3	1,2	1,1
B_{I_1} , МН·с ² /м ⁴	5	6	4	6	4	6	3	5	3	4
B_2 , МН·с ² /м ⁴	25	30	20	30	20	30	18	25	18	20
B_T , кН·с ² /м ⁴	6,5	5,5	5,0	6,0	4,0	4,5	3,5	5,8	6,2	4,7
S , см ²	25	18	30	22	40	20	35	26	42	34
f , см ²	0,5	0,28	0,78	0,28	0,78	0,28	1,13	0,5	1,13	0,78
F_0 , Н	500	450	900	700	980	850	900	800	950	850

Задача 2. Двигатель D из состояния покоя через редуктор P с передаточным отношением u_{12} приводит указатель Y измерительного прибора (см. рис. 39, табл. 30). Момент инерции указателя с вращающимися частями J_y . При переводе указателя из одного состояния в другое на угол φ_y вал двигателя поворачивается с постоянной угловой скоростью ω , причем двигатель разгоняется и останавливается в новом положении практически мгновенно, т. е. время разгона и торможения равно нулю, вследствие чего стрелка указателя совершает малые колебания относительно положения равновесия. Коэффициенты жесткости валов 1 двигателя и 2 указателя соответственно C_1 и C_2 . В кинематических парах механизма привода стрелки указателя трение жидкостное, причем момент сил трения пропорционален угловой скорости вращения, поэтому колебания стрелки со временем затухают. Коэффициент вязкого сопротивления β . Привести силы, массы и жесткости к валу двигателя 1. В качестве обобщенной координаты динамической модели принять разность $\varphi = \varphi_n - \varphi_d$ углов поворота звена привода прибора $\varphi_n = \varphi_y \cdot u_{12}$ и ротора двигателя $\varphi_d = \omega t$. Решая дифференциальное уравнение движения звена привода, определить зависимость обобщенной координаты $\varphi(t)$ от времени, а также число колебаний звена привода, после которого его амплитуда уменьшится в n раз. Построить в масштабе зависимость $\varphi(t)$.

Указания. Приведенный коэффициент жесткости C_n определить из условия, что звено привода – вал двигателя будет иметь потенциальную энергию, равную сумме потенциальных энергий валов двигателя и указателя.

Приведение сил и масс к валу двигателя выполняется как в механизмах с абсолютно жесткими звеньями. Момент сил сопротивления (трения) принять пропорциональным угловой скорости звена привода в колебательном движении, т. е. $M_c = \beta \dot{\varphi}$.

Уравнение движения приводится к виду

$$\ddot{y} = 2\nu\dot{y} + \lambda^2 y = 0,$$

где $y = \varphi$; $\nu = \frac{\beta}{J_n}$; $\lambda^2 = \frac{C_n}{J_n}$; J_n – приведенный момент инерции.

Решение этого уравнения имеет вид

$$y = e^{-\nu t} \frac{y_0}{\sqrt{\lambda^2 - \nu^2}} \sin \sqrt{\lambda^2 - \nu^2} \cdot t.$$

В качестве начальных условий принять:

$$t = 0; y = y_0 = \varphi_0 = 0; \dot{y} = \dot{y}_0 = \dot{\varphi}_0 = -\omega.$$

При определении числа колебаний N указателя, при котором его амплитуда уменьшится в n раз, следует учесть, что через время, равное условному периоду колебаний $T_1 = \frac{2\pi}{\sqrt{\lambda^2 - \nu^2}}$, максимальное отклонение приведенной массы указателя от положения равновесия (амплитуда) уменьшается от величины φ_1 до величины $\varphi_2 = \varphi_1 e^{-\nu T_1}$, где $\nu T_1 = \ln \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$ – декремент затухания. При уменьшении амплитуды в n раз N определяется из соотношения

$$N = \frac{\ln n}{\nu T_1}.$$

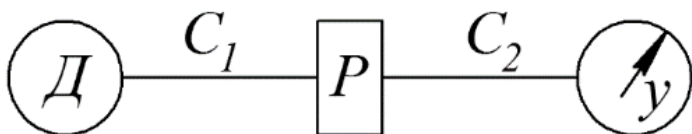


Рис. 39.

Таблица 30

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
J_y , кг·м ²	0,01 4	0,0 1	0,0 2	0,01 8	0,0 3	0,03 5	0,0 4	0,0 8	0,1 2	0,1 4
$u_{/2}$	6	8	12	7	16	8	11	9	13	14
ω , рад/с	5,15	5,7	6,0	4,9	12, 1	8,4	9,2	6,8	7,4	7,8
C_1 , Н·м/рад	5,2	5,0	4,7	5,6	6,2	7,0	6,8	8,4	7,5	7,2
C_2 , Н·м/рад	7,4	7,0	8,3	8,6	9,0	10,0	10, 2	9,8	11, 0	10, 4
β , Н·сМ·с	0,5	0,4	0,3 7	0,56	1,0	0,8	0,4 2	0,4 6	0,7	0,9
φ_0 , рад	1,1	1,0	0,9	0,4	0,2	1,14	1,2 5	1,3	1,4	1,4 5
n	6	8	5	9	11	10	8	7	4	6

УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ВТОРОЙ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

При динамическом исследовании механизма или машинного агрегата *в первой задаче* необходимо составить дифференциальное уравнение движения звена приведения в форме

$$m \frac{dv}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2} = P_D - P_C,$$

при поступательном движении звена приведения или

$$J \frac{d\omega}{dt} = m \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_D - M_C,$$

при вращательном движении звена приведения, где m - масса звена приведения; x или φ - перемещение; v или ω - скорость; t - время; P_D - приведенная движущая сила; P_C - приведенная сила сопротивления; J - приведенный момент инерции подвижных масс механизма; M_D - приведенный момент движущих сил; M_C - приведенный момент сил сопротивления.

В многозвенном механизме или агрегате за звено приведения принимают звено, движение которого изучается в поставленной задаче; к выбранному звену приводят массы подвижных звеньев механизма и действующие силы.

Интегрируя составленное дифференциальное уравнение, определяют зависимость скорости $v = \frac{dx}{dt}$ или $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ и зависимость перемещения x или φ от времени. Произвольные постоянные следует определить из начальных условий.

Интегрирование уравнения движения можно выполнить аналитическим или графическим методом.

Скорость установившегося движения ω_y получают из соотношения $\omega = (t)$ предельным переходом

$$\omega_y = \lim_{t \rightarrow \infty} f(t),$$

или используют условие, что при скорости установившегося движения движущий момент равен моменту сопротивления: $M_D(\omega_y) = M_C(\omega_y)$.

Рекомендуется все встречающиеся в работе уравнения решать сначала в буквенных выражениях, а затем в полученное равенство общего вида подставить числовые значения.

Для справок приводятся интегралы, встречающиеся при выполнении задач первого контрольного задания (произвольные постоянные опущены):

$$\int \frac{dx}{Ax + B} = \frac{1}{A} \ln \left| x + \frac{A}{B} \right|;$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt{Ax + B}} = \frac{2}{A} \sqrt{Ax + B};$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt{Ax^2 + Bx + C}} = \frac{1}{\sqrt{A}} \ln |2\sqrt{A} \cdot \sqrt{Ax^2 + Bx + C} + 2Ax + B|, \text{ где } A > 0;$$

$$\int \frac{dx}{\sqrt{Ax^2 + Bx + C}} = -\frac{1}{\sqrt{-A}} \arcsin \left(\frac{2Ax + B}{\sqrt{B^2 - 4AC}} \right), \text{ при } A < 0 \text{ и } 4AC - B^2 < 0;$$

$$\int \frac{dx}{A^2 - x^2} = \frac{1}{2A} \ln \left| \frac{A + x}{A - x} \right|;$$

$$\int \frac{dx}{Ax^2 + Bx + C} = \frac{2}{\sqrt{4AC - B^2}} \operatorname{arctg} \left(\frac{2Ax + B}{\sqrt{4AC - B^2}} \right), \text{ при } B^2 - 4AC < 0;$$

$$\int \frac{dx}{Ax^2 + Bx + C} = \frac{1}{\sqrt{B^2 - 4AC}} \ln \left| \frac{2Ax + B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2Ax + B + \sqrt{B^2 - 4AC}} \right|, \text{ при } B^2 - 4AC > 0;$$

$$\int \frac{dx}{x^2 + A^2} = \frac{1}{A} \operatorname{arctg} \frac{x}{A}.$$

Во *второй задаче* выполняется динамический анализ механизма с учетом колебательного движения. Для решения задачи необходимо составить дифференциальное уравнение колебательного движения или систему дифференциальных уравнений. Это уравнение представляет собой линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами с правой частью (в случае вынужденных колебаний) и без правой части (при свободных затухающих колебаниях).

Дифференциальное уравнение следует представить в безразмерном виде с коэффициентом при старшей производной равным единице. При вынужденных гармонических колебаниях оно будет иметь вид

$$\ddot{y} + 2\nu\dot{y} + \lambda^2 y = f(t),$$

где ν - коэффициент демпфирования, выражающий действие сил сопротивления, зависящих от скорости; λ - собственная частота механизма при отсутствии демпфирования (при $\nu = 0$).

Общее решение этого уравнения: $y = y_1 + y_2$,

где y_1 - решение уравнения без правой части; y_2 - частное решение уравнения.

Решение y_1 имеет вид

$$y_1 = C e^{-\nu t} \sin(\lambda_* t + \theta),$$

где $\lambda_* = \sqrt{\lambda^2 - \nu^2}$ - собственная частота механизма с учетом демпфирования; C , θ - постоянные интегрирования, определяемые из условий ($t = 0$, $y = y_0$, $\dot{y} = \dot{y}_0$):

$$C = \sqrt{y_0^2 + \frac{(\dot{y}_0 + \nu y_0)^2}{\lambda_*^2}}; \theta = \arctg \frac{y_0 \cdot \lambda_*}{y_0 + \nu y_0}.$$

Частное решение y_2 уравнения имеет вид функции $f(t)$, неизвестные коэффициенты которой определяются после подстановки функции в левую часть дифференциального уравнения и совместного решения с правой.

При решении задач вариантов 3 и 9 следует иметь в виду, что рассматриваемые механизмы сводятся к двухмассовой динамической модели, массы которой связаны упругим звеном.

Выполненная контрольная работа оформляется в отдельной тетради, где записываются условия задач и их решения, а также указывается использованная литература и год издания заданий.

Перечень основной и дополнительной литературы, необходимой для освоения дисциплины

- 1 Артоболевский И. И.
Теория механизмов и машин [Текст]: учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. - 4-е изд., стереотип. - М.: Альянс, 2014
- 2 Артоболевский И. И.
Теория механизмов и машин [Текст]: учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука, 1988. - 640 с.
- 3 Артоболевский, И. И.
Сборник задач по теории механизмов и машин [Текст]: учеб. пособ. для студ. машиностроит. спец. вузов / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. - стереотип. изд. - М.: Альянс, 2014. - 256 с.
- 4 Артоболевский И. И.
Сборник задач по теории механизмов и машин [Текст]: для машиностроит. спец. вузов / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. - М.: Наука, 1973; М.: Наука, 1975. - 256 с.
- 5 Смелягин А. И.
Теория механизмов и машин [Текст]: учеб. пособие / А. И. Смелягин. - М.: ИНФРА-М, 2008. - 262 с.
- 6 Юдин В. А.
Сборник задач по теории механизмов и машин [Текст]: для вузов / В. А. Юдин, Г. А. Барсов, Ю. Н. Чупин; ред. Л. В. Петрокас. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1982. - 215 с.
- 7 Зимин А.И., Суменков А.Л., Бегова А.В.
Исследование движения плоского рычажного механизма. Учебно-методическое пособие / ФГБОУ ВО «РХТУ им. Д.И. Менделеева» Новомосковский институт (филиал). Новомосковск, 2017. – 42 с.

Учебное издание

**Теория механизмов и машин.
Задания для контрольных работ студентов заочного
обучения**

**Учебно-методическое пособие
для студентов профиля подготовки
«Технологические машины и оборудование»**

**ЗИМИН Анатолий Игоревич
СУМЕНКОВ Александр Леонидович**

Редактор

Подписано в печать Формат 60×84^{1/16}

Бумага «Снегурочка». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 3,70. Уч.-изд. л.

Тираж 50 экз. Заказ № / от .12.2022 г.

ФГБОУ ВО

«Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева»,

Новомосковский институт (филиал). Издательский центр

Адрес университета: 125047, Москва, Миусская пл., 9

Адрес института: 301655 Тульская обл., Новомосковск, ул. Дружбы, 8