

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Амурский государственный университет»**

Кафедра Автоматизации производственных процессов и электротехники

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ДИСЦИПЛИНЫ
«Теория механизмов и машин»**

Основной образовательной программы по специальности: **260902.65 – Технология швейных изделий**

Благовещенск 2012

УМКД разработан профессором Волковым Сергеем Петровичем

Рассмотрен и рекомендован на заседании кафедры.

Протокол заседания кафедры от «___» января 2012 года №___

Зав. кафедрой

В.З. Григорьева

УТВЕРЖДЁН

Протокол заседания УМСС 260901.65 – Технология швейных изделий

от «___» _____ 2012 г. №___

Председатель УМСС _____ / _____
(подпись) (Ф.И.О.)

Содержание

1. Рабочая программа учебной дисциплины	4
2. Краткое изложение программного материала	12
3. Методические указания (рекомендации)	72
3.1 Методические указания для преподавателя	72
3.2 Методические указания для студентов	74
3.3 Методические указания к самостоятельной работе студента	75
4. Контроль знаний	78
5. Интерактивные технологии и инновационные методы, используемые в образовательном процессе	78

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Целью освоения дисциплины «Теория механизмов и машин» является освоение студентами методов и анализа и синтеза механизмов различного назначения, связанных с их структурой, кинематикой и динамикой и создание у студентов научной базы для последующего изучения общеинженерных и специальных дисциплин.

Задача дисциплины:

Подготовка инженеров текстильной и легкой промышленности, способных решать на современном уровне задачи, связанные с вопросами исследования, анализа и расчета механических систем технологического оборудования отрасли.

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП ВПО:

Дисциплина «Теория механизмов и машин» входит в раздел общепрофессиональных дисциплин (ОПД.Ф. 02.02). Знания, получаемые в ходе изучения данной дисциплины, могут быть использованы при выполнении расчетов по специальным дисциплинам, а также могут быть полезны при выполнении научно-исследовательских работ студентов.

Для освоения дисциплины необходимо знать:

- 1) курс высшей математики;
- 3) курс информатики;
- 4) курс физики;
- 5) курс инженерной графики;
- 6) курс теоретической механики.

ФЕДЕРАЛЬНЫЙ КОМПОНЕНТ

Основные понятия теории механизмов; основные виды механизмов; структурный анализ и синтез механизмов; кинематический анализ и синтез механизмов; кинетостатический анализ механизмов; динамический анализ и синтез механизмов; колебания в механизмах.

Линейные уравнения в механизмах; нелинейные уравнения движения в механизмах; колебания в рычажных и кулачковых механизмах; вибрационные транспортеры; вибрация; динамическое гашение колебаний; динамиком приводов; электропривод механизмов.

Гидропривод механизмов; пневмопривод механизмов; методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ; синтез механизмов по методу приближения функций; синтез передаточных механизмов; синтез по положениям звеньев, синтез направляющих механизмов.

3. ТРЕБОВАНИЯ К УРОВНЮ ОСВОЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

В результате освоения дисциплины студенты должны приобрести следующие навыки:

знать: виды, строение, методы анализа и синтеза исполнительных механизмов машин и манипуляторов, методы уравнивания роторов и механизмов;

уметь: составлять и читать схемы механизмов, выполнять кинематический и силовой расчет передаточных механизмов;

владеть: методиками проектирования механизмов машин по заданным критериям.

4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Теория механизмов и машин»

Общая трудоемкость дисциплины составляет 51 час

№ п/п	Раздел дисциплины	Виды учебной работы				Формы текущего контроля
		Лекции (час.)	Практические занятия (час.)	Лабораторные раб. (час.)	СРС (час.)	
1	Раздел 1 «Основные понятия механизмов и машин; структурный анализ и синтез механизм; основные виды механизмов. Кинематический анализ и синтез механизмов»	4		4	4	Посещение лекций. Опрос по теме. Расчетно-графическая работа № 1 Контрольная работа №1 Промежуточный тест по разделу
2	Раздел 2 «Динамический анализ и синтез механизмов. Динамика машинного агрегата»	6		4	4	Посещение лекций. Опрос по теме. Расчетно-графическая работа № 2 Контрольная работа №2 Промежуточный тест по разделу
3	Раздел 3 «Колебания, вибрация в механизмах. Электро-, гидро-, пневмоприводы механизмов».	7		9	9	Посещение лекций. Опрос по теме. Промежуточный тест по разделу
4	Подготовка к зачету					Итоговый тест

5. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ И ТЕМ ДИСЦИПЛИНЫ

5.1 ЛЕКЦИИ

Раздел 1 «Основные понятия механизмов и машин; структурный анализ и синтез механизм; основные виды механизмов. Кинематический анализ и синтез механизмов» Цель и задачи курса «Теория механизмов и машин». Механизм, машина, машинный агрегат. Звено и кинематическая пара механизма. Число степеней свободы и число условий связи кинематической пары, классификация кинематических пар. Кинематические цепи. Степень подвижности пространственного и плоского механизмов. Структурный анализ механизмов. Структурный синтез механизмов. Механизмы с низшими кинематическими парами (шарнирные, рычажные). Механизмы с высшими кинематическими парами (кулачковые, зубчатые, зубчато-рычажные). Общие положения, элементарные механизмы, образование многозвенных механизмов из элементарных. Методы кинематического анализа рычажных механизмов (аналитический, графический, графочисленный). Функция положения,

передаточные функции. Закон движения выходного звена. Кинематический анализ зубчатых механизмов (с неподвижными осями вращения колес, зубчато-рычажных). Виды и задачи синтеза механизмов (метрический, кинематический, динамический). Кинематическая, силовая и динамическая работоспособность. Синтез рычажных механизмов по методу приближения функций. Синтез передаточных механизмов; синтез по положению звеньев. Синтез направляющих механизмов. Методы оптимального синтеза с применением ЭВМ

Раздел 2 «Динамический анализ и синтез механизмов. Динамика машинного агрегата». Задачи динамики. Силовой анализ механизмов. Классификация сил, действующих в механизмах. Исходные данные, задачи и метод силового расчета. Статически определяемые цепи механизма. Порядок силового расчета. Кинетостатический силовой расчет. Теорема Н. В. Жуковского о «жестком» рычаге. Уравновешивающий момент, уравновешивающая сила. Силовой расчет с учетом трения в кинематических парах механизма. Синтез кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя и углу давления. Синтез эвольвентного зубчатого зацепления. Качественные показатели. Синтез планетарных механизмов. Принцип приведения. Приведение силовых и массовых факторов. Теорема об изменении кинетической энергии. Уравнение движения машинного агрегата в дифференциальной форме. Линейные и нелинейные уравнения движения. Режимы работы машинного агрегата. Построение кривой энергомасс. Неравномерность вращения кривошипа и способ ее уменьшения. Определение момента инерции маховика с помощью кривой энергомасс. Расчет геометрических размеров маховика. Уравновешивание вращающихся масс: статическая и динамическая балансировка роторов. Коэффициент полезного действия, коэффициент потерь. КПД машины при последовательном, параллельном и смешанном соединениях механизмов.

Раздел 3 «Колебания, вибрация в механизмах. Электро-, гидро-, пневмоприводы механизмов» Причины возникновения колебаний и вибраций. Колебание в рычажных и кулачковых механизмах. Динамическое гашение колебаний: расчетные модели. Вибрационные машины. Динамики приводов машин, выбор их типов. Статические и динамические гасители вибраций. Расчет виброгасителей.

5.2 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Предлагается список лабораторных работ. Преподаватель составляет график выполнения работ для каждой бригады (3 человека).

1. Составление структурных схем механизмов.
2. Структурный анализ рычажных механизмов.
3. Кинематический анализ методом диаграмм.
4. Структурный анализ механизмов с высшими кинематическими парами.
5. Построение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя.
6. Нарезание зубчатых колес методом огибания.
7. Кинематическое исследование зубчатых передач с неподвижными осями вращения колес.
8. Кинематическое исследование зубчато-рычажных передач.

6. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

№ п/п	№ раздела (темы) дисциплины	Форма (вид) самостоятельной работы	Трудоемкость в часах
1	Раздел 1 «Основные понятия механизмов и машин; структурный	Вопросы для самостоятельного изучения. Избыточные связи в механизмах. Рациональные механизмы.	4

	анализ и синтез механизм; основные виды механизмов. Кинематический анализ и синтез механизмов»	Выполнение расчетно-графической работы № 1 «Структурный анализ механизмов»; Подготовка и выполнение контрольной работы №1 «Структурный анализ механизмов»; Подготовка к промежуточному тесту.	
2	Раздел 2 «Динамический анализ и синтез механизмов. Динамика машинного агрегата»	Вопросы для самостоятельного изучения: Синтез шарнирного четырехзвенника и кривошипно-ползунного механизмов по трем положениям ведущего и ведомого звеньев. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев рычажного механизма. Частные положения механизмов. Выполнение расчетно-графической работы № 2 «Кинематический анализ четырехзвенных рычажных механизмов»; Подготовка и выполнение контрольной работы №2 «Кинематический анализ рычажных механизмов»; Подготовка к промежуточному тесту. Вопросы для самостоятельного изучения: Кулачковый механизм с плоским толкателем. Угол давления и угол передачи в кулачковых механизмах. Определение КПД редукторов. Подготовка к промежуточному тесту.	4
3	Раздел 3 «Колебания, вибрация в механизмах. Электро-, гидро-, пневмоприводы механизмов».	Колебания в рычажных и кулачковых механизмах. Гасители колебаний. Электропривод механизмов. Подготовка к промежуточному тесту.	9
4	Подготовка к зачету	Подготовка к итоговому тесту.	

6.1 Подготовка конспектов по темам на самостоятельное изучение

Раздел 1 «Основные понятия механизмов и машин; структурный анализ и синтез механизм; основные виды механизмов. Кинематический анализ и синтез механизмов» Избыточные связи в механизмах. Рациональные механизмы.

Раздел 2 «Динамический анализ и синтез механизмов. Динамика машинного агрегата» Синтез шарнирного четырехзвенника и кривошипно-ползунного механизмов по трем положениям ведущего и ведомого звеньев. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев рычажного механизма. Частные положения механизмов. Механизмы с высшими кинематическими парами. Кулачковый механизм с плоским толкателем. Угол давления и угол передачи в кулачковых механизмах. Определение КПД редукторов.

Раздел 3 «Колебания, вибрация в механизмах. Электро-, гидро-, пневмоприводы механизмов». Вибрационные транспортеры; вибрация; динамическое гашение колебаний; динамиков приводов; электропривод механизмов. Гидропривод механизмов;

пневмопривод механизмов. Линейные уравнения в механизмах; нелинейные уравнения движения в механизмах.

7. ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

При чтении лекций по данной дисциплине используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция». Перед изучением раздела обозначается проблема, на решение которой будет направлен весь последующий материал раздела. При чтении лекции используются мультимедийные презентации.

При выполнении лабораторных работ используется прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: выдается задание студентам для подготовки к выполнению работы; с преподавателем обсуждается цель работы и ход её выполнения; цель анализируется с разных точек зрения, выдвигаются гипотезы, делаются выводы, анализируются полученные результаты.

В качестве инновационных методов контроля используются: промежуточные и итоговые тесты.

Винтерактивной форме проводятся 6 часов занятий.

8. ОЦЕНОЧНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ, ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ПО ИТОГАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ И УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

8.1 Контролирующий тест

Промежуточный контролирующий тест проводится по разделам 1-3. В каждом тестовом задании от 10 до 15 заданий. Итоговый контролирующий тест проводится по всем разделам и выявляет теоретические знания, практические умения и аналитические способности студентов.

8.2 Вопросы к зачету

1. Введение в механику. Место и роль ТММ в науке о механике. Связь ТММ с общетехническими дисциплинами.
2. Определение механизма машины. Блок-схема машинного агрегата. Классификация машин.
3. Прибор, механическое приспособление, аппараты, машина-автомат, автоматическая линия, промышленные роботы.
4. Структура механизмов. Понятие звена. Виды и названия звеньев механизмов. Структурные и кинематические схемы механизмов.
5. Структура механизмов. Кинематическая пара, элементы кинематической пары. Виды кинематических пар: плоская и пространственная, низшая и высшая.
6. Структура механизмов. Классификация кинематических пар по числу условий связи. Примеры кинематических пар 1-5 классов.
7. Кинематические цепи: плоские и пространственные, открытые и замкнутые. Пример открытой кинематической схемы манипулятора.
8. Структурный анализ механизмов. Расчет степени подвижности плоских и пространственных механизмов. Условия эквивалентной замены высших кинематических пар.
9. Цель и последовательность структурного анализа механизмов. Пассивные связи и лишние степени свободы (избыточные). Расчет избыточных степеней свободы.
10. Классификация механизмов. Структурные группы Ассура. Определение класса и порядка гр. Ассура. Класс и порядок механизма. Формула строения. Виды двух поводковых групп Ассура.
11. Кинематический анализ рычажных механизмов. Цель и задачи кинематического анализа. Их характеристики и особенности.
12. Графические методы кинематического анализа на примере шарнирного 4-х звенника.

- План положений механизмов. Понятие аналогов скорости и ускорений, их связь с действительными величинами. Понятие масштабного коэффициента.
13. Графочисленный метод кинематического анализа на примере кривошипно-кулисного механизма. Свойства планов скоростей и ускорений.
 14. Силовой расчет рычажных механизмов. Цель и задачи силового расчета. Классификация сил, действующих в механизме.
 15. Механизмы с высшими кинематическими парами. Теорема Виллиса о передаче движения между звеньями, составляющими высшую пару. Понятие и знак передаточного отношения. Передаточное число.
 16. Классификация кулачковых механизмов. Достоинства и недостатки кулачковых механизмов. Наименование звеньев в кулачковых механизмах.
 17. Этапы проектирования и циклограмма работы кулачковых механизмов. Угол давления и угол передачи в кулачковых механизмах.
 18. зубчатые передачи. Классификация зубчатых передач. Основные понятия и определения.
 19. Кинематика одноступенчатой зубчатой передачи.
 20. зубчатые передачи. Основные определения: начальная, основная и делительная окружности; шаг зацепления, головка и ножка зуба. Редуктор и мультипликатор.
 21. Кинематическое исследование многоступенчатых зубчатых передач с неподвижными осями вращения зубчатых колес. Степень подвижности многоступенчатых зубчатых передач. Последовательные и кратные зубчатые передачи.
 22. Пространственные зубчатые передачи. Кинематическое исследование конических и червячных передач.
 23. зубчато-рычажные механизмы. Степень подвижности зубчато-рычажных механизмов. Наименование звеньев зубчато-рычажных механизмов. Планетарные и дифференциальные зубчатые передачи.
 24. Кинематические исследования планетарных передач аналитическим методом. Формула Виллиса. Метод обращения движения.
 25. Синтез планетарных зубчатых передач. Условия соседства, соосности и сборки.
 26. Требования (кинематические, динамические, технологические и эксплуатационные), предъявляемые к зубчатым колесам. Исправление профиля зуба нарезаемого зубчатого колеса смещением режущего инструмента.
 27. Методы изготовления зубчатых колес.
 28. Динамика машин. Задачи динамики машин. Причины, вызывающие изменение угловой скорости входного звена.
 29. Механические критерии энергетической оценки машин. Коэффициент полезного действия. Коэффициент потерь. Коэффициент возрастания усилий.
 30. Циклограмма работы механизма. Циклограмма машины-автомата. Виды циклограмм.

8.3 Критерии оценки при сдаче зачета

1. К сдаче зачета допускаются студенты:
 - посетившие все лабораторные занятия данного курса;
 - защитившие лабораторные работы;
 - успешно сдавшие промежуточный и итоговый тесты.

При наличии пропусков темы пропущенных занятий должны быть отработаны. Программные вопросы к зачету доводятся до сведения студентов за месяц до зачета.

2. Критерии оценки:

Итоговая оценка знаний студентов должна устанавливать активность и текущую успеваемость студентов в течение семестра по данному предмету.

Оценка «зачтено» - ставиться при 65 % правильных ответов на зачете и наличии всех защищенных лабораторных работ.

9.УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Теория механизмов и машин»

а)основная литература:

1. Попов, Сергей Александрович. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин [Текст] : учеб.пособие: рек. Мин. обр. РФ / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев; под ред. К. В. Фролова, 2008. - 456 с.

2. Волков, Сергей Петрович. Техническая механика. Курсовое проектирование [Текст] : учеб.пособие: рек. ДВ РУМЦ: в 2 ч. Ч. 1, 2008. - 170 с.

3. Борисенко, Л.А. Теория механизмов, машин и манипуляторов : учеб.пособие / Л.А. Борисенко. – Минск : Новое знание; М.: Инфра-М, 2011. – 285 с. (ЭБС Лань).

б) дополнительная литература:

1. Детали машин: Атлас конструкций [Текст] : в 2 ч.: учеб.пособие: рек. Мин. обр. / под общ.ред. Д. Н. Решетова. Ч. 1, 1992. - 352 с.

2. Горюх Э.А. и др. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1990.-160 с.

3. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. М. Наука, 1988. - 638 с.

4. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб.: рек. Мин. обр. / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова, 1987. - 496 с.

5. Юдин В.А., Барсов Г.А., Чупин Ю.Н. Сборник задач по теории механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1982. - 215 с.

6. Юдин, Владимир Андреевич. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб.пособие: рек. Мин. обр. / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас, 1977. - 528 с.

7. Чмиль В.П. Теория механизмов и машин : учеб.-метод. пособие. – СПб.: Лань, 2012. – 288 с. (ЭБС Лань).

8. Попов В.Д., Теория механизмов и машин : учеб.-метод. Пособие для выполнения домашних заданий и курсового проекта / В.Д. Попов, Э.А. Родригес. – М.: Изд. Дом МИСиС, 2009. – 83 с. (ЭБС Лань).

в) программное обеспечение и Интернет-ресурсы:

Наименование ресурса	Краткая характеристика
http://www/biblioclub.ru	Электронная библиотечная система «Университетская библиотека – online»: специализируется на учебных материалах для ВУЗов по научно-гуманитарной тематике, а также содержит материалы по точным и естественным наукам.
http://e.lanbook.com	Электронно-Библиотечная система издательства «Лань» (тематический пакет «Инженерные науки»)

г) периодические издания:

1. Механика машин
2. Известия ВУЗов. Машиностроение.

10.МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Теория механизмов и машин»

№ п/п	Наименование лабораторий, ауд.	Основное оборудование
1	2	3

1	103	<p>Учебные видеофильмы "Механизмы в современной технике". Модели механизмов. Плакаты по разделам "Теория механизмов и машин" и "Детали машин". Приборы, лабораторные стенды и мерительный инструмент. Тесты. Программы расчета кинематических параметров механизмов на ПЭВМ. Методические указания к выполнению расчетно-графических заданий, лабораторных работ.</p>
---	-----	---

2. Краткое изложение программного материала

Лекция 1 «Структура механизмов и машин»

Структура машины и ее функциональные части

В машине можно выделить несколько основных функциональных частей (рис. 1.1). Основную часть машины составляет исполнительный механизм, который совершает тот рабочий процесс, ради которого создавалась машина. Вместе со вспомогательными механизмами (например, редуктором, мультипликатором, коробкой скоростей и т.п.) он составляет *механическую систему* машины (МС). Входу (входному звену) сообщается движение, определяемое некоторой обобщенной координатой q . Механическая система преобразует это движение в требуемое движение выходного (рабочего) звена, определяемое выходной координатой x . К входному звену приложена обобщенная движущая сила Q , которая преобразуется в МС в силу P на выходном звене. Различные расчетные модели именно этой части машины мы будем исследовать при рассмотрении вопросов, связанных со структурой, геометрией, кинематикой механизмов. При решении первой задачи динамики оказывается, что необходимо включить в рассматриваемую модель и рабочий процесс (РП), который также можно считать частью машины. МС совершает рабочий процесс с помощью силы P , действующей на выходном звене.

Рис. 1.1. Структурная схема машины

Неотъемлемой частью машины является *двигатель* (Д), который сообщает механической системе МС движение и в котором создается обобщенная движущая сила Q . Модель двигателя включается в рассмотрение при решении второй задачи динамики – определении закона движения при заданных силах.

Современные машины снабжаются *системами программного управления* (СПУ), которые формируют управляющие сигналы u , поступающие на вход двигателя. Для корректировки движения используется *система обратной связи* (СОС). Она получает информацию о движении выходного звена МС и формирует корректирующий сигнал Δu , уменьшающий возникающую ошибку.

Основные модели теории механизмов и машин

1. Простейшая модель, которой будем пользоваться в дальнейшем – звено. В зависимости от решаемых задач эта модель может обладать разными свойствами (жесткое звено, упругое звено). На первых этапах мы будем считать звено недеформируемым и рассматривать его как абсолютно твердое тело (жесткое звено). Эта модель используется

для расчета поведения одной или нескольких жестко связанных между собой деталей. В зависимости от вида движения звенья имеют традиционное название. Неподвижное звено называется *стойкой*; на схемах его подчеркивают косой штриховкой. Звено, совершающее вращение вокруг неподвижной оси, называется кривошипом. Если звено совершает качательное движение (неполный оборот), то его называют *коромыслом*. Звено, совершающее возвратно-поступательное движение, – *ползун*. Звено, совершающее плоское движение – *шатун*.

2. Модель подвижного соединения двух звеньев называется *кинематической парой* (КП). Эта модель обладает следующими свойствами: элементы кинематических пар считаются недеформируемыми, а связи, накладываемые кинематической парой, являются голономными, стационарными и удерживающими. Важной характеристикой КП является число степеней свободы s , которое оставляет КП в относительном движении соединяемых ею звеньев. Например, если КП оставляет одну степень свободы в относительном движении ($s=1$), то такую пару называют *одноподвижной*. На рис. 1.2 представлена *вращательная одноподвижная* КП (координата φ , определяющая относительное перемещение звеньев, является угловой), а на рис. 1.3. – *поступательная одноподвижная* КП (координата x , определяющая относительное перемещение звеньев, является линейной). Пример модели вращательной КП – соединение ротора двигателя со статором; поступательной КП – соединение салазок с направляющими. Одноподвижной парой является также и так называемая *винтовая* пара, моделирующая соединение типа «винт-гайка», несмотря на то, что в такой паре имеется два вида относительного движения – поступательное и вращательное, т.к. два этих движения не являются независимыми (рис. 1.4). *Двухподвижная* пара оставляет две степени свободы в относительном движении ($s=2$). Это может быть, например, цилиндрическая пара (рис. 1.5), которая допускает относительное вращательное и поступательное движение, как в дверной петле. Если в соединении, моделируемом одноподвижной КП, одну из деталей рассверлить, то число степеней свободы в относительном движении увеличится. Тогда надо воспользоваться моделью двухподвижной (рис. 1.6, а) или *трехподвижной* (рис. 1.6,б) КП. Трехподвижной парой можно также моделировать и сферический шарнир (рис. 1.7,б). Иногда число степеней свободы в сферическом шарнире ограничивают, устанавливая на внутреннюю сферу палец и высверливая в наружной сфере паз; полученное соединение моделируется двухподвижной КП (рис. 1.7, а). Самое большое число степеней свободы в относительном движении, которое может оставить одна КП, равно пяти.

Иногда в КП указывается еще одно свойство. Если у двух звеньев, входящих в пару, можно построить общие поверхности, то такие пары называют *низшими* (например, во вращательной паре можно построить общий цилиндр, а в поступательной – общую плоскость). В противном случае пару называют высшей: при каждом положении звеньев имеются только общие линии или точки, расположение которых меняется в процессе движения (рис. 1.8). Высшей кинематической парой моделируется, например, соединение двух зубчатых колес между собой.

Иногда на схеме в одном месте изображают сразу две кинематические пары. Например, на рис. 1.9, а звенья 1 и 2 образуют одну вращательную пару, а звено 3 со звеном 1 или 2 – вторую. На рис. 1.9, б также изображены две КП: звено 1 со звеном 2 образует вращательную КП, а звено 2 со звеном 3 – поступательную.

3. Соединив некоторое число звеньев между собой с помощью КП, получим модель, обладающую новыми свойствами – кинематическую цепь. *Кинематическая цепь* – совокупность звеньев, связанных между собой кинематическими парами (рис. 1.10). Она характеризуется числом степеней подвижности или, иначе говоря, числом двигателей, которые надо подсоединить к цепи для того, чтобы полностью определить положение всех звеньев цепи.

Найдем число степеней подвижности кинематической цепи, содержащей N звеньев. Общее число степеней подвижности N звеньев, не связанных между собой, равно $6N$, однако каждая s -подвижная КП отнимает $6-s$ степеней подвижности: 1-подвижная КП – пять, 2-хподвижная – четыре и т.д. Таким образом, у кинематической цепи остается число степеней подвижности $W_{ц}$:

$$W_{ц} = 6N - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 6N - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s \quad (1.1)$$

где p_s – число s -подвижных кинематических пар в цепи.

Для примера, показанного на рис. 1.10, имеем:

$$N=4;$$

$$p_1=1 \text{ (поступательная пара В);}$$

$$p_2=1 \text{ (цилиндрическая пара А);}$$

$$p_3=1 \text{ (сферический шарнир С);}$$

$$W_{ц}=6 \cdot 4 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 12.$$

4. Кинематическая цепь, в которой одно из звеньев принято за неподвижное, называется *механизмом*. Поскольку неподвижное звено не обладает подвижностью, для определения числа степеней подвижности механизма W это звено нужно вычесть из числа N :

$$W = 6(N - 1) - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s \quad (1.2)$$

Формула (1.2) называется *формулой Малышева*. Пользуясь формулой (1.2), определим число степеней подвижности исполнительного механизма промышленного робота, показанного на рис. 1.11. Отметим, что все КП в этом механизме – одноподвижные (одна поступательная и две вращательных), тогда:

$$W=6(4-1)-5 \cdot 3=3.$$

Следовательно, для того, чтобы полностью и однозначно определить положение звена 4, необходимо задать 3 входные координаты; на рис. 1.11 они обозначены q_1, q_2, q_3 . Если это условие будет выполнено, то такой механизм - нормальный. *Нормальным* механизмом называется такой, в котором число входов совпадает с числом степеней подвижности. Модель «нормальный механизм» была предложена проф. М.З.Коловским; она удобна тем, что поддается геометрическому анализу. Однако у механизма может быть большое число звеньев и, следовательно, система уравнений, описывающая такой механизм, будет содержать большое число уравнений. Для того, чтобы упростить анализ сложного механизма, удобно разбить его на более простые модели – структурные группы.

Следует отметить, что рассмотренная модель механизма с жесткими звеньями имеет число степеней подвижности, равное числу степеней свободы. Если модель жесткого звена, входящего в состав механизма, заменить на модель упругого звена, то число степеней свободы увеличится, а число степеней подвижности не изменится. Модели

механизмов с упругими звеньями рассматриваются в специальных разделах ТММ и в дисциплине «Колебания в машинах».

5. *Структурная группа* – кинематическая цепь, в которой число входов равно числу степеней подвижности. Такое понятие структурной группы было предложено проф. М.З.Коловским. Структурная группа также, как и нормальный механизм, поддается геометрическому анализу. Частным случаем структурной группы является группа, получившая название *группы Ассура*, в которой число степеней подвижности равно нулю. Модель «структурная группа» удобно использовать не только для анализа механизмов, но и для проектирования новых механизмов: при присоединении к стойке структурных групп всегда будет получаться нормальный механизм.

Рассмотрим примеры. На рис. 1.12 изображено звено, имеющее одну вращательную одноподвижную пару. Число степеней подвижности $W=6-1-5\cdot 1=1$. Если задать один вход, обозначенный входной координатой q_1 , получим одноподвижную группу. Присоединив ее к стойке, получим одноподвижный механизм, состоящий из одного подвижного и одного неподвижного звена.

На рис. 1.13 изображен механизм, включающий в себя, кроме стойки, звенья АВ, ВС и CD. Звено АВ, включающее в себя вращательную пару А, как мы выяснили, является одноподвижной группой. Оставшиеся два звена ВС и CD имеют одну одноподвижную пару D, одну двухподвижную пару С и трехподвижную пару В; таким образом, $W_{ц} = 6 - 2 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 0$. Следовательно, эта цепь является структурной группой Ассура, а весь механизм состоит из одной одноподвижной группы и одной группы Ассура.

На рис. 1.14 изображена схема платформы Стьюарта. В ней $N=14$, $p_1=6$, $p_2=6$, $p_3=6$. Следовательно, $W=6(14-1)-5\cdot 6-4\cdot 6-3\cdot 6=6$, т.е. платформа обладает шестью степенями подвижности.

Повторить по лекции 1:

Модели:

- звено;
- кинематическая пара;
- кинематическая цепь;
- механизм; нормальный механизм;
- структурная группа; группа Ассура;

Формулы:

- формула Малышева для определения числа степеней подвижности.

Термины:

- кривошип;
- шатун;
- коромысло;
- число степеней подвижности.

Лекция 2 «Механизмы с избыточными связями»

Механизмы с избыточными связями и «лишними» степенями подвижности

Рассмотрим механизм, показанный на рис. 1.15, а. Его называют *шарнирным четырехзвенником*, так как у него - четыре звена, включая стойку, и все кинематические пары (КП) являются шарнирами. На реальной модели видно, что механизм является

одноподвижным: вращая кривошип, мы сообщаем полностью определенное движение остальным звеньям. Однако из формулы Малышева (1.2, лк1) следует, что число степеней подвижности механизма отрицательно: $W=6(4-1)-5\cdot 4=-2$, т.е. рассматриваемая схема представляет собой неподвижную ферму. Очевидное несоответствие объясняется тем, что мы подставили в формулу (1.2) и те связи, которые в реальном механизме не используются. Их называют *избыточными связями*. Например, в данном механизме все звенья движутся в параллельных плоскостях, следовательно, те связи, которые не позволяют звеньям выйти из плоскости их движения, не использованы. Такие связи можно убрать, и при этом число степеней подвижности механизма не изменится. Например, вместо одноподвижной КП можно поставить двухподвижный цилиндрический шарнир, который позволяет звеньям выходить из плоскости их относительного вращения, однако эта возможность в данном механизме не будет использована, поскольку нет сил, которые вынуждали бы звенья выйти из плоскости их движения. Однако если окажется, что оси всех шарниров четырехзвенника не будут строго параллельны друг другу, то звенья будут стремиться двигаться уже не в параллельных плоскостях; в этом случае проявятся избыточные связи, которые не дадут звеньям провернуться и превратят механизм в ферму.

Механизмы с избыточными связями используют для повышения жесткости конструкции. Однако они накладывают повышенные требования к точности изготовления деталей и их монтажа (в данном случае – требование к соблюдению параллельности осей шарниров), и, следовательно, ведут к удорожанию конструкции. Если эти требования выполнены не в достаточной степени, то для проворачивания механизма нужно прилагать повышенные усилия, что может привести к увеличению трения, повышенному износу, заклиниванию механизма и даже к его поломке. Для того, чтобы избежать этого, иногда прибегают к рассверливанию отверстий в шарнирах. При этом одноподвижные КП превращаются в двухподвижные (рис. 1.15, б). Число степеней подвижности в таком механизме равно: $W=6(4-1)-5\cdot 1-4\cdot 3=1$. Однако в таком механизме появляются зазоры в соединениях, следовательно, падает точность работы механизма; при перемене знака передаваемых усилий в соединении возникает ударная нагрузка на соединения, что приводит к их поломке.

Для того, чтобы определить число избыточных связей q , достаточно вычесть из числа степеней подвижности, найденного опытным путем, число степеней подвижности, найденное по формуле (1.2). В случае шарнирного четырехзвенника это $1-(-2)=3$. Формула Малышева с учетом избыточных связей имеет вид:

$$W = 6(N - 1) - \sum_{s=1}^{s=5} (6 - s)p_s - q \quad (1.2')$$

Рассмотрим еще один четырехзвенный механизм, представленный на рис. 1.16. У него один одноподвижный шарнир и три двухподвижных, которые допускают относительное вращение входящих в них звеньев вокруг двух осей, следовательно, общее число степеней подвижности равно 1. Однако в некоторых положениях может оказаться так, что оси, допускающее относительное вращение звеньев, у двух несмежных шарниров совпадут, как показано на рис. пунктирной линией. Возникнет мгновенная ось вращения, вокруг которой будут стремиться повернуться шатун и коромысло. То есть появилась «лишняя» степень подвижности, не выявленная формулой Малышева и обусловленная подбором кинематических пар. Механизм, показанный на рис. 1.16, носит название механизма *Тенннета*. В этом механизме возможно появление «лишних» степеней подвижности, выраженное вращением шатуна и коромысла вокруг их продольных осей.

Плоские механизмы и плоские группы Ассура

Плоский механизм – такой, в котором звенья перемещаются в параллельных плоскостях. Эта модель используется достаточно часто. Для таких моделей для определения числа степеней подвижности удобно пользоваться *формулой Чебышева*:

$$W_{\text{п}}=3(N-1)-2p_{\text{н}}-p_{\text{в}} \quad (1.3)$$

Здесь N – число звеньев механизма, $p_{\text{н}}$ – число низших кинематических пар, $p_{\text{в}}$ – число высших кинематических пар. Вывод этой формулы достаточно очевиден: в плоскости движения звенья обладают тремя степенями подвижности; каждая низшая пара отнимает у звеньев по две степени подвижности, оставляя по одной; каждая высшая пара отнимает, соответственно, по одной степени подвижности.

В соответствии с формулой Чебышева число степеней подвижности шарнирного четырехзвенника, показанного на рис. 1.15, а, составляет: $W_{\text{п}}=3(4-1)-2\cdot 4=1$.

Рассмотрим кулачковый механизм, представленный на рис. 1.17. Здесь звено 1 – кулак, звено 2 – толкатель, звено 3 – ролик, 4 – стойка. Ролик в кулачковых механизмах ставится для уменьшения потерь на трение (замена трения скольжения на трение качения). В механизме три низших кинематических пары (две вращательных и одна поступательная) и одна высшая (соединение кулака и ролика). По формуле Чебышева $W_{\text{п}}=3(4-1)-2\cdot 3-1\cdot 1=2$. Вторая степень подвижности (вращение ролика вокруг своей оси) – «лишняя».

В плоских механизмах, также как и в пространственных, можно выделить структурные группы; число степеней подвижности плоских структурных групп $W_{\text{пр}}$ находится по формуле:

$$W_{\text{пр}}=3N-2\cdot p_{\text{н}}-p_{\text{в}} \quad (1.4)$$

Если $W_{\text{пр}}=0$, то такая структурная группа называется плоской группой Ассура. Рассмотрим возможные плоские группы Ассура.

$N=1$, тогда $p_{\text{н}}=1$ и $p_{\text{в}}=1$ (в группе Ассура с одним звеном должна быть одна низшая и одна высшая КП – рис. 1.18, а). Присоединив однозвенную группу Ассура к неподвижной группе и к стойке, получим механизм с коромысловым толкателем (рис. 1.18, б). Структуру механизма можно представить в виде схемы, называемой *графом*: вершины графа, обозначаемые кружками, представляют собой структурные группы, внутри которых цифрами проставляют число звеньев группы и число степеней подвижности группы; ребра графа, связывающие вершины, обозначают КП, с помощью которых группы соединяются между собой. Вершина графа с нанесенной косой штриховкой обозначает стойку. Таким образом, граф структуры, изображенный на рис. 1.18, в показывает, что структура механизма представляет собой однозвенную неподвижную группу, которая связана с однозвенной группой Ассура и со стойкой.

Если $N=2$ (такую группу Ассура называют *диадой*), тогда $p_{\text{н}}=3$, $p_{\text{в}}=0$, то есть в двухзвенной группе Ассура должны быть три низшие кинематические пары. Это могут

быть вращательные или поступательные КП в различных сочетаниях. На рис. 1.19, а показана диада с тремя вращательными парами (она обозначается ВВВ), а на рис. 1.19, б – схема механизма, образованного с этой диадой (это уже упоминавшийся шарнирный четырехзвенник). На рис. 1.20, а представлена диада ВВП (две вращательных и одна поступательная КП), а на рис. 1.20, б – схема механизма с диадой ВВП (кривошипно-ползунный механизм). Шарнирный четырехзвенник и кривошипно-ползунный механизм имеют одинаковую структуру: к стойке присоединена однозвенная одноподвижная группа, включающая в себя кривошип и вращательную КП, а к ней – диада ВВВ или ВВП. На рис. 1.21 показан граф структуры этих двух механизмов.

Если $N=3$, то в группе Ассур могут быть четыре низшие КП и одна высшая, как на рис. 1.22 ($p_n=4, p_v=1, W_{пр}=3\cdot3-2\cdot4-1=0$), либо три низших и три высших КП ($W_{пр}=3\cdot3-2\cdot3-3=0$), либо две низших и пять высших ($W_{пр}=3\cdot3-2\cdot2-5=0$); такие группы уже не реализуют.

Четырехзвенная группа Ассур ($N=4$) должна содержать 6 низших КП, как, например, на рис. 1.23, а. ($p_n=6, p_v=0, W_{пр}=3\cdot4-2\cdot6=0$). Присоединив такую группу к однозвенной одноподвижной группе и к стойке, получим механизм, показанный на рис. 1.23, б. Граф структуры такого механизма представлен на рис. 1.23, в.

Структурные преобразования механизмов

Представление механизма в виде структурных групп зависит от расположения входа (входного звена). Если перенести вход в механизме, то изменится его структура. *Структурное преобразование* состоит в условном перенесении входов, целью которого является упрощение структуры механизма.

Рассмотрим механизм, представленный на рис. 1.24, а. Если в качестве входного звена выбрать звено DF, то весь механизм разобьется на три структурные группы: однозвенную одноподвижную (звено DF со вращательной КП), диаду ВВВ (звенья CD и CE с тремя вращательными КП) и еще одну диаду ВВВ (звенья OA и AB с тремя вращательными парами). Граф структуры преобразованного механизма представлен на рис. 1.24, б. В результате структурного преобразования мы условно избавились от громоздкой четырехзвенной группы, заменив ее на две диады.

При исследовании механизмов с несколькими степенями подвижности часто используется структурное преобразование, называемое, по предложению проф. М.З.Коловского, структурной инверсией. При структурной инверсии выходные координаты механизма (координаты рабочих органов) рассматриваются как входные, а обобщенные координаты входных звеньев и пар – как выходные.

Рассмотрим пример. На рис. 1.25, а представлена схема плоской платформы. Число степеней подвижности по формуле Чебышева $W_{пр}=3\cdot(6-1)-2\cdot6=3$. Следовательно, в механизме надо задать три входа: q_1, q_2, q_3 . В случае, если эти входы заданы так, как показано на рисунке, механизм распадается на следующие структурные группы: две однозвенные одноподвижные (звенья OA и DE с вращательным КП) и одну трехзвенную одноподвижную (звенья AB, BC, CD с четырьмя вращательными КП). Граф структуры такого механизма показан на рис. 1.25, б. Выходными координатами в этом случае являются координаты некоторой точки M звена BC и угол наклона этого звена φ . Выполним структурную инверсию механизма. Примем координаты x_M, y_M, φ за входные, а обобщенные координаты q_1, q_2, q_3 – за выходные. Тогда структура механизма изменится, а граф структуры будет таким, как показано на рис. 1.25, в: к стойке присоединена

однозвенная трехподвижная группа (звено BC: $W=3 \cdot 1 - 0=3$), которая связана с двумя группами Ассура типа ВВВ (диады, включающие в себя звенья ОА и АВ с одной стороны, и CD и DE – с другой). Тем самым мы понизили максимальное число звеньев в структурных группах с трех до двух.

Повторить по лекции 7:

Модели:

- избыточная связь;
- плоский механизм;
- плоская группа Ассура.

Формулы:

- формула Чебышева для определения числа степеней подвижности плоского механизма.

Термины:

- шарнирный четырехзвенник;
- кулак;
- толкатель;
- диада;

структурное преобразование;
структурная инверсия.

Лекция 3 «Кинематический анализ механизмов»

Кинематический анализ механизмов

После проведения геометрического анализа приступают к кинематическому. *Задачей кинематического анализа* является определение скоростей и ускорений точек механизма, угловых скоростей и угловых ускорений его звеньев при заданных законах изменения обобщенных скоростей $\dot{q}_s(t)$ и обобщенных ускорений $\ddot{q}_s(t)$, т.е. первых и вторых производных по времени от обобщенных координат.

Пусть для одноподвижного механизма ($W=1$) определена функция положения некоторой точки М:

$$x_M = \Pi_x(q) \quad (2.18)$$

Дифференцируя (2.18) по времени, получим:

$$\dot{x}_M = \frac{dx_M}{dt} = \frac{\partial \Pi_x}{\partial q} \cdot \frac{dq}{dt} = \Pi'_x \cdot \dot{q}, \quad (2.19)$$

где \dot{q} - обобщенная скорость, а Π'_x - *аналог скорости* или первая геометрическая передаточная функция. Отметим, что аналог скорости Π'_x является геометрической характеристикой механизма, в отличие от скорости, которая является кинематическим параметром. В частности, если обобщенная координата – угловая, то аналог скорости Π'_x имеет ту же размерность, что и функция положения $\Pi_x(q)$. В дальнейшем будет показано, что аналог скорости является важной характеристикой механизма, определяющей его качество.

Для определений ускорения точки М продифференцируем выражение (2.19) по времени:

$$\ddot{x}_M = \frac{d^2 x_M}{dt^2} = \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q^2} \cdot \left(\frac{dq}{dt} \right)^2 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q} \cdot \frac{d^2 q}{dt^2} = \Pi''_x (\dot{q})^2 + \Pi'_x \ddot{q}, \quad (2.20)$$

где $\frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q^2} = \Pi_x''$ - аналог ускорения или вторая геометрическая передаточная

функция. Так же, как и аналог скорости, аналог ускорения является геометрической характеристикой механизма.

\ddot{q} - обобщенное ускорение.

Часто мы будем ограничиваться рассмотрением случая: $\dot{q} = \text{const}$, $\ddot{q} = 0$; тогда $\ddot{x}_M = \Pi_x''(\dot{q})^2$.

В качестве примера рассмотрим механизм с внутренним входом (рис. 2.9,а). Такие механизмы встречаются в гидро- или пневмоприводах: звено 3 – цилиндр, звено 2 – поршень и шток. Обобщенная входная q – это перемещение поршня относительно цилиндра. В этом случае оказывается, что расстояние между точками А и С является переменным: $AC = l + q$, где $l = \text{const}$. Особенностью такого механизма является то, что он содержит только одну трехзвенную одноподвижную структурную группу, которая присоединена к стойке (рис. 2.9, с). Отметим, что, поскольку кинематическая пара В – поступательная, то угол поворота звена 2 и звена 3 – один и тот же - φ_3 . Одинаковыми у них будут также угловые скорости и угловые ускорения. Обозначим $OA=l_1$; составим функцию положения звеньев 1 и 3:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 &= x_C + (l + q) \cos \varphi_3; \\ l_1 \sin \varphi_1 &= y_C + (l + q) \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Продифференцируем (2.21) по обобщенной координате q :

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial q} &= \cos \varphi_3 - (l + q) \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q}; \\ l_1 \cos \varphi_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial q} &= \sin \varphi_3 + (l + q) \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Обозначим аналоги угловой скорости первого и второго звена: $\frac{\partial \varphi_1}{\partial q} = \varphi_1'$; $\frac{\partial \varphi_3}{\partial q} = \varphi_3'$.

Нетрудно видеть, что относительно аналогов скорости система уравнений (2.22) является линейной:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1' + (l + q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= \cos \varphi_3; \\ l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1' - (l + q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.22')$$

Отсюда несложно найти аналоги скорости:

$$\varphi_1' = \frac{\begin{vmatrix} \cos \varphi_3 & (l + q) \sin \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 & -(l + q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (l + q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(l + q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-\cos^2 \varphi_3 (l + q) - \sin^2 \varphi_3 (l + q)}{l_1 (l + q) (\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_3)} = -\frac{1}{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \quad (2.23)$$

Отметим, что знаменатель выражения (2.23) (якобиан) обращается в ноль при $\varphi_1 = \varphi_3 \pm \pi n$, $n=0, 1, \dots$. В этих случаях механизм попадает в особые положения (рис. 2.9, б), а аналог скорости $\varphi_1' \rightarrow \infty$. Поэтому механизм стремятся не доводить до этого положения.

Например, в автомобилях-самосвалах опрокидывающуюся платформу, связанную со звеном 1, опускают на упор, не позволяющий механизму попасть в особое положение.

$$\varphi_3' = \frac{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & \cos \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & \sin \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-l_1 \sin \varphi_1 \sin \varphi_3 - \cos \varphi_1 \cos \varphi_3}{l_1(1+q)(\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_3)} = -\frac{\operatorname{ctg}(\varphi_1 - \varphi_3)}{(1+q)}. \quad (2.24)$$

Для отыскания аналогов углового ускорения φ_1'' и φ_3'' про дифференцируем систему уравнений (2.22') по обобщенной координате q :

$$\begin{aligned} -l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1'' + \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' + (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 + (1+q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= -\sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'; \\ -l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 + l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1'' - \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' + (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Система уравнений (2.25) является линейной относительно аналогов ускорений:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1'' + (1+q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'; \\ +l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1'' - (1+q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'. \end{aligned} \quad (2.25')$$

Отметим, что $2 \cdot \varphi_3'$ - аналог кориолисова ускорения, $l_1 \varphi_1'', (1+q) \cdot \varphi_3''$ - аналоги вращательных составляющих ускорений, $l_1 (\varphi_1')^2, (1+q) (\varphi_3')^2$ - аналоги центробежных составляющих ускорений; в уравнениях (2.25) стоят проекции этих аналогов соответственно на оси Ox и Oy . Напомним, что для того, чтобы получить сами значения ускорений, надо в соответствии с (2.20) и при условии $\dot{q} = \text{const}$ умножить аналоги ускорений на \dot{q}^2 .

Из (2.25') несложно найти аналоги угловых ускорений звеньев 1 и 3:

$$\begin{aligned} \varphi_1'' &= \frac{\begin{vmatrix} l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \\ &= \frac{-l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) (\varphi_1')^2 + (1+q) (\varphi_3')^2}{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} \varphi_3'' &= \frac{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' \\ l_1 \cos \varphi_1 & l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \\ &= \frac{(1+q) (\varphi_3')^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_1 (\varphi_1')^2 - 2 \varphi_3' \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{(1+q) \sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Отметим, что в знаменателе выражений (2.26) и (2.27), как и в случае аналогов скоростей, стоит якобиан функций положений звеньев 1 и 3, т.е. при приближении к особому положению аналоги ускорений $\varphi_1'' \rightarrow \infty$ и $\varphi_3'' \rightarrow \infty$.

В многоподвижных механизмах функции положения являются функциями W обобщенных координат:

$$x_M = \Pi_x(q_1, q_2, \dots, q_W). \quad (2.28)$$

Продифференцировав (2.28) по времени, получим выражение для скорости точки M :

$$\dot{x}_M = \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_1} \dot{q}_1 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_2} \dot{q}_2 + \dots + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_W} \dot{q}_W = \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_s} \dot{q}_s \quad (2.29)$$

Для получения ускорения точки M надо продифференцировать (2.29) по времени:

$$\ddot{x}_M = \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_1^2} \dot{q}_1^2 + \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_1 \partial q_2} \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \dots + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_1} \ddot{q}_1 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_2} \ddot{q}_2 + \dots = \sum_{l=1}^{l=W} \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_l \partial q_s} \dot{q}_l \dot{q}_s + \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_s} \ddot{q}_s \quad (2.30)$$

Как видно из (2.29) и (2.30), для отыскания скоростей и ускорений в многоподвижных механизмах надо определять первые и вторые частные производные от функции положения по всем обобщенным координатам, а также смешанные производные типа $\frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_l \partial q_s}$. Их определение рассмотрим на примере двухподвижного механизма (рис. 2.10).

Составим функцию положения:

$$\begin{aligned} x_A &= l_1 \cos q_1, \\ y_A &= l_1 \sin q_1, \\ x_C &= x_D + l_4 \cos q_2, \\ y_C &= y_D + l_4 \sin q_2, \\ x_A + l_2 \cos \varphi_2 &= x_C + l_3 \cos \varphi_3, \\ y_A + l_2 \sin \varphi_2 &= y_C + l_3 \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.31)$$

В дальнейшем удобно представить (2.31) в более краткой форме:

$$\begin{aligned} l_1 \cos q_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= x_D + l_4 \cos q_2 + l_3 \cos \varphi_3, \\ l_1 \sin q_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= y_D + l_4 \sin q_2 + l_3 \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.31')$$

Возьмем производную от (2.31') по обобщенной координате q_1 :

$$\begin{aligned} -l_1 \sin q_1 - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} &= -l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1}; \\ l_1 \cos q_1 + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} &= l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Из (2.32) можно найти производные $\partial\varphi_2/\partial q_1$ и $\partial\varphi_3/\partial q_1$:

$$\frac{\partial\varphi_2}{\partial q_1} = \frac{\begin{vmatrix} l_1 \sin q_1 & l_3 \sin \varphi_3 \\ -l_1 \cos q_1 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial\varphi_3}{\partial q_1} = \frac{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_1 \sin q_1 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_1 \cos q_1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.34)$$

Далее продифференцируем (2.31') по обобщенной координате q_2 :

$$\begin{aligned} -l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial q_2} + l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial q_2} &= -l_4 \sin q_2; \\ l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial q_2} - l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial q_2} &= l_4 \cos q_2. \end{aligned} \quad (2.35)$$

Из системы (2.35) найдем частные производные по q_2 :

$$\frac{\partial\varphi_2}{\partial q_2} = \frac{\begin{vmatrix} -l_4 \sin q_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_4 \cos q_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial\varphi_3}{\partial q_2} = \frac{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & -l_4 \sin q_2 \\ l_2 \cos \varphi_2 & l_4 \cos q_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.37)$$

Для того, чтобы найти вторые частные производные $\partial^2\varphi_2/\partial q_1^2$ и $\partial^2\varphi_3/\partial q_1^2$, можно продифференцировать по q_1 выражения (2.33) и (2.34). Аналогично для отыскания производных $\partial^2\varphi_2/\partial q_2^2$ и $\partial^2\varphi_3/\partial q_2^2$ надо продифференцировать по q_2 выражения (2.36) и (2.37). Для того, чтобы найти смешанные производные $\partial^2\varphi_2/\partial q_1\partial q_2$ и $\partial^2\varphi_3/\partial q_1\partial q_2$, надо продифференцировать выражения (2.32) по q_2 или (2.35) по q_1 , например:

$$\begin{aligned} -l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial q_1} \frac{\partial\varphi_2}{\partial q_2} - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial^2\varphi_2}{\partial q_1\partial q_2} &= -l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial q_1} \frac{\partial\varphi_3}{\partial q_2} - l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial^2\varphi_3}{\partial q_1\partial q_2}; \\ -l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial\varphi_2}{\partial q_1} \frac{\partial\varphi_2}{\partial q_2} + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial^2\varphi_2}{\partial q_1\partial q_2} &= -l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial\varphi_3}{\partial q_1} \frac{\partial\varphi_3}{\partial q_2} + l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial^2\varphi_3}{\partial q_1\partial q_2}. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Выражения для смешанных производных $\partial^2\varphi_2/\partial q_1\partial q_2$ и $\partial^2\varphi_3/\partial q_1\partial q_2$ получите самостоятельно.

Повторить по лекции 3-4.

Задача геометрического анализа;

Аналог скорости;

Аналог ускорения;

Формулы (2.19) и (2.20).

Лекция 4 «Динамика машин и механизмов»

Содержание:

Динамика механизмов и машин. Динамические параметры машины и механизма. Прямая и обратная задачи динамики. Механическая энергия и мощность. Работа внешних сил. Преобразование механической энергии механизмами. Аксиома об освобождении от связей. Силы и их классификация. Силы в КП без учёта трения. Статический и кинестатический силовой расчёт типовых механизмов. Методы силового расчёта (графоаналитический – планов сил, аналитический – метод проекций на оси координат).

Лекция 5 «Вибрации и колебания в машинах и механизмах»

Содержание: Вибрация и колебания в машинах и механизмах, виброактивность и виброзащита, понятие о неуравновешенности звена и механизма, статическая и динамическая уравновешенность системы. Статическая уравновешенность рычажных механизмов, метод замещающих масс, полная и частичное статическое уравновешение механизма. Ротор и виды его неуравновешенности: статическая, моментная и динамическая. Балансировка роторов при проектировании. Балансировочные станки.

Лекция 6 «Рычажные механизмы»

Содержание: Метрический синтез типовых рычажных механизмов. Структурные схемы простейших типовых механизмов. Цель и задачи метрического синтеза механизмов. Условия проворачиваемости звеньев механизма. Понятие о коэффициенте неравномерности средней скорости и о угле давления в рычажном механизме. Частные задачи синтеза: четырёхшарнирный механизм – синтез по k_v и синтез по двум положениям выходного звена; кривошипно-ползунный механизм – синтез по k_v , по средней скорости ползуна, по двум положениям выходного звена; кулисный механизм – по рабочему перемещению выходного звена (для четырёхзвенного механизма), по коэффициенту k_v (для шестизвенного механизма). Оптимальный синтез рычажных механизмов. Синтез механизма по заданной функции положения.

Лекция 7 «Виброзащита машин и механизмов»

Содержание: Виброзащита машин и механизмов, методы виброзащиты. Взаимодействие двух подвижных звеньев. Подрессоривание и виброизоляция. Динамическое гашение колебаний. Трение в механизмах. Виды трения. Силы в кинематических парах с учётом трения. Силовой расчёт механизмов с учётом сил трения. Понятие КПД механической системы. КПД механической системы при последовательном и параллельном соединении механизмов.

Лекция 8 «Зубчатые механизмы»

Содержание: Классификация зубчатых передач. Понятие о блокирующем контуре. Качественные показатели для эвольвентной передачи. Коэффициент перекрытия. Коэффициент формы зуба. Коэффициент удельного давления. Коэффициент удельного скольжения. Оптимальный геометрический синтез зубчатой передачи. Программное обеспечение САПР в зубчатой передаче. Косозубые цилиндрические эвольвентные передачи и особенности их расчета. Коэффициент осевого перекрытия.

Сложные зубчатые механизмы. Многопоточные и планетарные механизмы. Кинематика рядного зубчатого механизма. Формула Виллиса для планетарных механизмов. Кинематическое исследование типовых планетарных механизмов графическим и аналитическим методами.

Лекция 9 «Промышленные роботы и манипуляторы»

Содержание: Промышленные роботы и манипуляторы. Назначение и области применения. Классификация промышленных роботов. Принципиальное устройство промышленного робота. Основные понятия и определения. Структура манипуляторов. Геометро-кинематические характеристики. Задачи механики манипуляторов. Кинематический анализ механизма манипуляторов. Динамика манипуляторов. Кинетостатический расчёт манипуляторов. Расчёт быстродействия привода.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Лабораторные работы № 1, 2, 3

Тема «Структурный анализ механизмов».

Теория механизмов и машин есть наука, изучающая строение, кинематику и динамику механизмов в связи с их *анализом* и *синтезом*.

Первая группа проблем теории механизмов посвящена исследованию структурных, кинематических и динамических свойств механизмов, т.е. *анализу механизмов*.

Движение механизмов зависит от их строения и сил, действующих на них. Поэтому удобно проблемы анализа разбить на три составные части: структурный, кинематический и динамический.

2.1. Цель структурного анализа

Исследование механизмов и машин обычно начинают со структурного анализа механизмов, который предусматривает:

- определение видового и количественного состава механизмов: подвижных звеньев, кинематических пар и кинематических цепей;
- выделение подвижных звеньев, классификацию кинематических пар, структурных групп;
- определение числа степеней свободы (подвижности) механизма;
- составление формулы структурного строения механизма;
- определение класса и порядка всего механизма;
- определение последовательности проведения кинематического и динамического анализа механизмов.

2.2. Основные понятия и определения

Машина – устройство, выполняющее преобразование движения и информации, предназначенное для полной или частичной замены или облегчения физического или умственного труда человека.

Механизм – система тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других твердых тел.

В теории механизмов и машин тела рассматриваются как абсолютно твердые, т.е. недеформируемые.

Звено механизма – одно или несколько, жестко соединенных между собой, твердых тел. Звено может состоять из нескольких деталей, образующих неразъемное или разъемное соединение, не допускающее между деталями относительного движения.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного материала одной марки, без применения сборочных операций (сваривания, склепывания, свинчивания, склеивания и т.д.).

Звенья механизмов на схемах изображают упрощенно в виде линий или геометрических фигур и нумеруют арабскими цифрами.

В механизмах можно выделить **однородное** звено, относительно которого совершают определенное движение в пространстве, и звенья *подвижные* (их классификация приведена на рис. 2.1.). Неподвижно звено называется *стойкой*. Роль стойки, например, в токарном станке выполняет его станина, в автомобилях – шасси или кузов, в редукторах – корпус. На схемах механизмов нумерация звеньев обычно выполняется со стойки. Кроме того, в механизмах выделяют входное и выходное звенья, между которыми в общем случае располагаются звенья промежуточные (соединительные).

Входное – звено, которому сообщается движение для приведения в движение других звеньев механизма (непосредственно получает движение от двигателя).

Выходное – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, и, непосредственно воздействующее на обрабатываемый материал или среду.

Начальное звено – звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Количество промежуточных (соединительных) звеньев, как правило, определяют сложностью механизмов. Звенья в механизмах подвижно соединены между собой посредством кинематических пар.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. На схемах кинематические пары обозначают прописными буквами латинского алфавита.

Начальная кинематическая пара – пара, звеньям которой приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Элемент кинематической пары – точка, линия или поверхность, по которым осуществляется соприкосновение звеньев, образующих кинематическую пару. Если элементом кинематической пары является *точка* или *линия*, то пара называется **высшая**, если элемент – *поверхность*, то – **низшей** кинематической парой (рис. 2.2).

Связи – ограничения, налагаемые на положения и скорости твердого тела или материальной точки, которые должны восполняться при любых действующих на механическую систему силах. Связи в механизмах осуществляются с помощью элементов контактирующих звеньев в кинематической паре.

В зависимости от ограничений на перемещения в противоположных направлениях различают *связи удерживающие* и *неудерживающие*. В связи с этим кинематические пары делят на пары с *геометрическим замыканием* и *силовым замыканием*. На рис. 2.2 видно, что во вращательной,

поступательной, цилиндрической кинематических парах замыкание соединенных звеньев осуществляется геометрически, а в парах «цилиндр-плоскость» и «шар-плоскость» силовым способом, т.е. за счет собственной массы цилиндра и шара или другими конструктивными решениями (например, в сферическом шарнире шар может прижиматься к охватывающей поверхности за счет сил упругости дополнительно вводимой в конструкцию шаровой опоры автомобиля пружины).

При образовании кинематической пары можно подобрать так форму элементов кинематических пар, что при одном независимом простейшем перемещении возникает другое производное

движение, как например, в винтовой паре. Такие кинематические пары называются *траекторными*.

По виду реализуемых в кинематических парах простейших независимых движений вводят обозначения (цилиндрическая пара обозначается **ПВ**, сферическая - **ВВВ** и т.д., где **П** - *поступательное*, **В** - *вращательное движение*).

Класс кинематической пары определяется числом условий связей, налагаемых парой на относительное движение звеньев, ее составляющих. В связи с этим различают кинематические пары I, II, III, IV, V классов.

Подвижность кинематической пары – число степеней свободы в относительном движении ее звеньев. Различают одно-, двух-, трех-, четырех- и пятидвижные кинематические пары.

Кинематическая цепь – система звеньев, связанных посредством кинематических пар. *Механизм* является частным случаем кинематической цепи и отличается тем, что в нем достигается *определенность* движения звеньев.

Кинематическое соединение – кинематическая пара с числом звеньев более двух.

Рычажным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные и сферические кинематические пары.

Шарнирным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные кинематические пары пятого класса.

Структурная схема механизма – это безмасштабное изображение механизма с применением условных обозначений и кинематических пар. Может изображаться графически, либо буквенно-цифровой записью. Она значительно упрощает понимание исследуемого механизма.

Если структурную схему выполнить в масштабе с указанием размеров звеньев, то получим *кинематическую схему механизма*.

Плоский механизм – механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Все остальные механизмы, траектории точек подвижных звеньев которых расположены в разных плоскостях, называются *пространственными*.

Избыточные связи в механизме – повторяющиеся (или зависимые) связи, удаление которых не изменяет заданного числа степеней свободы механизма. Отклонения в расположении связей компенсируются деформациями звеньев, износом контактирующих поверхностей зазорами между элементами кинематических пар, повышенной точностью изготовления и сборки звеньев, кромочным контактом элементов пар. Структурная схема механизма без избыточных связей называется *основной схемой*.

2.3. Структурная классификация

Изучение основ построения механизмов и их элементов базируется на структурной классификации. Ее принципы заключается в том, что *любой механизм представляют как цепь отдельных элементарных сочленений твердых тел определенной формы, присоединенных к исходному начальному (простейшему) механизму, выполняющему и самостоятельные функции. Начальный механизм не может быть разделен на более простые части без нарушения основной функции – передачи движения.*

Русский ученый Л.В. Ассур в своей работе «Исследование плоских стержневых механизмов с точки зрения их структуры и классификации» впервые связал структуру механизмов со способами их исследования. Эта классификация, предложенная в 1911 г. Л.В. Ассуром, а затем дополненная академиком И.И. Артоболовским, предусматривает объединение в определенной системе и тех комбинаций подвижных частей, присоединение которых к начальному (начальным) способствует образованию сложных механизмов. Механизмам присваивается определенный класс и порядок, что позволяет систематизировать огромное число элементов, объединив их в группы определенного класса, в рамках которых к ним применим единый метод исследования.

Отсюда следует, что для выявления способа кинематического и силового исследования механизма, необходимо прежде всего установить, к механизмам какого класса и порядка рассматриваемый механизм относится, т.е. *классифицировать* его по *Ассуру-Артоболовскому*.

2.4. Подвижность кинематических цепей

Кинематические цепи различают по следующим признакам (см. рис. 2.3):

- а) замкнутые и незамкнутые;
- б) плоские и пространственные;
- в) простые и сложные.

В *замкнутой* цепи каждое звено входит не менее чем в две кинематические пары, *воткнутой* есть звенья (звено), входящие только в одну кинематическую пары (пара F, рис. 2.3, б).

В *плоской* цепи все звенья перемещаются в одной плоскости, параллельной какой-либо неподвижной; в *пространственной* – звенья движутся в разных непараллельных плоскостях.

В *простой* кинематической цепи каждое звено входит не более чем в две кинематические пары, в сложной цепи есть звенья, входящие более чем в две кинематические пары (звено 1, рис. 2.3, в).

Звенья, входящие только в одну кинематическую пару, называются *поводками* (звенья 1, 4, 5, рис. 2.3, в).

Элементы кинематических пар (кинематические пары) звеньев, которыми они впоследствии присоединяются к другим кинематическим цепям или звеньям, называются *внешними* (рис. 2.3, в, пары А, Е, F).

Подвижность кинематической цепи – это определенность движения звеньев по отношению к одному из них – неподвижному звену, именуемому стойкой. Определенность движения звеньев предполагает строгую повторяемость их траекторий движения и является обязательным свойством кинематической цепи любого реального устройства, так как в противном случае управление устройством невозможно.

За обобщенную координату в плоских механизмах принимают угол поворота входного звена φ и следовательно, если задавать ее изменение во времени, то можно получить вполне определенное движение звеньев такой кинематической цепи, называемой **механизмом**. Таким образом, количество входных звеньев определяется степенью подвижности механизма.

Любое твердое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы. Если механизм имеет n подвижных звеньев, то в сумме они имели бы $6n$ степеней свободы при отсутствии между ними соединений (связей). Каждое соединение, т.е. каждая кинематическая пара, отнимает столько степеней свободы, каков ее класс.

В результате с учетом всех кинематических пар получим степень подвижности пространственного механизма

$$W=6n-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1 \quad (2.1)$$

где P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – число кинематических пар соответствующего класса.

Можно записать короче:

$$W=6n - \sum_{j=1}^5 jP_j,$$

где j – класс кинематической пары.

Эта формула носит имя Сомова [≠] Малышева.

Для плоского механизма каждое звено будет иметь три степени свободы. Кинематическая пара IV класса отнимает две степени свободы; кинематическая пара V класса отнимает одну степень свободы; кинематических пар III, II, I классов быть не может, так как в плоском случае они дают неподвижное соединение.

Степень подвижности плоского механизма находят по формуле Чебышева

$$W=3n-2P_5-P_4 \quad (2.2)$$

Степень подвижности механизма определяют для назначения требуемого числа входных звеньев, обеспечивающих определенность движения. Число входных звеньев и степень подвижности механизма должны быть одинаковы.

Если степень подвижности равна нулю, то в этом случае группа соединенных таким образом звеньев образует неподвижную конструкцию и движения звеньев не будет. С точки зрения статики такая система определима.

Если степень подвижности отрицательна, то получаем жесткую статически неопределимую конструкцию. Степень статической неопределимости равна модулю степени подвижности.

2.5. Принцип Ассура-Артоболевского.

Структурные группы

Принцип образования механизмов по теории Л.В.Ассура заключается в следующем: любой механизм может быть представлен состоящим из *начального* (при $W=1$) или *начальных* (при $W>1$) механизмов, с присоединенными к ним *особых* кинематических цепей, называемых структурными группами Ассура (в дальнейшем – группа Ассура).

Начальным называется механизм, состоящий из одного подвижного звена, совершающего движение (вращательное – рис. 2.4, а или поступательное – рис. 2.4, б) относительно стойки:

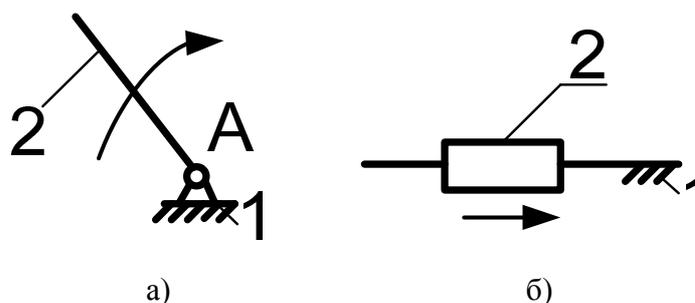


Рис. 2.4

Начальные механизмы не являются группами Ассура, т.к. их степень подвижности равна не нулю, а единице:

$$W=3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1,$$

поэтому на схемах начальных механизмов (рис. 2.4) соответственно наносят одну круговую или линейную стрелки.

Примерами начальных механизмов являются механизмы электродвигателей и генераторов, турбин, центробежных насосов, вентиляторов, молотов, гидро- и пневмодвигателей (в случае рис. 2.4, б – например, гидроцилиндры).

Группой Ассура называется незамкнутая кинематическая цепь с **нулевой** степенью подвижности, которая не распадается на более простые кинематические цепи, отвечающие этим условиям.

Плоские механизмы представим, как состоящие только из кинематических пар 5-го класса (высшие пары 4-го класса можно эквивалентно заменить на низшие), тогда с учетом определения группы Ассура преобразуем формулу Чебышева к виду:

$$W=3n-2p_5=0. \quad (2.3)$$

Определив число звеньев

$$n=\frac{2}{3}P_5, \quad (2.4)$$

и, проанализировав это выражение, приходим к выводам:

1) Простейшие группы Ассура состоят из двух звеньев, содержащих три кинематические пары. Их называют **двухповодковые**.

2) Сложные группы Ассура представляют собой кинематические цепи, в которых число звеньев n больше и кратно двум, а число кинематических пар 5-го класса более и кратно трем.

Класс группы Ассура определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур, образованный внутренними кинематическими парами. Обозначается римскими цифрами I, II, III и т.д.

Порядок группы Ассура определяется числом свободных поводков, при условном присоединении которых к стойке, кинематическая цепь образует жесткую фигуру (ферму). Обозначается арабскими цифрами 1, 2, 3 и т.д.

В соответствии с данными определениями начальный механизм имеет I класс, I порядок; двухповодковые группы Ассура – II класс, 2 порядок;

Класс и порядок механизма определяется наивысшим классом и старшим порядком наиболее сложной группы Ассура, входящей в состав механизма.

2.6. Пассивные связи

Пассивными связями – связи, налагаемые звеньями и кинематическими парами, удаление которых не изменяет характера движения в целом [5].

Пассивные связи могут быть полезными и вредными.

Полезные пассивные связи вводятся конструктором в схему механизма искусственно для улучшения конструкции механизма (повышения нагрузочной способности и надежности).

На рис. 2.7 изображена схема параллельных кривошипов (применяется в качестве привода ведущих колес тепловозов).

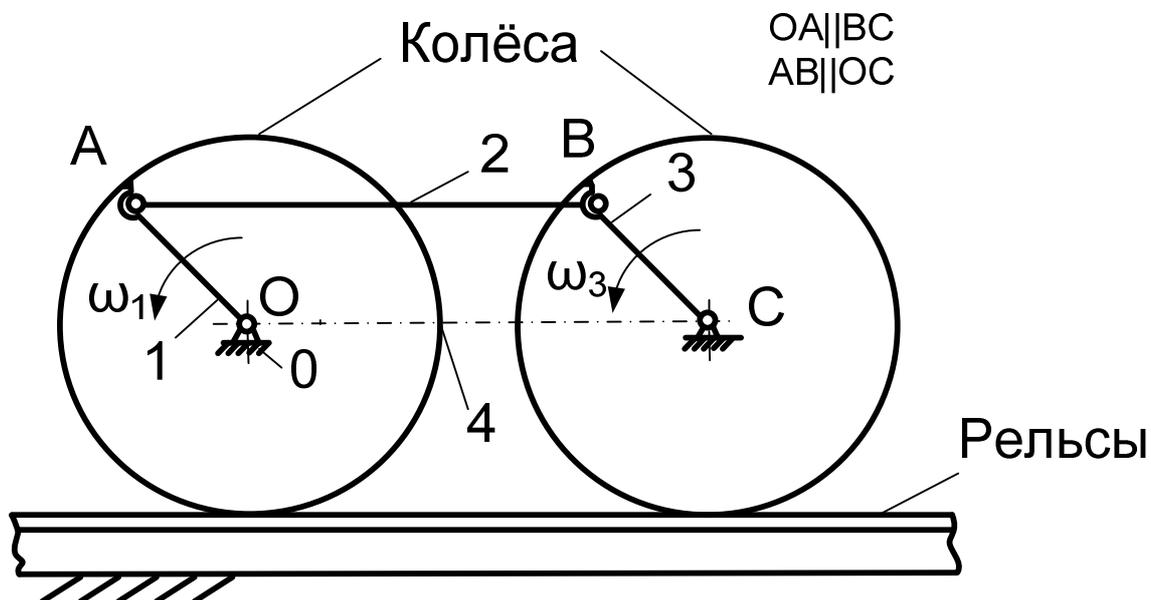


Рис. 2.7

Недостаток схемы:

а) в крайнем положении механизма, когда кривошипы 1, 3 и шатун 2 располагаются на одной прямой, совпадая с ОС, кривошип 3 занимает неопределенное положение, в результате чего может изменить направление вращения на обратное при неизменном направлении вращения кривошипа 1. Это приведет к нарушению работы механизма и машины в целом.

б) Тепловоз – энергоемкая машина, поэтому нагрузки, приходящиеся на шатун, соединяющий и обеспечивающий одинаковое вращение ведущим колесам ($\omega_1 = \omega_2$) тепловоза, достаточно велики. В результате не исключена деформация или утрата прочности шатуна из-за его перегрузок (т.к. размеры и сечение кривошипов ограничены габаритами колес подвижных составов).

На практике указанные недостатки устраняют, вводя в схему механизма дополнительное «лишнее» звено 5 с двумя кинематическими парами D и E (рис. 2.8), т.е. связи, налагаемые или пассивные.

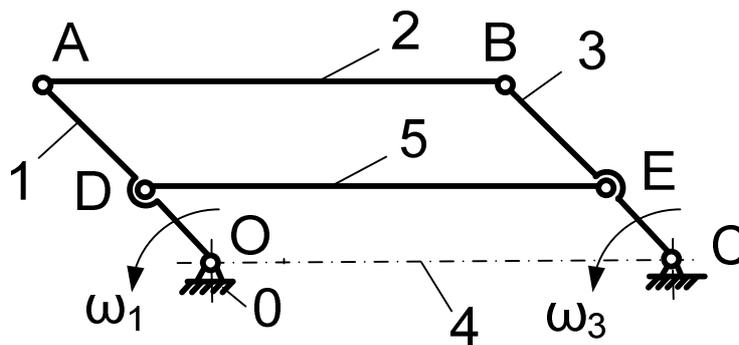


Рис. 2.8

Подвижность механизма с пассивными связями:

$$W=3n-2p_5-p_4=3 \cdot 4-2 \cdot 6-0=0 \quad (2.5)$$

Если судить по результатам расчета, то внедрение в схему механизма дополнительного звена 5 лишило механизм подвижности, обратив его в ферму. В действительности же введение в схему звена 5 при выполнении условия, что $DE \parallel AB$, не изменяет как подвижности механизма (она остается прежней, т.е. $W=1$), так и сохраняет назначение механизма ($\omega_1=\omega_3$).

Отсюда следует вывод: *при определении подвижности механизма по структурной формуле пассивные связи не должны учитываться – они должны быть выявлены и мысленно отброшены.*

Вредные пассивные связи (их коротко называют **избыточными**) возникают в механизме главным образом из-за погрешностей изготовления звеньев и сборки механизма.

Избыточные связи в реальных механизмах приводят к дополнительным деформациям звеньев и потерям энергии на эти деформации. Избыточные связи особенно неблагоприятно сказываются на работе плоских механизмов. При синтезе схемы и конструировании механизма избыточные связи должны быть выявлены и устранены.

Обозначаются избыточные связи через q . Присутствие и количество их в схеме **пространственного механизма** выявляется с помощью структурной формулы Сомова-Малышева:

$$q=W-6n+5p_5+4p_4+3p_3+2p_2+p_1 \quad (2.6)$$

Для **плоского механизма** – с помощью структурной формулы Чебышева:

$$q=W-3n+2p_5+p_4 \quad (2.7)$$

Механизмы, не содержащие избыточных связей $q \leq 0$, называются рациональными или самоустанавливающимися.

Проще всего устранить избыточные связи заменой кинематических пар.

2.7. Алгоритм классификации механизма

Структурный анализ механизмов рекомендуется выполнять в последовательности:

1. Вычерчиваем структурную схему исследуемого механизма. Обозначаем на ней, начиная с начального звена, арабскими цифрами 0, 1, 2, ... **все звенья** механизма (0 – стойка), а прописными латинскими буквами все **кинематические пары**. В сложных соединениях применяем формулу:

$$k=n-1, \quad (2.8)$$

согласно которой обозначению и выделению подлежит число кинематических пар k , на единицу меньше, чем число звеньев n , сходящихся в рассматриваемом соединении.

Например, в плоском рычажном шестизвенном механизме (рис. 2.9) точка E представляет сложное соединение, в ней сходятся звенья 3, 4 и 5, т.е. $n=3$, тогда $k=3-1=2$. Следовательно, в точке E выделяем две кинематические пары:

$E(3-4)$, НКПП, $V_{кл.}$,

$E'(4-5)$, НКПВ, $V_{кл.}$

2. Классифицируем все звенья кинематической цепи (рис. 2.1).

3. Классифицируем каждую кинематическую пару (рис. 2.2): определяем звенья, ее составляющие; название – низшая (НКП) или высшая (ВКП); вращательная (В) или поступательная (П); класс кинематической пары. Составляем таблицу кинематических пар.

4. Выявить и устранить из схемы избыточные связи q .

5. Определив общее число подвижных звеньев кинематической цепи n , число низших кинематических пар p_5 в зависимости от ее типа (плоская ли пространственная), рассчитываем степень подвижности W .

6. На схеме нанесением круговой или линейной стрелок назначаем входное (-ые) звенья. По завершению данной процедуры рассматриваемая кинематическая цепь становится механизмом.

7. Отделяем в зависимости от результата расчета по п.5 начальный (при $W=1$) или начальные ($W \geq 2$) механизмы I класса, 1-го порядка.

8. Оставшуюся кинематическую цепь последовательно, в направлении от входного звена к выходному, разбиваем на структурные группы Ассура. Причем разбиение механизма стараемся осуществить таким образом, чтобы в первую очередь выделить простейшие группы Ассура II класса 2-го порядка. Чем ниже класс и порядок механизма, чем проще его дальнейшее исследование.

Помнить, что каждое звено и каждая кинематическая пара могут входить только один раз и только в одну группу Ассура.

9. Классифицируем группы Ассура.

10. Составляем **формулу структурного строения**, которая в символьном виде обозначает логику передачи движения в механизме от входного звена через промежуточные к выходному звену.

11. Классифицируем исследуемый механизм в целом.

Ниже приведем пример выполнения оформления в курсовом проекте структурного анализа плоского рычажного механизма – строгального станка (рис. 2.9).

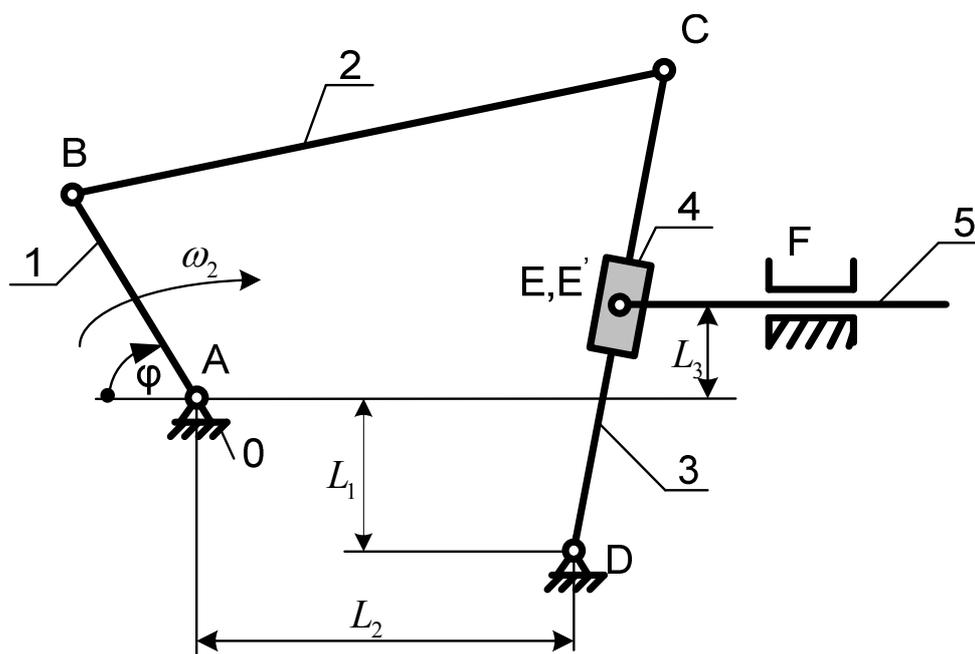


Рис. 2.9

Звенья:

0 – стойка; 1 – кривошип;
 2 – шатун; 3 – кулиса;
 4 – камень кулисы; 5 – ползун
 $n = 5; p_5 = 7; p_4 = 0$

Кинематические пары:

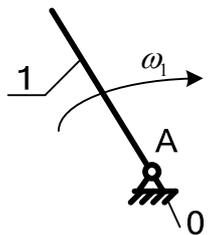
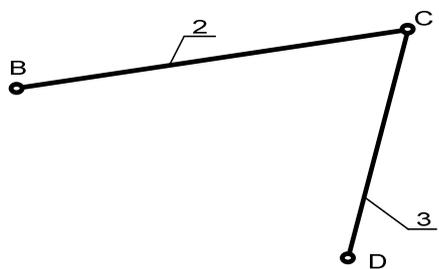
A(0-1) – НКПВ, V
 B(1-2) – НКПВ, V
 C(2-3) – НКПВ, V
 D(1-3) – НКПВ, V
 E(3-4) – НКПП, V
 E'(4-5) – НКПВ, V
 F(5-1) – НКПП, V

Степень подвижности:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

Число избыточных связей:

$$q = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 = 0$$

Схема начального механизма	Класс, порядок	Звенья, входящие в состав	Число степеней свободы
	I, 1	0-1	$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$
Группы Ассура, входящие в состав механизма			
Схема групп	Класс, порядок	Звенья	Число степеней свободы
	II, 2	2-3	$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$

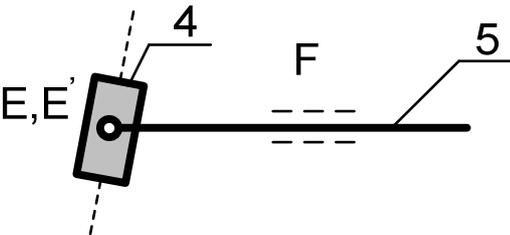
	II, 2	4-5	$W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3=0$
Формула структурного строения: I, 1(0-1)→II, 2(2-3)→II, 2(4-5)			

Рис. 2.9 (продолжение)

На листе 1 курсового проекта аналогичная таблица (рис 2.9) с результатами структурного анализа размещается над основной надписью.

Лабораторная работа №4

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Цель, задачи и методы

Кинематика изучает механическое движение тел без учета массы тел, её распределения и действия сил.

Цель кинематического анализа заключается в накоплении исходных данных для дальнейшего динамического исследования механизмов.

Задачи анализа заключаются в определении кинематических характеристик движения механизма, геометрические размеры которого известны, а именно:

- положения звеньев, их перемещения и траектории движения точек звеньев механизма;
- линейные скорости точек звеньев механизмов, угловые скорости звеньев;
- линейные ускорения точек звеньев механизмов, угловые ускорения звеньев.

Некоторые из параметров кинематики необходимы не только для оценки качества синтеза схемы механизма, но и для решения задач, связанных с прочностным расчетом и конструированием его звеньев, оценки динамических свойств механизма.

Перемещения, скорости, ускорения определяют в пределах цикла работы механизма, т.е. за один оборот входного звена. За обобщенную координату принимают угол поворота входного звена φ , что позволяет получить кинематические характеристики, независимые от времени. Поэтому в курсовом проекте при кинематическом исследовании рычажных механизмов *условно* считаем, что входное звено (кривошип) совершает равномерное вращательное движение с постоянной угловой скоростью, т.е. закон движения входного звена задан, и, кроме того, задана структурная схема с указанием ее размеров, т.е. задана кинематическая схема.

Методы исследования кинематики подразделяют на аналитические, графические и экспериментальные.

- **Аналитические методы** позволяют получать при исследовании требуемую точность, автоматизировать процессы вычислений. Однако при анализе кинематики многозвенных механизмов эти методы отличаются значительной трудоемкостью.

- **Графические методы** – метод диаграмм и метод построения планов. Первый достаточно прост, но имеет невысокую точность результатов исследования, ограничен – т.к. позволяет определить кинематические характеристики только одного – выходного звена механизма. Второй – имеет более высокую точность, обладает наглядностью, универсальностью и векториальностью, но ограничен по применению – не выше механизмов II-го класса. Эффективен в учебных целях. Графические методы не дают общего решения задач кинематического анализа, т.к. каждое положение механизма исследуется индивидуально.
- **Экспериментальные методы** требуют наличия специального оборудования и поэтому, как правило, используются в лабораторных условиях.

В курсовом проекте кинематика рычажных механизмов исследуется графическими методами. Полученные результаты непременно сравнивают между собой. Погрешность расчетов должна лежать в пределах 5...8 %. Если погрешность превышает указанные пределы, то надо искать ошибку в вычислениях или увеличивать масштабы построений.

3.2. Основные понятия и определения

Обобщенная координата механизма – каждая из независимых между собой координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки при наименьшем их числе. Для механизма только с положительными связями число обобщенных координат совпадает с числом степеней свободы этого механизма.

Кинематические характеристики движения точки:

– **траектория точки** – геометрическое место точек, ее последовательность положений в пространстве с течением времени относительно выбранной системы отсчета;

– **график движения точки** – кривая, изображающая функцию какого-либо элемента движения (координата, скорость, ускорение точки);

– **скорость точки** – быстрота изменения пути, проходимого точкой с течением времени, равная производной по времени от радиуса – вектора этой точки в рассматриваемой системе отсчета;

– **ускорение точки** – быстрота изменения скорости точки с течением времени, равная производной по времени от скорости этой точки в рассматриваемой системе отсчета;

– **сложное движение точки или звена** – движение точки или звена, исследуемое одновременно в основной и подвижной системах отсчета. Характеристики движения точки или звена определяются по отношению к каждой из систем и рассматриваются зависимости между этими характеристиками;

– **функция положения механизма** – функциональная зависимость линейной или угловой координаты выходного звена от обобщенной координаты механизма (иногда называют передаточной функцией нулевого класса);

– **первая передаточная функция скорости** (линейной или угловой) – первая производная функции положения по обобщенной координате механизма (аналог скорости точки, аналог угловой скорости звена);

– **вторая передаточная функция ускорения** (линейного или углового) – вторая производная функции положения по обобщенной координате механизма (аналог ускорения точки, аналог углового ускорения звена);

– **масштабный коэффициент** – отношение числового значения физической величины к ее линейному изображению в виде отрезка на чертеже. Отрезок на чертеже измеряется в [мм]. Физические величины: длина – м; время – с; сила – Н; угол – радиан, угловой градус; линейная скорость – м·с⁻¹; угловая скорость – рад·с⁻¹; линейное ускорение – м·с⁻²; угловое ускорение – рад·с⁻²; частота вращения – с⁻¹. Соответственно масштабные коэффициенты:

$$\mu_l = 1[c / мм]; \mu_F = 1[H / мм]; \mu_e = 1[m / мм];$$

$$\mu_\varphi = 1[рад / мм]; \mu_v = 1[m \cdot c^{-1} / мм]; \mu_a = 1[m \cdot c^{-2} / мм] \text{ и т.д.}$$

Лабораторная работа №5

Планы положений механизма

Построением планов положений решается первая задача кинематического анализа рычажных механизмов, а именно: определяют положения звеньев механизма в пространстве и траектории движения его точек по известному закону движения начального (входного) звена (обобщенной координаты).

На данном этапе закон движения входного звена не известен (он определится только после анализа динамики механизма). Поэтому, будем считать, что входное звено (кривошип) совершает равномерное вращение, т.е. с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = \text{const}$. Это означает, что за равные промежутки времени Δt кривошип совершает угловые смещения на равные углы $\Delta \varphi$. Таким образом, φ – обобщенная координат механизма, последовательно придавая которой равные дискретные изменения, в результате получаем соответствующие (по равноотстоящим положениям кривошипа) положения звеньев и траектории точек механизма.

Исследуемые рычажные механизмы относятся к механизмам циклического (периодического) действия. Длительность цикла определяется временем $T_{\text{ц}}$, необходимым для совершения кривошипом одного полного оборота, т.е. для поворота на угол 360° или 2π (в радианах). За это же самое время $T_{\text{ц}}$ выходное звено совершает два хода. *Первый – рабочий ход*, в течение которого выходное звено преодолевает силу (или момент силы) полезного сопротивления $P_{\text{пс}}$ (или $M_{\text{пс}}$), для преодоления которых и создан исследуемый механизм (например: в строгальном станке – усилие резания; в прессе – усилие прессования и т.п.). *Второй – холостой ход* – в течение данной части цикла работы выходного звена возвращается в исходное положение. После завершения холостого хода механизм готов к осуществлению очередного рабочего хода. Длительность рабочего и холостого ходов оценим соответственно временем $t_{\text{рх}}$ и $t_{\text{хх}}$ и углами поворота $\varphi_{\text{рх}}$ и $\varphi_{\text{хх}}$. Тогда длительности цикла работы механизма будут соответствовать две следующие зависимости:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{рх}} + t_{\text{хх}} \quad (3.1)$$

$$360 = \varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{хх}}, \quad (3.2)$$

где $\varphi_{\text{рх}}$ и $\varphi_{\text{хх}}$, град – соответствующие центральные углы рабочего и холостого ходов.

Для достижения максимально возможной производительности механизм при выполнении возложенной на него технологической операции (строгание, прессование и т.д.) необходимо, чтобы $t_{\text{рх}} > t_{\text{хх}}$, а следовательно и $\varphi_{\text{рх}} > \varphi_{\text{хх}}$.

По этой же причине на траектории движения пальца кривошипа (точки В), представляющей окружность радиуса АВ, *большой* центральный угол между крайними положениями кривошипа назначаем углом рабочего хода $\varphi_{\text{рх}}$, а *меньший* из них – углом холостого хода $\varphi_{\text{хх}}$.

МАСШТАБНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПЛАНА ПОЛОЖЕНИЙ
выбирается, исходя из двух условий:

- а) двенадцать планов положений необходимо разместить на площади примерно в пределах $\frac{1}{4}$ листа формата А1 (левая верхняя часть);
- б) выбранное значение μ_l должно **обязательно** соответствовать одному из **стандартных** положений линейных масштабов.

Установим связь между масштабными коэффициентами плана положений и линейными масштабами.

Обычно масштабный коэффициент μ_l выбирается через размеры наименьшего по размерам звена механизма – его кривошипа. Пусть в рычажном механизме длина кривошипа $l_{AB}=0,2$ м, тогда

$$\mu_l = \frac{l_{AB}, \text{ м}}{AB, \text{ мм}}, \quad (3.3)$$

где АВ, мм – *выбранная* длина отрезка, которым кривошип показан на чертеже, в дальнейшем будем называть **чертежной длиной звена**.

ГОСТ 2.302-68 предусматривает следующие **стандартные** масштабы:

Табл. 3.1

Натуральная величина	1:1				
Масштабы увеличения	2:1	2,5:1	4:1	5:1	10:1
Масштабы уменьшения	1:2	1:2,5	1:4	1:5	1:10

– Механизм на чертеже изображен в *натуральную величину*, т.е. М 1:1, тогда

$$\mu_l = \frac{0,2 \text{ м}}{200 \text{ мм}} = 0,001 \text{ м/мм};$$

– механизм на чертеже изображен *увеличенным в 2 раза*, т.е. М 2:1, тогда

$$\mu_l = \frac{0,2 \text{ м}}{400 \text{ мм}} = 0,0005 \text{ м/мм};$$

– механизм на чертеже изображен *уменьшенным в 2 раза*, т.е. М 1:2, тогда

$$\mu_l = \frac{0,2 \text{ м}}{100 \text{ мм}} = 0,002 \text{ м/мм}.$$

Рассмотренные примеры позволяют сформировать **ПРАВИЛО**:

а) масштабу *натуральной величины* М 1:1 соответствует масштабный коэффициент $\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$;

б) во сколько раз механизм на чертеже изображен *увеличенным*, во столько же раз масштабный коэффициент плана положений *уменьшается* по сравнению с величиной $0,001 \text{ м/мм}$;

в) во сколько раз механизм на чертеже изображен *уменьшенным*, во столько же раз масштабный коэффициент увеличивается по сравнению с величиной $0,001 \text{ м/мм}$.

КРАЙНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА

При построении планов положений в первую очередь определяют крайние (их иногда называют мертвые) положения механизма.

Выходное звено рычажного механизма в течение полного оборота кривошипа в определенные моменты времени может занимать крайнее правое (нижнее) и крайнее левое (верхнее) положения. Расстояние, измеренное между крайними положениями выходного звена, равно его полному ходу. Этим положениям выходного звена соответствуют строго определенные положения кривошипа, лежащие на границах центральных углов φ_{px} и φ_{xx} .

В общем случае крайние положения механизма можно находить аналитически через тригонометрические преобразования или точными методами графических построений.

Если исследуемый рычажный механизм имеет выходное звено, совершающее вращательное движение, то крайние положения определяются:

- видом первой структурной группы Ассура, присоединенной к входному звену, если его выходное звено совершает возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение;
- видом второй структурной группы Ассура, присоединенной к вращающемуся звену первой структурной группы, если выходное звено второй присоединенной группы совершает возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение и т.д.

Крайние положения у механизма могут отсутствовать, если его входное и выходное звенья совершают вращательное движение и т.д. Примерами таких механизмов являются: механизмы параллельных кривошипов (рис. 2.7), зубчатые механизмы и др.

Кривошипно-ползунный механизм

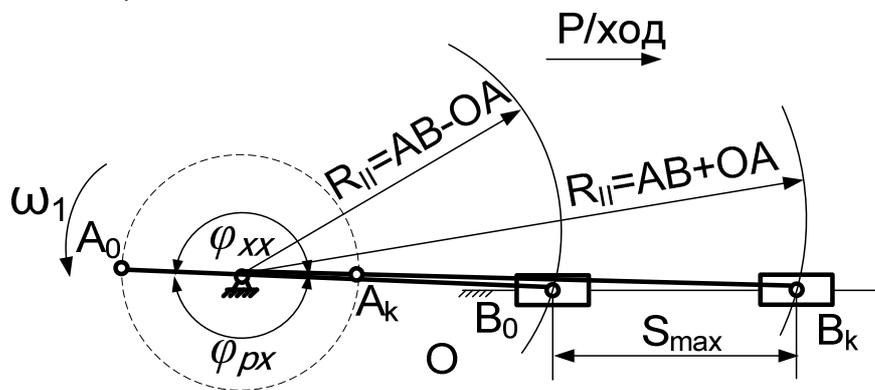


Рис. 3.1

Шарнирный четырехзвенник

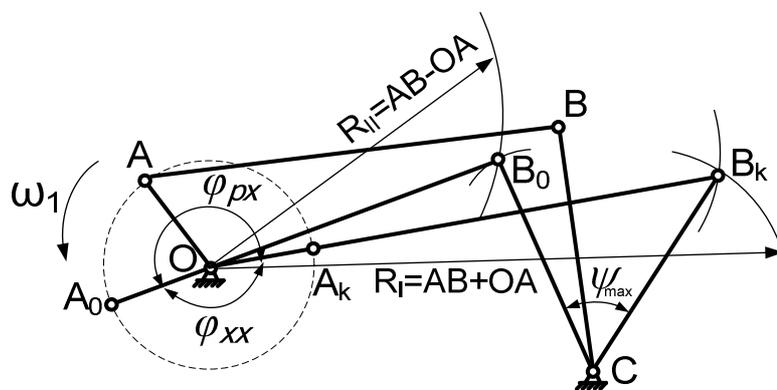


Рис. 3.2

Для большинства четырехзвенных рычажных механизмов (кривошипно-ползунного, шарнирного четырехзвенника, кулисного с качающейся кулисой) применимы точные методы, основанные на простых

геометрических построениях. Аналогичным образом строят крайние положения и для шестизвенных рычажных механизмов, представляемых, как указанные выше четырехзвенные с присоединенной к ним структурной группой второго класса и второго порядка. Общим для этих механизмов (кривошипно-ползунный, шарнирный четырехзвенник и шестизвенные, построенные на их основе) является то, что крайними положениями в них будут такие положения, когда кривошип и шатун то вытягиваются в одну прямую линию, то складываются в одну линию (рис. 3.1) и (рис. 3.2).

Для кулисного механизма с качающейся кулисой (рис. 3.3) крайними будут такие положения, когда кривошип и кулиса взаимно перпендикулярны.

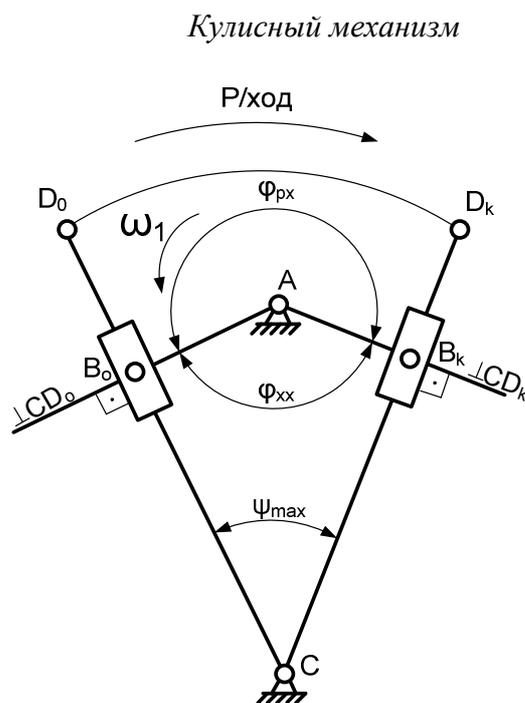


Рис. 3.3

Для механизмов, где данный метод не позволяет сразу и точно определить крайние положения (например, в двухкривошипных или в механизмах с вращающейся кулисой), за начальное положение кривошипа принимают его горизонтальное положение и, задавшись известным направлением угловой скорости кривошипа, строят остальные планы положений. Затем, на траектории движения выходного звена визуально отмечают крайние положения (в таких случаях не исключена необходимость изменения нумерации точек звеньев на планах положений).

УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ КРИВОШИПА

Величина угловой скорости кривошипа рассчитывается по формуле

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{кр}}{30}, \text{ с}^{-1} \quad (3.4)$$

где $n_{кр}$, об^{-1} – частота вращения вала кривошипа.

Предварительно анализируют диаграмму изменения сил полезных сопротивлений (см. задание на курсовой проект) и по ней определяют направление рабочего хода («стрелка» Р/ход или Р/ход).

Затем эта «стрелка» переносится на чертеж в область траектории движения выходного звена.

ПРАВИЛО: для определения направления угловой скорости ω_1 необходимо перемещаться от одного крайнего положения кривошипа к другому по углу рабочего хода таким образом, чтобы выходное звено механизма совершало рабочий ход, т.е. двигалось в направлении («стрелки» Р/ход или Р/ход).

Полученное направление ω_1 круговой стрелкой наносят на планы положений (рис. 3.1 – 3.3).

АЛГОРИТМ ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ ПОЛОЖЕНИЙ

Построение планов положений на примере рычажношестизвенника (рис. 3.4) проведем в следующей последовательности:

1. Переводим действительные и координатные размеры звеньев в их чертежный размер (в отрезки чертежа):

$$O, \text{ мм} = D, \text{ м} / \mu_l, \text{ тогда}$$

$$CB, \text{ мм} = l_{CB}, \text{ м} / \mu_l$$

$$CD, \text{ мм} = l_{CD}, \text{ м} / \mu_l \text{ и т.д.}$$

2. На чертеже по вычисленным чертежным размерам наносим и обозначаем соответствующим образом месторасположение неподвижных точек механизма, принадлежащих стойке.

3. Из центра вращения кривошипа проводим траекторию движения его пальца – окружность радиуса АВ.

4. Тонкими линиями прочерчиваем все остальные известные траектории движения тдельных точек.

5. Строим крайние положения механизма, прочерчиваем на них положения всех звеньев.

6. Назначаем углы рабочего и холостого ходов, обозначаем их на чертеже размерными линиями, указываем их значения.

7. Указываем на плане положений «стрелкой» направление рабочего хода выходного звена.

8. Определяем и наносим на чертеже направление вращения кривошипа

9. Нумеруем положения пальца кривошипа (центра шарнира В). То положение точки В (рис. 3.2), от которого *начиналось* движение при определении направления ω_1 обозначаем за «нулевое», получаем точку B_0 . Точке другого крайнего положения кривошипа присвоим индекс «к», получаем точку B_k . Такие же индексы присвоим другим подвижным точкам звеньев (C_0, E_0, F_0 и C_k, E_k, F_k).

10. Делим траекторию движения пальца кривошипа на двенадцать равных участков, начиная от точки B_0 в направлении угловой скорости кривошипа ω_1 . Получаем соответственно точки $B_1, B_2, B_3, \dots, B_{12}=B_0$.

11. С помощью циркуля, используя метод засечек, откладываем чертежные размеры звеньев с учетом их траекторий движения.
12. Прочерчиваем положения звеньев (B_1C_1 , B_2C_2 , C_1D , C_2D и т.д.)
13. Положения точки E находим на пересечении горизонтали ($x - x$) с линией CD .
14. Звенья механизма в одном из рабочих положений, исключая крайние положения, обводим основной линией; обозначаем на этом положении все кинематические пары; указываем номера звеньев механизма.
15. Строим траектории промежуточных точек звеньев (если таковые заданы). Для этого находим и отмечаем на звеньях во всех положениях искомые точки, а затем последовательно соединяем их с помощью лекала плавной кривой линией. Данные кривые и будут траекториями движения точек звеньев в пространстве.
16. Строим над траекторией движения точки E_6 график действия силы полезного сопротивления $P_{пс}$ (в данном случае – силы резания), согласовав его с положением крайних точек $E_6^{(0)}$ и $E_6^{(к)}$.

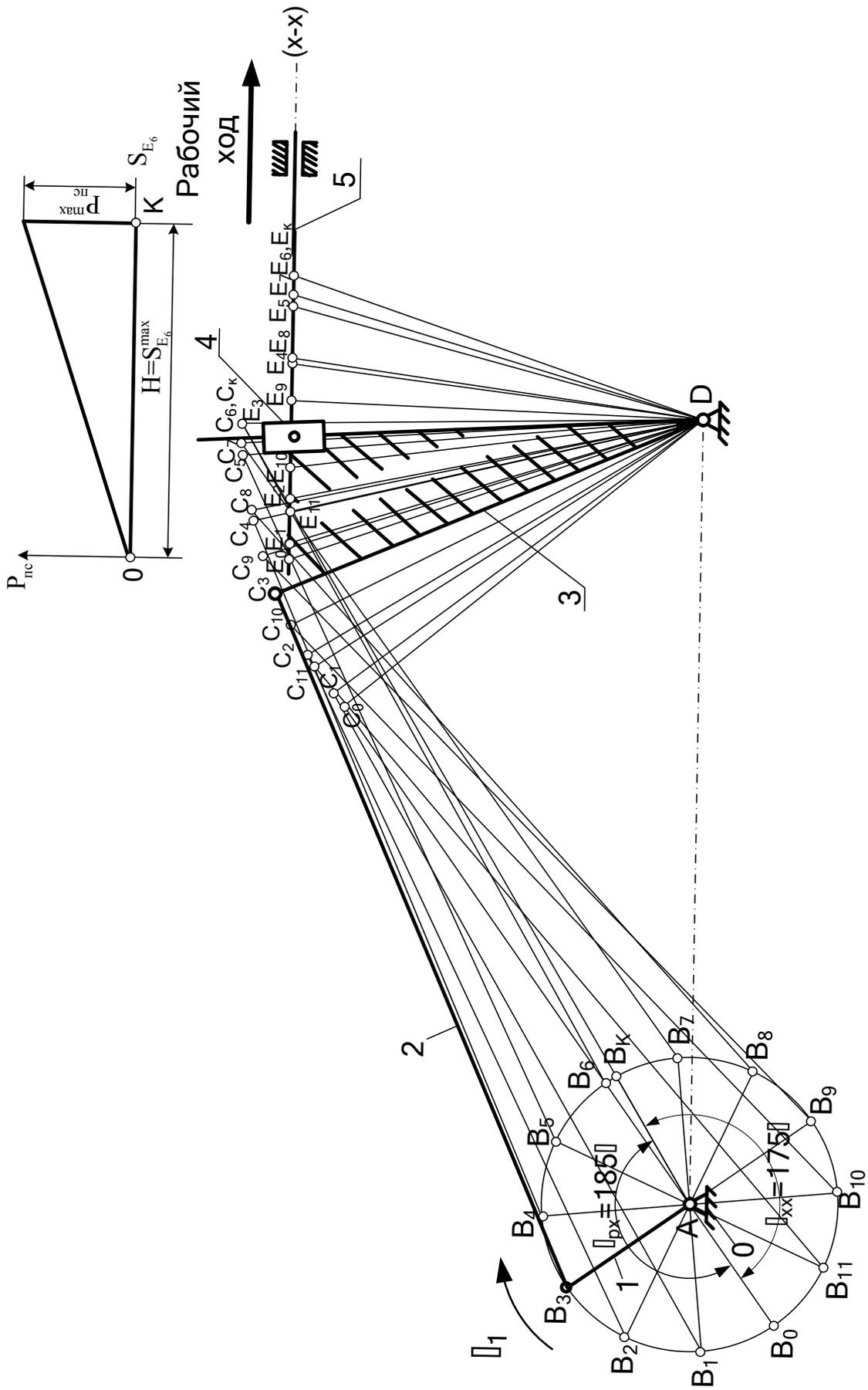


Рис 3.4

Рис. 2.13

Лабораторная работа №6,7

Планы скоростей и ускорений

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЙ

Определение скоростей и ускорений методов планов, предложенным в 1870 году выдающимся немецким инженером Отто Мором, отличается наглядностью, универсальностью, векториальностью и достаточной простотой, однако, он применим к механизмам не выше второго класса, второго порядка.

Планами скоростей и ускорений называют векторные изображения этих кинематических параметров, соответствующие заданному положению механизма. Планы скоростей и ускорений представляют совокупности плоских пучков, лучи которых изображают абсолютные скорости или ускорения точек звеньев, а отрезки, соединяющие концы лучей – относительные скорости или ускорения соответствующих точек звеньев при данном положении механизма. Векторы абсолютных скоростей или ускорений на каждом плане откладывают от одной точки, называемой полюсом. Полюс на плане скоростей обозначают буквой **P**, а на плане ускорений – **π**. Точки на плане скоростей обозначают строчными латинскими буквами **a, b, c, ...**, одноименными точкам **A, B, C, ...** на планах положений. На плане ускорений точки обозначают **a', b', c', ...**. Планы скоростей (ускорений) могут строиться как отдельно для каждого положения механизма, так и быть совмещенными.

Методика построений планов скоростей и ускорений основана на составлении и анализе векторных уравнений. **Последовательность расчетов и построения планов скоростей и ускорений** определяется формулой структурного строения механизма – начинают от входного звена, угловую скорость которого на данном этапе обычно принимают постоянной и известной по модулю и направлению, далее - по группам Ассур в порядке присоединения их к начальному механизму, следуя через промежуточные звенья, и заканчивают последней группой Ассур, содержащей выходное звено. Эта последовательность показана **стрелкой** , подчеркивающей формулу (рис. 2.9 продолжение).

Теоретическое обоснование данного метода подробно излагается в курсе теоретической механики.

ВХОДНОЕ ЗВЕНО

Если входное звено (рис. 3.5, *a*) механизма совершает вращательное движение, то скорость его любой точки, например **B**, определится векторным уравнением:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (3.5)$$

$$V_B = l_{AB} \cdot \omega_1$$

где V_A - скорость неподвижной точки (стойки) равна нулю; V_B - модуль скорости точки **B**; l_{AB} - кратчайшее расстояние от оси вращения до точки **B**; ω_1 - угловая скорость звена **AB**. Скорость точки **B** перпендикулярна прямой

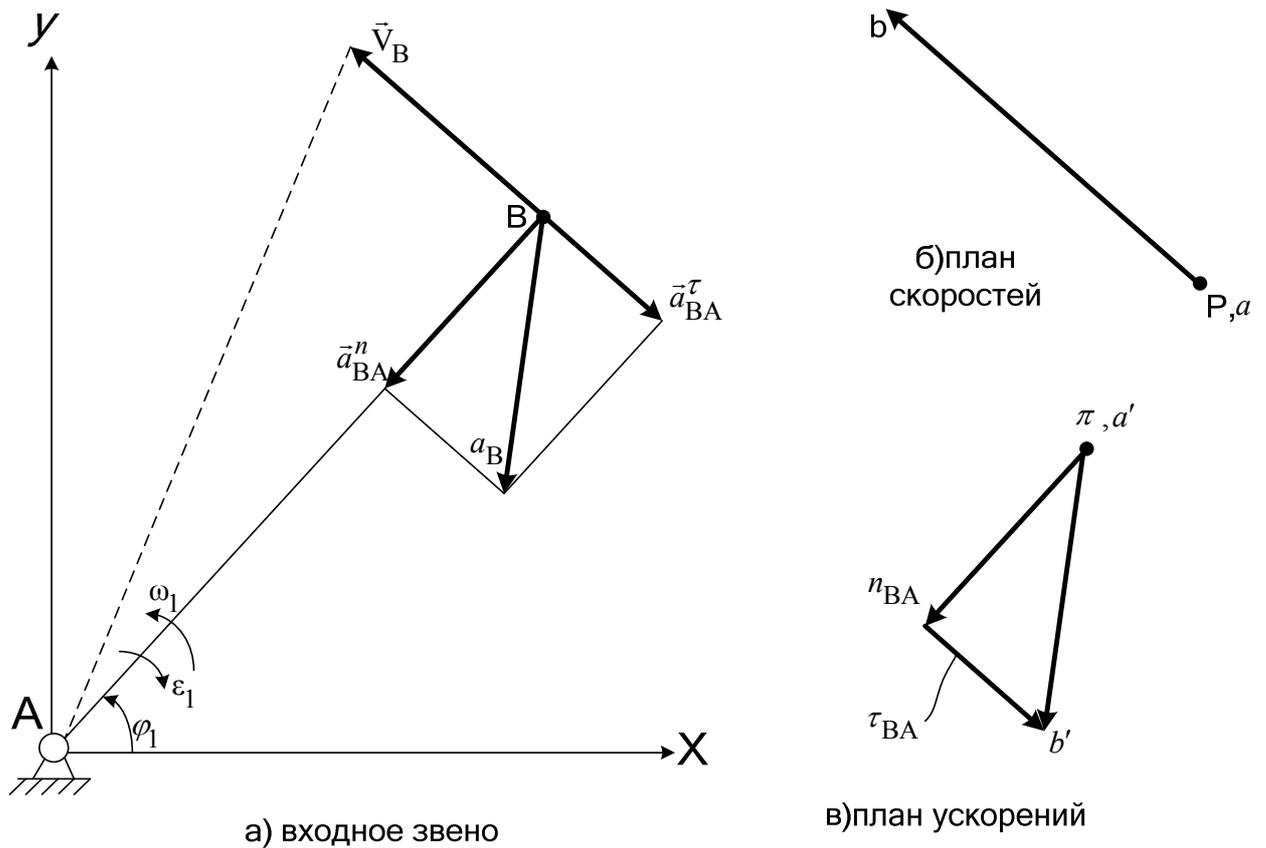


Рис. 3.5

AB ($V_B \perp AB$) и направлена в сторону вращения звена 1, т.е. в направлении угловой скорости ω_1 , и может быть изображена на плане скоростей (рис. 3.5, б) вектором \overline{Pb} ,

модуль которого будет $Pb = \frac{V_B}{\mu_V}$, где $\mu_V = \frac{V_B}{Pb}$ - масштабный коэффициент скорости, P -

полюс плана скоростей, b - одноименная точка на звене. Аналогичным образом могут быть найдены и построены скорости любых других точек, принадлежащих этому звену.

На рис. 3.5, в построен план ускорений для этой же точки B входного звена AB . На плане ускорений изображены векторы ускорений точки B - $\overline{a_B}$ и его составляющие:

нормальное $\overline{a_{BA}^n}$ и касательное $\overline{a_{BA}^\tau}$ ускорения. Соответствующие векторы на плане ускорений построены по следующим соотношениям:

- нормальное ускорение $\overline{a_{BA}^n}$:

$$a_{BA}^n = l_{BA} \cdot \omega_1^2; a_{BA}^n \parallel AB; (\pi - n_{BA}) = a_{BA}^n / \mu_a,$$

где π - полюс плана ускорений, $\mu_a = a_{BA}^n / (\pi - n_{BA})$ - масштабный коэффициент плана ускорений;

- касательное ускорение $\overline{a_{BA}^\tau}$:

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{AB}; a_{BA}^\tau \perp AB; (n_{BA} - b') = a_{BA}^\tau / \mu_a$$

где ε_1 - угловое ускорение звена;

– ускорение a_B :

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A^n + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau$$

Ускорения других точек входного звена находятся и строятся аналогичным образом.

СЛОЖНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТОЧЕК ЗВЕНА

При сложном движении объекта его кинематические характеристики определяются проще, если движение исследуется одновременно в неподвижной (основной) и подвижной системах отчета.

Движение объекта относительно основной системы отсчета называется *абсолютным* движением.

Движение объекта относительно подвижной системы отсчета называется *относительным* движением.

Движение подвижной системы отсчета относительно основной называется *переносным* движением.

При сложном движении тела абсолютная(ое) скорость \vec{V}_a (ускорение \vec{a}_a) точки равна векторной сумме переносной(го) $\vec{V}_e(\vec{a}_e)$ и относительной(го) $\vec{V}_r(\vec{a}_r)$ скоростей (ускорений) этой точки, т.е.

$$\vec{V}_a = \vec{V}_e + \vec{V}_r; \quad (3.6)$$

$$\vec{a}_a = \vec{a}_e + \vec{a}_r^n + \vec{a}_r^\tau + \vec{a}^k; \quad (3.7)$$

где \vec{a}_r^n и \vec{a}_r^τ - соответственно нормальное ускорение в относительном движении, направленное по радиусу вращения точки к центру кривизны траектории, и касательное ускорение, направленное перпендикулярно радиусу вращения; \vec{a}^k - ускорение Кориолиса.

Элементы абсолютного движения обозначаются индексом a , относительного – r , переносного – e . Эти индексы используют тогда, когда в обозначении не указывают точку, движение которой рассматривается. Если рассматривается совокупность взаимосвязанных объектов, то вместо этих индексов вводят обозначение точки и номер звена, которому она принадлежит, например $V_{B_2}; V_{B_3B_2}$. Если принадлежность точек к звену оговорена отдельно или ясно видна по структурной схеме, то номер звена можно опускать, например V_B .

Соотношение (3.4) и (3.5) используют для построения планов скоростей и ускорений точек звеньев. Векторные уравнения (3.4) и (3.5), например для точек В и С звена ВС (рис. 3.6), примут вид соответственно:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB};$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}; \text{ или } \vec{a}_C^n + \vec{a}_C^\tau = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau;$$

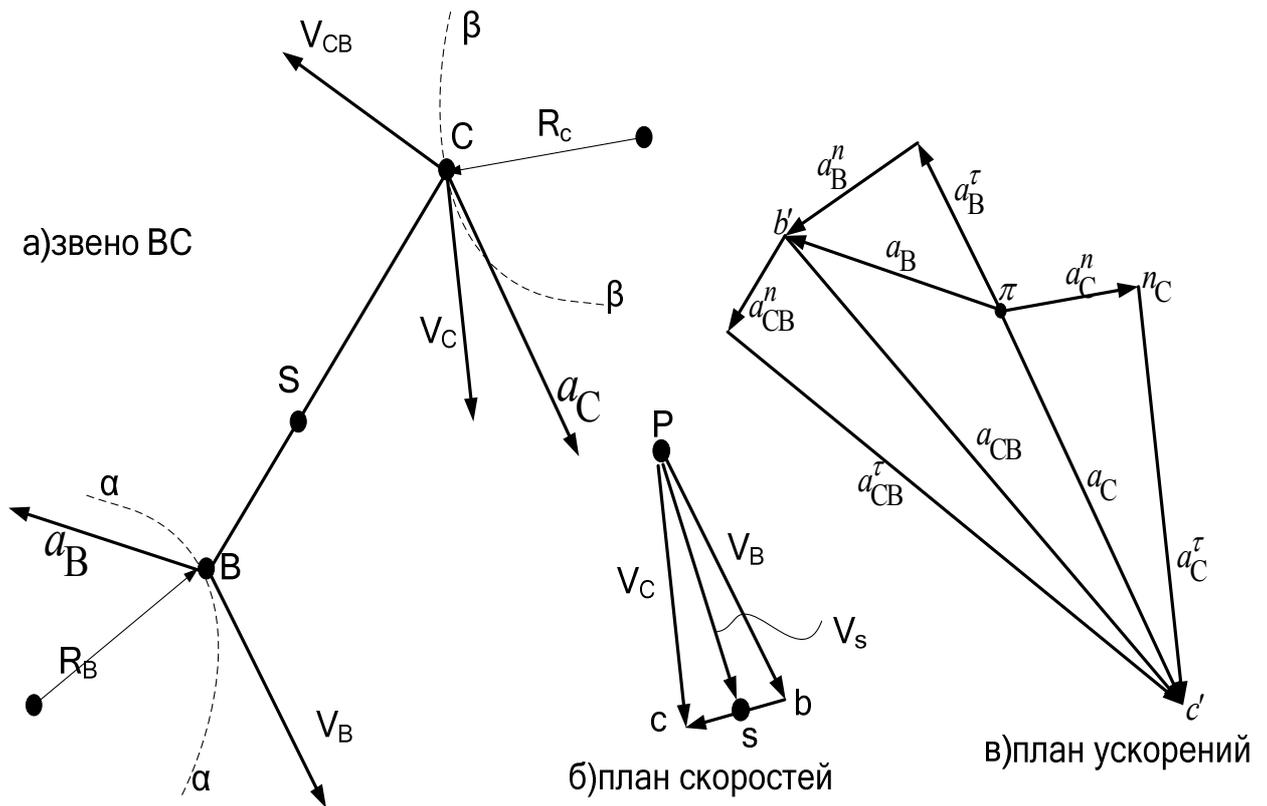


Рис. 3.6

Из последних выражений следует, что абсолютная(ое) скорость \vec{V}_C (ускорение \vec{a}_C) точки C равна векторной сумме переносной(го) скорости \vec{V}_B (ускорения \vec{a}_B), определяемой движением точки B, и относительной(го) скорости \vec{V}_{CB} (ускорения \vec{a}_{CB}) точки C при вращении звена вокруг точки B. Если известны траектории $\alpha\alpha$ и $\beta\beta$, описываемые точками C и B в абсолютном движении (рис. 3.6, а), то направление всех скоростей и ускорений определено. Значит, для решения последних уравнений необходимо знать модули скорости (ускорения) одной из точек, например B. При анализе векторных уравнений принято подчеркивать известные векторы одной или двумя чертами внизу, под которыми также могут указываться и их направления. Две черты обозначают, что вектор известен как по величине, так и по направлению. Одна черта означает, что для вектора известно либо направление, либо величина.

Графические решения представленных уравнений показаны на рис. 3.7, б, в в виде отрезков, изображающих в масштабе соответствующие величины.

Скорость любой точки S, расположенной на звене BC, находится в соответствии со свойствами планов скоростей и ускорений, путем пропорционального деления отрезка cd.

ПРИМЕР ПОСТРОЕНИЙ ПЛАНОВ СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ МЕХАНИЗМА СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Дано: планы положений механизма с известной по направлению и модулю угловой скоростью кривошипа ω_1 ; масштабный коэффициент плана положений μ_1 выбран.

Определить:

- 1) линейные скорости точек звеньев механизма (модуль, направление);

- 2) угловые скорости звеньев механизма (модуль, направление);
- 3) линейные ускорения точек звеньев механизма (модуль, направление);
- 4) угловые ускорения звеньев (модуль, направление);
- 5) характер движения звеньев механизма (равномерное, ускоренное, замедленное).

Пункты 1 и 2 поставленной задачи решаются построением плана скоростей, п. 3 и 4 – с помощью плана ускорений, п. 5 – сопоставлением результатов построений того и другого.

Рис. 3.7

3.4.1. План скоростей

Для построения выбираем один из двенадцати планов положений с участка рабочего хода (рис. 3.7, а), пока исключая крайние положения.

Построение начинаем с входного звена **1** – с точки его присоединения к стойке – точки **A**, которая является неподвижной и, следовательно, ее линейная скорость $|\mathbf{V}_A|=0$. Далее будем следовать от точки **A** через промежуточные звенья к выходному звену механизма.

На поле чертежа выбираем полюс плана скоростей **P** и переносим в него скорость точки **A**, обозначив ее строчной буквой **a**. Аналогично с полюсом совпадут и другие, принадлежащие стойке **O**, неподвижные точки механизма, а именно **d** и **fo**.

Точка В, принадлежащая пальцу кривошипа **1**, совершает равномерное вращательное движение в направлении ω_1 вокруг оси, связанной со стойкой и проходящей через центр шарнира **A**, который в относительном движении принимаем за неподвижный полюс. Тогда получаем векторное уравнение:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \quad (3.8)$$

?? 0 ?⊥BA

Анализируя векторные уравнения, будем подчеркивать дважды полностью известный (по модулю и направлению) вектор скорости уравнения. Если же он известен только по направлению – подчеркиваем одной чертой и под ней указываем дополнительно его направление. Знаки вопроса означают, что один или оба параметра вектора неизвестны.

Модуль относительной линейной скорости $|\mathbf{V}_{BA}|$ в данном случае известен, т.к. определяется

$$|\mathbf{V}_{BA}| = \omega_1 \cdot l_{AB} \quad (3.9)$$

С учетом (3.9) векторное уравнение (3.8) примет вид

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{BA}, \quad (3.10)$$

левая часть которого станет полностью известной, т.е. абсолютная скорость точки **B** в данном случае равна линейной относительной скорости \mathbf{V}_{BA} , а именно $\bar{V}_B = \bar{V}_{BA}$.

Выбираем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_B}{(Pb)}, \quad [\text{м/с} \cdot \text{мм}] \quad (3.11)$$

где (Pb) , мм – длина выбранного отрезка, изображающего вектор \bar{V}_B на чертеже. Если отрезок (Pb) выбирается равным отрезку **AB** на плане положений, то считается, что план скоростей построен в **масштабе кривошипа**, тогда:

$$\mu_V = \omega_2 \cdot \mu_l, \quad [\text{м/с} \cdot \text{мм}] \quad (3.12)$$

В этом случае, полученные графические построения называют *планами аналогов скоростей*.

Выражение (3.12) позволит в дальнейшем значительно упростить вычисления кинематических характеристик.

В случае, если план скоростей по отношению к плану положений увеличен или уменьшен, то в формулу (3.12) вводят коэффициент кратности **K**, тогда

$$V_{E_3, \text{м/с}} = \frac{l_{ED} \cdot V_{ED}}{l_{CD}} \quad \text{или}$$

$$(pe_3), \text{мм} = \frac{(pc) \cdot ED}{CD}$$

Смысл термина «сходственность» заключается в том, что точки на плане скоростей располагаются точно в такой же последовательности, как и точки на плане положений. В нашем случае на плане положений читаем $C \rightarrow E_3 \rightarrow D$ (на одной прямой линии), следовательно на плане скоростей они будут располагаться $(c) \rightarrow (e_3) \rightarrow (d)$.

Найденный отрезок (Pe_3) откладывается из полюса P в направлении точки c . Модуль скорости равен:

$$\left| V_{E_3} \right| = (pe_3) \cdot \mu_V .$$

Абсолютная скорость т. E_3 кулисы 3 определена полностью.

Точка E_4 – принадлежит условной точке пересечения диагоналей камня 4 кулисы 3. Линейную скорость \bar{V}_{E_4} найдем, рассматривая ее относительное поступательное движение сначала относительно предыдущей точки E_3 , затем, - учитывая, что звенья 4 и 5 связаны вращательной кинематической парой (уточнение $\bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5}$), - движение со звеном 5 относительно неподвижной точки F_0 , принадлежащей стойке. Соответственно получаем два векторных уравнения (3.18) и (3.20) с уточнением (3.19):

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_3} + \frac{\bar{V}_{E_4 E_3}}{?? \quad ? \quad \square CB} \\ \bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5} \\ \bar{V}_{E_5} = \frac{\cancel{\bar{V}_{F_0}}}{0} + \frac{\bar{V}_{E_5 F_0}}{? \quad \square x-x} \end{array} \right.$$

Совокупность указанных векторных уравнений с учетом равенства левых частей уравнений (3.18) и (3.20) приводит к векторному уравнению в виде равенства их правых частей, а оно содержит только два неизвестных (отмечены знаками вопроса) и, следовательно, самостоятельно решается графически: из точки e_3 плана скоростей проводим луч, параллельный CD , из точки f_0 (лежащей в полюсе P) проводим луч, параллельный горизонтали $(x-x)$. Точка пересечения данных лучей обозначаем e_4, e_5 - решением рассмотренной системы векторных уравнений. Согласно (3.18) наносим на плане скоростей направления векторов $\bar{V}_{E_4 E_3}$ и $\bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5}$. Находим модули скоростей:

$$\left| \bar{V}_{E_4} \right| = (pe_4) \cdot \mu_V = \left| \bar{V}_{E_5} \right| = (pe_5) \cdot \mu_V; \quad (3.21)$$

$$V_{E_4 E_3} = (e_3 - e_4) \cdot \mu_V .$$

Таким образом, построение плана скоростей для рассматриваемого положения механизма завершено. Для остальных положений механизма ход построений аналогичен выше рассмотренному: в той же самой последовательности согласно тех же векторных уравнений (3.8 – 3.20).

Примечания:

1. **На листе 1** построить из одного полюса двенадцать планов скоростей, на их основе построить *годографы* линейных скоростей точек звеньев механизма.
2. По планам скоростей рассчитать модули линейных скоростей всех подвижных точек механизма (абсолютные и относительные) для всех двенадцати положений. Результаты расчетов свести в таблицу, ее поместить в соответствующий раздел пояснительной записки.

УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ

Построенный план скоростей на основе его свойств позволяет кроме параметров, найденных выше, дополнительно определить модули и направления угловых скоростей подвижных звеньев, участвующих во вращательном (кулиса 3, камень кулисы 4), и сложном (шатун 2) движениях.

Звено 1

Угловая скорость кривошипа ω_1 по модулю определена заданием на курсовой проект, направление - определено выше.

Звено 2

Модуль угловой скорости шатуна ω_2 определяем через линейную относительную скорость

$$|\omega_2|, c^{-1} = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{(cb) \cdot \mu_V}{CB \cdot \mu_l}, \quad (3.22)$$

если построения проведены в масштабе кривошипа:

$$|\omega_2|, c^{-1} = \frac{(cb)}{CB} \omega_1 .$$

Для определения направления угловой скорости шатуна ω_2 необходимо с плана скоростей осуществить параллельный перенос вектора \bar{V}_{CB} в точку С плана положений, который вызовет соответствующий поворот звена (по или против часовой стрелки) – рис. 3.7, а, б. В данном случае направлена против часовой стрелки.

Звено 3

Модуль угловой скорости кулисы ω_3 определяем

$$|\omega_3|, c^{-1} = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{(cd) \cdot \mu_V}{CD \cdot \mu_l} \quad (3.23)$$

или

$$|\omega_3|, c^{-1} = \frac{(cd)}{CD} \omega_1 .$$

Для определения направления угловой скорости кулисы необходимо воспользоваться вектором линейной относительной скорости \bar{V}_{CD} . В данном случае ω_3 направлена по часовой стрелке.

Звено 4

Камень 4 кулисы 3 связан с ней поступательной кинематической парой, не допускающей угловых перемещений, следовательно, угловые скорости камня и кулисы одинаковы (и по модулю, и по направлению), т.е. $\bar{\omega}_4 = \bar{\omega}_3$.

Звено 5

Совершает поступательное движение, поэтому угловая скорость ползуна $\omega_5 = 0$.

Примечания:

1. Произвести расчет угловых скоростей звеньев для двенадцати положений механизма, результаты в виде таблицы представить в пояснительной записке.
2. **На листе 1** на выделенном плане положений указать направления угловых скоростей звеньев.

План ускорений

План ускорений строится по векторным уравнениям, составленным в той самой последовательности, с использованием тех же самых приемов и подходов, как это было сделано при построении планов скоростей.

Полюс плана ускорений обозначается буквой π (рис. 3.7, д), векторы абсолютных ускорений точек звеньев механизма \mathbf{a}' , \mathbf{b}' , \mathbf{c}' и т.д.

Точка А – неподвижна, $\bar{a}_A = 0$. На чертеже размещается и совпадает с полюсом π .

Точка В – по аналогии с построением скоростей, ускорение точки В складывается из абсолютного ускорения плюса, за который принимается предыдущая точка А, плюс относительное линейное ускорение рассматриваемой точки В вокруг точки А.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{AB}$$

В отличие от планов скоростей при построении планов ускорений относительное линейное ускорение будем представлять состоящим из суммы его нормальной и тангенциальной составляющих:

$$\bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau \quad (3.24)$$

По физическому смыслу нормальное ускорение является центростремительным, т.е. направленным параллельно звену от рассматриваемой точки к центру его вращения. Вектор тангенциального ускорения направлен под углом 90° к вектору нормального ускорения, т.е. перпендикулярно звену.

В связи с этим нормальное ускорение будем считать всегда известным по направлению и по модулю (последний определяется как квадрат относительной скорости, деленный на длину звена). Эту информацию вносим подчеркиванием слагаемых в уравнении (3.24), неизвестные параметры векторов отмечаем знаками вопроса.

$$\text{Тогда} \quad \bar{a}_B = \frac{\bar{a}_A}{0} + \frac{\bar{a}_{BA}}{\square BA} + \frac{\bar{a}_{CD}}{?\perp BA}, \quad (3.25)$$

→

$$\text{где} \quad a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}}; \quad a_{BA}^\tau = \mathcal{E}_1 \cdot l_{BA} . \quad (3.26)$$

Анализ уравнения (3.25) показывает, что оно содержит три неизвестных параметра и самостоятельно графически не решается. Необходимо дополнительное условие, позволяющее уменьшить число неизвестных параметров. Решить проблему в данном случае позволит ранее принятое допущение о постоянстве угловой скорости кривошипа $\omega_1 \cong \text{const}$: ранее неизвестная величина \mathcal{E}_1 в выражении (3.26) для расчета тангенциальной составляющей подлежит определению.

$$\mathcal{E}_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0, \quad (3.27)$$

следовательно, $a_{BA}^\tau = 0$ и выражение (2.33) принимает окончательный вид:

$$\frac{\bar{a}_B}{\square} = \frac{\bar{a}_{BA}^n}{\square_{BA}} , \quad (3.28)$$

→

Это в свою очередь означает, что абсолютное линейное ускорение \bar{a}_B равно \bar{a}_{BA}^n , известному по модулю и направлению, а кривошип l совершает равномерное вращательное движение.

Выбираем **масштабный коэффициент плана ускорений** μ_a .

В общем случае

$$\mu_a = \frac{a_B}{(\pi-b')} \text{ [м/с}^2 \cdot \text{мм]}. \quad (3.29)$$

Для упрощений расчетов план ускорений удобно строить в масштабе кривошипа. В этом случае длина отрезка $(\pi-b')$ на плане ускорений берется равной длине кривошипа **AB** на плане положений, тогда

$$\mu_a = \mu_l \cdot \omega_1^2 \quad (3.30)$$

и проводимые в дальнейшем графические построения именуют *планами аналогов ускорений*. Если возникает необходимость увеличения или уменьшения проводимых построений, то аналогично планам скоростей в формулу (3.30) вводится соответственно определенное значение коэффициента кратности **k**, при этом

$$\mu_a = k \cdot \mu_l \cdot \omega_1^2 .$$

Из полюса π параллельно отрезку **AB** плана положений в направлении от точки **B** к точке **A** проводим луч, на котором откладываем отрезок $(\pi-b')=AB$. Ускорение точки **B** направлено из полюса к точке b' , его модуль находим как

$$a_B = (\pi-b') \cdot \mu_a , \text{ [м/с}^2 \text{]} \quad (3.31)$$

Точка С- для определения ускорения точки **С** составляем два векторных уравнения, рассматривая движения этой точки вначале со вторым звеном, затем – с третьим:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_C = \overline{\bar{a}_B} + \frac{\bar{a}_{CB}^n}{\square CB} + \frac{\bar{a}_{CB}^\tau}{? \perp CB} \\ ?? \text{ BA} \quad \quad \quad \rightarrow \\ \bar{a}_C = \frac{\bar{a}_D}{0} + \frac{\bar{a}_{CD}^n}{\square CD} + \frac{\bar{a}_{CD}^\tau}{? \perp CD} \\ ?? \quad \quad \quad \rightarrow \end{array} \right. \quad (3.32)$$

Вычисляем нормальные ускорения по формулам:

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{(cb)^2 \cdot \mu_V^2}{CB \cdot \mu_l} = \frac{(cb)^2}{CB} \cdot \mu_a, \quad [M/c^2],$$

$$a_{CD}^n = \frac{V_{CD}^2}{l_{CD}} = \frac{V_C^2}{l_{CD}} = \frac{(Pc)^2}{CD} \cdot \mu_a, \quad [M/c^2].$$

Определим отрезки, изображающие в миллиметрах векторы этих ускорений (они удобны для непосредственного вычерчивания плана ускорений):

$$(b'-n_{CB}) = \frac{(cb)^2}{CB}, \quad [MM];$$

$$(\pi-n_{CD}) = \frac{(Pc)^2}{CD}, \quad [MM].$$

Направления нормальных ускорений указаны в векторных уравнениях (3.32) и на плане положений (рис. 3.7, а) – вдоль соответствующего звена 2 и 3, от вращающейся точки **С** к центрам вращений **В** и **Д**.

Решаем графически систему векторных уравнений (3.32): из точки **b'** параллельно **СВ** в направлении от точки **С** к точке **В** проводим луч и на нем откладываем рассчитанную длину вектора $(b'-n_{CB})$; обозначив стрелкой направление данного вектора, из его конца (точки **n_{CB}**) проводим луч, перпендикулярный **СВ**.

Из точки **d'**, совпадающей с полюсом плана ускорений π , откладываем рассчитанный по длине вектор $(\pi-n_{CD})$ параллельно **СД** вниз от полюса, затем – из его конца (точки **n_{CD}**) проводим луч, перпендикулярный **СД**. Находим точку пересечения указанных перпендикуляров и обозначаем ее буквой **c'**. Проводя из полюса π прямую до точки **c'**, получаем направление ускорения точки **С** (от полюса π к точке **c'**).

Модуль ускорения точки **С** равен:

$$|a_C| = (\pi-c') \cdot \mu_a, \quad [M/c^2] \quad (3.33)$$

На плане ускорений по правилу сложения векторов сначала определяем и стрелками обозначаем направления тангенциальных ускорений: a_{CB}^τ (ему соответствует вектор $(n_{CB}-c')$, направленный от точки **n_{CB}** к точке **c'**) и a_{CD}^τ , которому соответствует вектор $(n_{CD}-c')$, направленный от точки **n_{CD}** к точке **c'** плана ускорений (рис. 3.7, б). находим модули тангенциальных ускорений:

$$\begin{aligned} |a_{CB}^{\tau}| &= (n_{CB} - c') \cdot \mu_a, \quad [M/c^2]; \\ |a_{CD}^{\tau}| &= (n_{CD} - c') \cdot \mu_a, \quad [M/c^2] \end{aligned} \quad (3.34)$$

Ускорение точки С, тангенциальные ускорения a_{CB}^{τ} и a_{CD}^{τ} определены полностью (модули и направления).

Точка E₃ - ускорение точки E₃ определим, применив терему подобия (рис. 3.7, в): $\square DC\bar{a}_C \square\square DE_3\bar{a}_{E_3}$ как треугольники с взаимно параллельными сторонами, откуда следуют пропорции:

- в действительных величинах:

$$\frac{\bar{a}_C}{\bar{a}_{E_3}} = \frac{l_{CD}}{l_{ED}} \quad (3.35)$$

- в отрезках чертежа:

$$\frac{(\pi - c')}{(\pi - e'_3)} = \frac{CD}{ED} \quad (3.36)$$

Из выражения (3.36) находим

$$(\pi - e'_3) = \frac{(\pi - c') \cdot ED}{CD}, \text{ мм.}$$

Тогда модуль ускорения точки E₃ равен

$$|a_{E_3}| = (\pi - e'_3) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2. \quad (3.37)$$

Откладывая рассчитанный отрезок $(\pi - e'_3)$, определяем на плане ускорений положение точки e'_3 , являющегося концом вектора искомого ускорения точки E₃, направленного из полюса π к точке e'_3 .

Точки E₄, E₅ - по аналогии с определением линейных скоростей данных точек механизма составляем систему уравнений для нахождения линейных ускорений точек E₄ и E₅:

$$\begin{cases} \bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_3} + \bar{a}_{E_4E_3}^K + \cancel{\bar{a}_{E_4E_3}^n} + \bar{a}_{E_4E_3}^{\tau} \\ \bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_5} \\ \bar{a}_{E_5} = \cancel{\bar{a}_{F_0}} + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{E_5F_0}^{\tau} \end{cases}$$

В первую очередь подробно проанализируем векторное уравнение (3.38). Появление в нем четвертого слагаемого – ускорения Кориолиса $\bar{a}_{E_4E_3}^K$ – обусловлено тем, что в кулиском механизме происходит сложение относительного поступательного движения камня кулисы 3 с переносным вращательным движением кулисы 4. Ускорение Кориолиса

$\bar{a}_{E_4E_3}^K$ известно по модулю и направлению – по этой причине выделено двумя черточками. Его модуль находим следующим образом:

$$\left| \bar{a}_{E_4E_3}^K \right| = 2\omega_3 \cdot V_{E_4E_3}, \text{ м/с}^2 \quad (3.41)$$

Направление Кориолисова ускорения определяется поворотом вектора линейной относительной скорости $\bar{V}_{E_4E_3}$ на угол 90° в сторону переносной угловой скорости ω_3 (показано схемой на рис. 3.7, з).

Установим параметры второго и третьего слагаемых уравнения (3.38). Представим, что в отличие от рассматриваемого механизма, где кулиса 3 является прямолинейной, она выполнена криволинейной по дуге окружности некоторого радиуса R с центром в точке O (рис. 3.8).

Нормальное ускорение \bar{a}_{EO}^n направлено вдоль радиуса \underline{EO} от точки E к точке O – как центростремительное ускорение. Вектор тангенциального ускорения \bar{a}_{EO}^t составляет угол 90° с вектором \bar{a}_{EO}^n и пусть первый, предположим, направлен вверх от точки E . Мысленно начинаем распрямлять криволинейную кулису тогда $R \rightarrow \infty$ и $a_{EO}^n \rightarrow \infty$. Вектор \bar{a}_{EO}^t совпадает с распрямлённой кулисой, т.е. станет параллельным ей (отрезку CD на плане положений). Данное рассуждение применительно к уравнению

(3.38) позволило установить, что модуль вектора $\left| a_{E_4E_3}^n \right|$ равен нулю, а вектор $\bar{a}_{E_4E_3}^t$ направлен параллельно кулисе (отрезку CD), что и было отражено зачеркиванием первого из них и внесением уточнения – под вторым вектором.

При графическом решении системы векторных уравнений (3.38) и (3.40) с уточнением (3.39) из точки e'_3 плана ускорений в определенном направлении (рис. 3.7, з) откладываем в первую очередь ускорение $\bar{a}_{E_4E_3}^K$ (как полностью известного) в виде отрезка $(e'_3 - K_{E_4E_3})$, длину которого в миллиметрах рассчитываем через отрезки плана положений и плана скоростей на основе выражения (3.41):

$$(e'_3 - K_{E_4E_3}) = 2 \frac{Pc}{CD} \cdot (e_4 - e_3), \text{ мм.} \quad (3.42)$$

Из конца вектора Кориолисова ускорения точки $K_{E_4E_3}$ плана ускорений проводим направление ускорения $\bar{a}_{E_4E_3}^t$ в виде луча, параллельного отрезку CD плана положений. Согласно векторного уравнения (3.40) из полюса π , с которым совпадает ускорение неподвижной точки F_0 , а именно точка f_0 , проводим горизонталь ($x - x$) до пересечения с лучом, параллельным CD . Найденную точку пересечения двух лучей обозначаем $e'_4 \equiv e'_5$, которые принадлежат концам искомым векторов ускорений $\bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_5}$. Направления и модули остальных членов векторных уравнений (3.38) и (3.40) определяем известными методами:

$$\left| \bar{a}_{E_4E_3}^t \right| = (K_{E_4E_3} - e'_4) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.43)$$

$$\left| a_{E_4} \right| = \left| a_{E_5} \right| \quad (3.44)$$

$$\left| a_{E_4} \right| = \left| a_{E_5} \right| = (\pi - \epsilon'_4) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.45)$$

Построение плана ускорений для рассмотренного положения механизма завершено.

Примечания:

1. **На листе 1** построить из *разных* полюсов 2 – 3 плана ускорений (номера положений механизма уточняются руководителем курсового проекта).

2. По каждому из построенных планов ускорений рассчитать модули абсолютных и относительных линейных ускорений точек звеньев механизма. Результаты расчетов свести в таблицу, разместив ее в пояснительной записке.

УГЛОВЫЕ УСКОРЕНИЯ

По построенному плану ускорений представляется возможным определить модули и направления угловых ускорений подвижных звеньев, участвующих во вращательном (кулиса 3, камень кулисы 4) и сложном (шатун 2) движениях.

Звено 1

Угловое ускорение ϵ_1 определено ранее: согласно выражению (3.27) оно равно нулю, следовательно, кривошип 1 совершает **равномерное** вращательное движение.

Звено 2

Модуль углового ускорения ϵ_2 рассчитываем через линейное тангенциальное ускорение:

$$\left| \epsilon_2 \right| = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}} = \frac{(n_{CB} - c') \cdot \mu_a}{(CB) \cdot \mu_l}, \text{ с}^{-2}, \quad (3.46)$$

если построения выполнены в масштабе кривошипа, то

$$\left| \epsilon_2 \right| = \frac{(n_{CB} - c')}{(CB)} \cdot \omega_1^2, \text{ с}^{-2}.$$

Для определения направления углового ускорения $\bar{\epsilon}_2$ осуществляем параллельный перенос вектора \bar{a}_{CB}^τ в точку С плана положений (рис. 3.7, а) и наблюдаем направление вызываемого им поворота шатуна 2 (в данном случае $\bar{\epsilon}_2$ направлено против часовой стрелки).

Сопоставляя направления угловой скорости шатуна $\bar{\omega}_2$ с направлением углового ускорения $\bar{\epsilon}_2$, определяем характер движения (при совпадении направлений $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\epsilon}_1$ движение звена считают **ускоренным**, при противоположных направлениях $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\epsilon}_1$ - движение звена **замедленное**). В данном случае шатун 2 совершает ускоренное движение.

Звено 3 и 4

Модуль углового ускорения кулисы ϵ_3 равен:

$$|\boldsymbol{\varepsilon}_3| = \frac{a_{CD}^\tau}{l_{CD}} = \frac{(\mathbf{n}_{CD} - \mathbf{c}') \cdot \mu_a}{(CD) \cdot \mu_l}, \quad \mathbf{c}^{-2}, \quad (3.47)$$

или в масштабе кривошипа $|\boldsymbol{\varepsilon}_3| = \frac{(\mathbf{n}_{CD} - \mathbf{c}')}{(CD)} \cdot \omega_1^2, \quad \mathbf{c}^{-2}.$

Для определения направления углового ускорения кулисы воспользуемся вектором \bar{a}_{CD}^τ . В данном случае $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_3$ направлено по часовой стрелке (рис. 3.7, а); с учетом направления угловой скорости $\bar{\omega}_3$ определяем характер движения кулисы – ускоренное. Все сказанное об угловом ускорении кулисы в полной мере относится и к угловому ускорению камня кулисы $\boldsymbol{\varepsilon}_4$, так как они одинаковы $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_3 = \bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_4$.

Звено 5

Ползун совершает поступательное движение, поэтому $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_5 = 0$. Характер движения определяем по сопоставлению векторов линейной скорости \bar{V}_{E5} и линейного ускорения \bar{a}_{E5} (рис. 3.7, б и 3.7, д). В данном случае их направления совпадают, следовательно, ползун 5 в данном положении совершает *ускоренное* движение.

Примечания:

1. Произвести расчет угловых ускорений звеньев для построенных планов ускорений, результаты представить в виде таблицы в пояснительной записке.
2. **На листе 1** на выделенном плане положений указать направления угловых ускорений звеньев.

Лабораторная работа №8,9

Метод кинематических диаграмм

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЙ

Кинематические свойства механизма, когда закон движения входного звена еще не известен, находят с помощью характеристик, называемых *аналогами скоростей* и *аналогами ускорений*, которые не зависят от времени t , а являются функциями обобщенной координаты (угла поворота φ входного звена механизма).

Аналогом линейной скорости какой-либо точки называется первая производная радиуса – вектора этой точки по обобщенной координате [6, 11]. Для **поступательного движения** перемещения точки можно считать равным радиусу – вектору. Тогда аналог линейной скорости согласно определению равен:

$$S'_i = \frac{dS_i}{d\varphi_1}, \quad (3.48)$$

где φ_1 - обобщенная координата (угол поворота кривошипа 1);

S_i - перемещение точки i – го звена.

Скорость данной точки

$$V_i = \frac{dS_i}{dt} \quad (3.49)$$

Умножив и разделив правую часть (3.49) на величину $d\varphi_1$, получаем

$$V_i = \frac{dS_i}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1}$$

Разделим переменные
$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1; \frac{dS_i}{d\varphi_1} = S'_i$$

В результате преобразований получаем уравнение связи между действительной скоростью и её аналогом:

$$V_i = S'_i \cdot \omega_1, \quad (3.50)$$

где ω_1 - угловая скорость входного звена. Из анализа размерностей, входящих в (3.50) следует, что аналог линейной скорости измеряется в метрах, а физический смысл аналога скорости – это скорость той же точки при $\omega_1 = 1c^{-1}$.

Аналогом линейного ускорения точки называется вторая производная радиуса - вектора по обобщенной координате.

Чтобы установить связь линейного ускорения с аналогом ускорения, продифференцируем (3.50) по времени:

$$a_i = \frac{dV_i}{dt} = \frac{d(S'_i \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{ds'_i}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + S'_i \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \quad (3.51)$$

Проведя преобразования, получим:

$$a_i = S''_i \cdot \omega_1^2 + S'_i \cdot \varepsilon_1, \quad (3.52)$$

где a_i - ускорение точки i –ГО звена;

S''_i - аналог линейного ускорения той же точки;

ε_1 - угловое ускорение входного звена.

Учитывая, что входное звено совершает равномерное вращение, (3.52) принимает окончательно вид уравнения связи линейного ускорения с его аналогом:

$$a_i = S''_i \cdot \omega_1^2 \quad (3.53)$$

Из формулы (3.53) следует, что аналог линейного ускорения измеряется в метрах, т.е. является, как и аналог скорости, линейной величиной.

При вращательном движении звена вводятся понятия аналогов угловых скоростей и ускорений.

Аналогом угловой скорости называется первая производная от угла поворота по обобщенной координате механизма:

$$\varphi'_i = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}, \quad (3.54)$$

где φ_i - угол поворота i –ГО звена;

Угловая скорость звена ω_i связана с ее аналогом соотношением:

$$\omega_i = \varphi'_i \cdot \omega_1. \quad (3.55)$$

Аналогом углового ускорения называется вторая производная от угла поворота звена по обобщенной координате механизма.

Дифференцируя (3.55) по времени, получим:

$$\varepsilon_i = \varphi''_i \cdot \omega_1^2 + \varphi'_i \cdot \varepsilon_1 \quad (3.56)$$

Или с учетом, что $\varepsilon = 0$, получим уравнение связи:

$$\varepsilon_i = \varphi_i'' \cdot \omega_1^2 \quad (3.57)$$

Анализ формул (3.55) и (3.56) с точки зрения размерностей величин, входящих в них, приходим к выводу: *аналоги угловых скоростей и угловых ускорений являются безразмерными величинами.*

3.5.1. Метод графического дифференцирования

Графическое изображение изменения кинематических характеристик механизма за полный цикл его движения называют *кинематическими диаграммами*.

Если одна из кинематических характеристик задана в форме графика или в виде таблицы значений, то найти производную от этой функции непосредственно в аналитической форме невозможно. В этом случае используют метод графического дифференцирования. Данный метод основан на геометрическом смысле производной, которая представляет собой тангенс угла наклона касательной в данной точке кривой к оси абсцисс.

Обычно кривую заменяют ломаной линией, состоящей из хорд, и принимают следующее допущение: угол наклона касательных в точках, расположенных на середине каждого участка кривой, равен углу наклона соответствующей хорды. Это вносит некоторую погрешность, но она не суммируется, что обеспечивает приемлемую точность метода [10].

Пусть задан график (рис. 3.9, а) функции $S = f(\varphi)$, требуется определить значение производной $S'_i = f'(\varphi_i)$ для некоторого i -го значения угла φ .

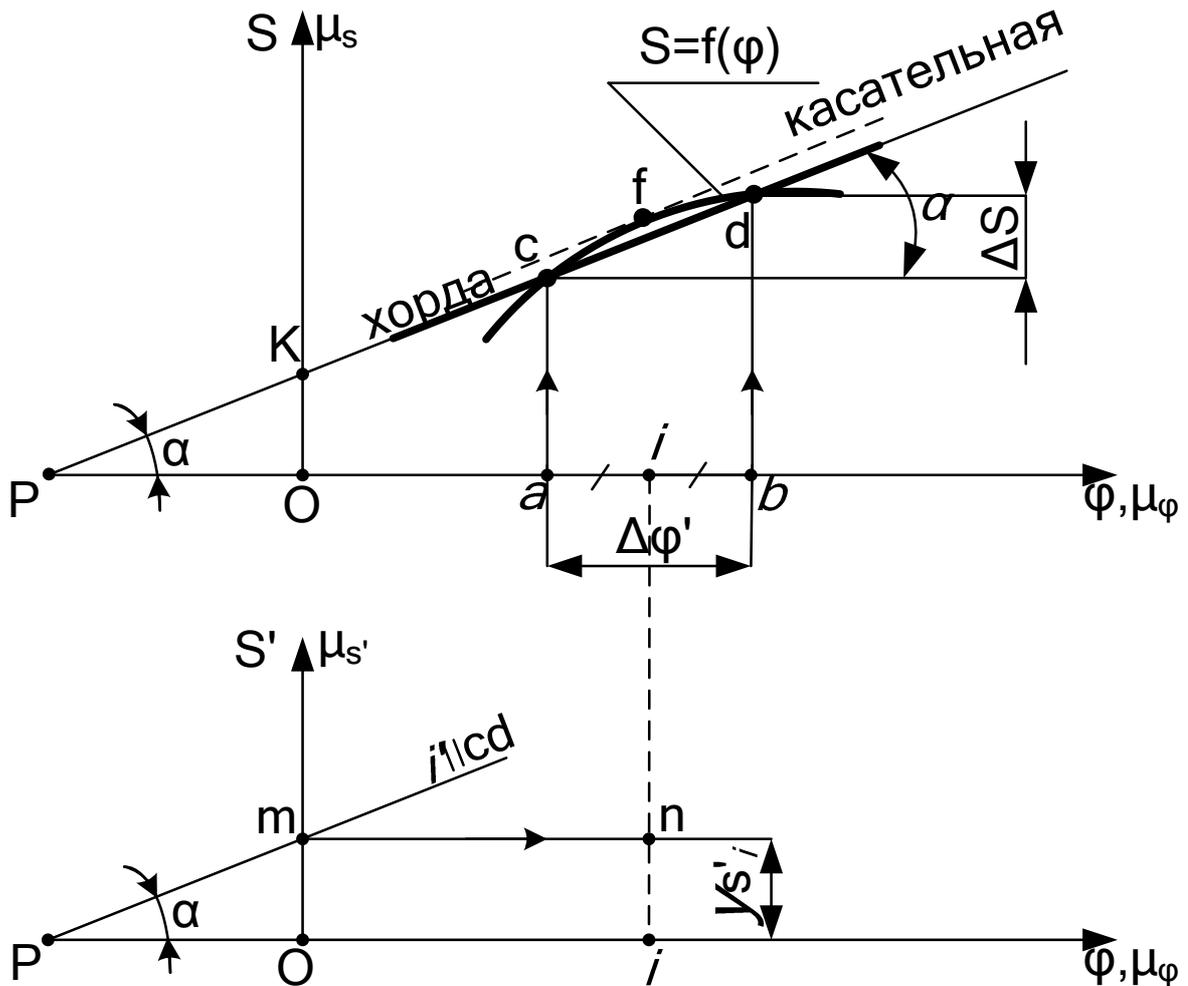


Рис. 3.9

От точки i на оси φ вправо и влево откладываем равные отрезки $(ai) = (bi)$. Из точек a и b проводим вертикали до пересечения с графиком $S = f(\varphi)$.

Точки пересечения c и d вертикалей с графиком $S = f(\varphi)$ соединяем с прямой, являющейся хордой. Сверху к графику $S = f(\varphi)$ подводим луч, параллельный хорде cd до касания с графиком в точке f .

Данный луч является касательной с углом наклона α к оси ординат φ . Из чертежа (рис. 3.9, а) следует, что

$$\frac{\square S \cdot \mu_S}{\square \varphi \cdot \mu_\varphi} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.58)$$

а это и есть первая производная $S'_i(\varphi_i)$, так как в пределе хорда cd превратится в касательную в точке графика $S = f(\varphi)$. Касательную проводим до пересечения с продолжением оси абсцисс φ и обозначаем точкой P – полюсом кинематических диаграмм, а расстояние $OP = H$ – полюсным расстоянием. Строго под первой системой координат $S = f(\varphi)$ размещаем (рис. 3.9, б) вторую систему координат S' , на которую с оси первой переносим полюс Риточку i . Из полюса P проводим луч i' , параллельный хорде cd . Отмечаем точку пресечения m луча с осью S' , вправо от точки m проводим горизонталь, которую пересекаем вертикалью

из точки i – в результате получаем точку n . Ординату in (рис. 3.9, б) обозначим $y_{S'}$ и через ее значение определим производную функции в i -том положении:

$$S'_i = y_{S'_i} \cdot \mu_{S'} \quad (3.59)$$

Установим связь между величиной полюсного расстояния H и масштабными коэффициентами μ_φ , μ_S , $\mu_{S'}$.

Аналог линейной скорости (3.48) с учетом (3.58) можно представить как:

$$S' = \left(\frac{\mu_S}{\mu_\varphi} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.60)$$

Хорда cd , пересекая ось абсцисс φ в полюсе P , отсекает по оси ординат S отрезок OK , длина которого определяется из треугольника KOP :

$$OK = H \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.61)$$

Разделив (3.60) на (3.61), получаем

$$\frac{S'}{OK} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi} \cdot H \quad (3.62)$$

Анализ (3.62) показывает, что произведение постоянных величин в правой части дает постоянную величину, которая представляет масштабный коэффициент аналога скорости

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi} \cdot H \quad (3.63)$$

в общем случае при произвольном полюсном расстоянии H . Следовательно, отрезок OK , отсекаемый лучом PK на оси ординат представляет аналог скорости на бесконечно малом участке $\Delta \varphi$ в масштабе $\mu_{S'}$.

Построения графиков аналогов скоростей и ускорений становятся более удобными, если выбор масштабного коэффициента μ_φ осуществить следующим образом

$$\mu_\varphi = 2\pi / x_{0-12} \quad (3.64)$$

где x_{0-12} , мм – длина горизонтальной оси от нулевого до двенадцатого положений.

Полюсное расстояние вычисляем как:

$$H = \frac{x_{0-12}}{2\pi} \quad (3.65)$$

Тогда масштабные коэффициенты кинематических характеристик выходного звена механизма, как в частном случае, связывает их равенство

$$\mu_S = \mu_{S'} = \mu_{S''} \text{ , } \quad [m/mm] \quad (3.66)$$

Изложенная методика графического определения производной функции применяется при построении кинематических диаграмм.

3.5.2. Алгоритм и пример построений кинематических диаграмм

Исходными для построений являются равноотстоящие по положению входного звена планы положений механизма (рис. 3.4).

ДИАГРАММА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

1. Выбрав на поле чертежа ось абсцисс φ , разбиваем ее на двенадцать равных частей, отмечаем на ней точки деления $0, 1, 2, 3, \dots, 12$. Рассчитываем масштабный коэффициент μ_φ .

2. Из точки O проводим ось ординат S .

3. Выбираем масштабный коэффициент μ_S , равный или кратный масштабному коэффициенту плана положений μ_l .

4. Последовательно измеряя на плане положений перемещения точек E_6 выходного звена (расстояния E_0E_1, E_0E_2 и т.д.), откладываем их на ординатах, проведенных из точек деления $0, 1, 2, 3, \dots, 12$ оси абсцисс в виде соответствующих перемещений S_{0-1}, S_{0-2} и т.д. (рис. 3.10).

Перемещения в крайней нулевой и совпадающей с ней двенадцатой точках равны нулю. Полученные точки диаграммы последовательно соединяем плавной кривой – диаграмма $S = f(\varphi)$ построена.

Примечания:

1. Точки диаграммы $S = f(\varphi)$ расположены над точками деления $0, 1, 2, 3$ и т.д. оси абсцисс.

2. Положение второй крайней точки k на оси абсцисс будет определено после построения диаграммы $S' = f(\varphi)$, тогда же будет скорректирована диаграмма $S = f(\varphi)$ на участке (6-7) (рис 3.10).

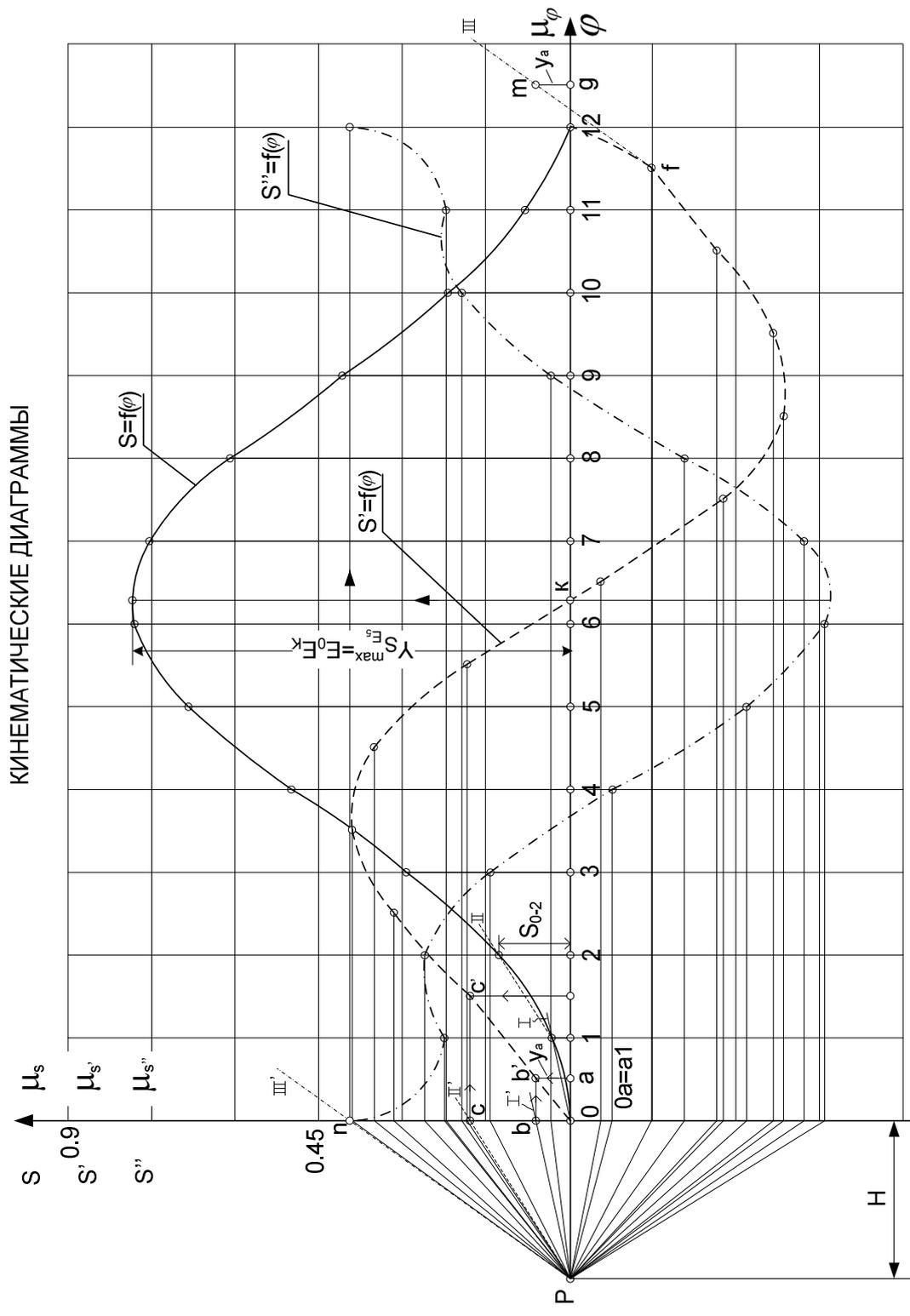


Рис. 3.10

ДИАГРАММА АНАЛОГОВ СКОРОСТЕЙ

Построение диаграммы $S' = f(\varphi)$ проводится графическим дифференцированием диаграммы перемещений $S = f(\varphi)$.

1. Рассчитывается полюсное расстояние **H**, выбирается масштабный коэффициент $\mu_{S'}$, обозначается полюс **P**.
2. Кривую $S = f(\varphi)$ заменяем ломаной линией, проводя на каждом ее участке хорды I, II и т.д.
3. Из полюса **P** проводим луч I' , параллельный хорде I, луч II' , параллельный хорде II и т.д.
4. Отмечаем точку пересечения **b** луча I' с осью координат, проводим из нее вправо горизонталь, которую пересекаем вертикалью, проведенной из середины ($0_a = a_1$) рассматриваемого участка (0-1) оси абсцисс. Так получена первая точка **b'** диаграммы $S' = f(\varphi)$. Последовательно аналогично повторяя процедуру, получаем вторую, третью и т.д., последнюю точку **f**, расположенную на середине участка (11-12).
5. Значения аналога скорости в нулевом и двенадцатом положениях считают равным нулю, так как перемещения в них также равны нулю. Доводим кривую диаграммы $S' = f(\varphi)$ из первой точки в точку **O** оси абсцисс и последней – в точку 12.
6. Точку пересечения диаграммы $S' = f(\varphi)$ с осью абсцисс обозначаем точкой **k**. Так определилось второе крайнее положение кривошипа на оси абсцисс.
7. Корректируем диаграмму $S = f(\varphi)$ на участке (6-7). Учитывая свойства производной, из точки **k** на оси абсцисс проводим вертикаль, на которой откладываем измеренное на плане положений максимальное перемещение точки E_5 , равное отрезку ($E_0 - E_k$). Окончательно обводим диаграмму $S = f(\varphi)$ на участке (6-7).

Примечание: точки диаграммы $S' = f(\varphi)$ расположены над серединами участков (0-1), (1-2) и т.д. оси абсцисс.

ДИАГРАММА АНАЛОГОВ УСКОРЕНИЙ

Построение диаграммы $S'' = f(\varphi)$ проводится графическим дифференцированием предыдущей диаграммы аналогов скоростей $S' = f(\varphi)$ в аналогичной последовательности в соответствие с п. 2 .. п. 4, но со следующим отличием:

– Первым рассматривается участок ($b' - c'$) диаграммы $S' = f(\varphi)$, соответственно первая точка построения - точка **d** диаграммы $S'' = f(\varphi)$ располагается, как и последующие точки, над точками деления 0, 1, 2, 3 и т.д. оси абсцисс.

– Последняя точка диаграммы размещается на одной вертикали, проходящей через точку 11.

– Для определения значений аналогов ускорений в нулевом и двенадцатом положениях на диаграмме $S' = f(\varphi)$ справа от точки 12 оси абсцисс строим начало цикла этой диаграммы: для этого справа от точки 12 на расстоянии $(12 - g) = (0 - a)$ обозначаем точку **g**. На вертикали, проведенной из нее, откладываем ординату $Y_a - (g - m) = (a - b')$.

– Через точки **f** и **m** проводим луч III. Параллельно переносим его в полюс **P** и проводим луч III' до пересечения с осью ординат в точке **n**, соответствующей значению аналога ускорения в нулевом положении.

Значение аналога ускорения в двенадцатом положении равно значению выше рассмотренному для нулевого положения.

Точки построения соединяем плавной кривой. Рассчитываем аналоги ускорения кривой в каждом i -ом положении

$$S'' = y_{S_1}'' \cdot \mu_S, \quad [M] \quad (3.67)$$

Примечания:

1. Рассчитать линейные скорости точки, принадлежащей выходному звену механизма, используя диаграмму аналогов скоростей (в данном случае V_{E_5}) согласно формулам (3.50) и (3.59) для двенадцати положений механизма.

2. Рассчитать линейные ускорения точки, принадлежащей выходному звену механизма, используя диаграмму аналогов ускорений (в данном случае a_{E_5}) согласно формулам (3.53) и (3.67) для тех положений, планы аналогов ускорений или планы ускорений уже построены на листе проекта.

3. Все вычисленные по п.п. 1 и 2 величины линейных скоростей и ускорений сравниваем с соответствующими величинами, ранее найденными из планов скоростей и ускорений согласно формулам (3.21) и (3.45).

Отклонения результатов расчетов между действительными кинематическими параметрами оценить по формуле:

$$\Delta, \% = \left| \frac{D-A}{D} \right| \cdot 100\%$$

где $\Delta, \%$ – отклонения (погрешность) расчетов;

D - линейная скорость или ускорение, вычисленные с помощью планов скоростей и ускорений;

A – скорость или ускорение, вычисленные с помощью кинематических диаграмм.

4. Допускаемая погрешность в расчете линейных скоростей до 3 .. 5 %; в расчете линейных ускорений – до 7 .. 8 %.

Результаты расчетов кинематических характеристик свести в таблицу.

3 Методические указания (рекомендации)

3.1 Методические указания для преподавателей

Дисциплина «Детали машин» относится к циклу общепрофессиональных дисциплин, региональная компонента. Для изучения дисциплины предусмотрена аудиторная и самостоятельная формы работы.

В пунктах 4 и 6 рабочей программы приведены формы текущего, итогового контроля и форма самостоятельной работы. К аудиторным видам работы относятся лекции и лабораторные занятия.

На лекциях излагается основной материал по темам дисциплины. Подготовка лекции непосредственно начинается с разработки структуры рабочего лекционного курса по конкретной дисциплине. Количество лекций определяется с учетом общего количества часов, отведенных для лекционной работы.

Структура лекционного курса обычно включает в себя вступительную, основную и заключительную части. После определения структуры лекционного курса по темам можно приступить к подготовке той или иной конкретной лекции.

Методика работы над лекцией предполагает примерно следующие этапы:

- выяснение того, что и в каком объеме было изучено студентами ранее по родственным дисциплинам;
- определение места изучаемой дисциплины в учебном процессе подготовки специалиста;
- отбор материала для лекции;
- определение объема и содержания лекции;
- выбор последовательности и логики изложения, составление плана лекции;
- подбор иллюстративного материала;
- выработка манеры чтения лекции.

Отбор материала для лекции определяется ее темой. Следует тщательно ознакомиться с содержанием темы в базовой учебной литературе, которой пользуются студенты. Выяснить, какие аспекты изучаемой проблемы хорошо изложены, какие данные устарели и требуют корректировки. Следует определить вопросы, выносимые на лекцию, обдумать обобщения, которые необходимо сделать, выделить спорные взгляды и четко сформировать свою точку зрения на них.

Определение объема и содержания лекции – ещё один важный этап подготовки лекции, определяющий темп изложения материала. Это обусловлено ограниченностью временных рамок, определяющих учебные часы на каждую дисциплину. Не рекомендуется идти по пути планирования чтения на лекциях всего предусмотренного программой материала в ущерб полноте изложения основных вопросов. Лекция должна содержать столько информации, сколько может быть усвоено аудиторией в отведенное время. Лекцию нужно разгружать от части материала, переносить его на самостоятельное изучение. Самостоятельно изученный студентами материал, наряду с лекционным, выносится на экзамен. Если лекция будет прекрасно подготовлена, но перегружена фактическим (статистическим, и т.п.) материалом, то она будет малоэффективной и не достигнет поставленной цели.

Кроме того, при выборе объема лекции необходимо учитывать возможность «среднего» студента записать ту информацию, которую он должен обязательно усвоить. Приступая к решению вопроса об объеме и содержании лекции, следует учитывать ряд особенных, специфических черт этого вида занятия, в том числе и дидактическую характеристику лекции. Лекция входит органичной частью в систему учебных занятий и должна быть содержательно увязана с их комплексом, с характером учебной дисциплины, а также с образовательными возможностями других форм обучения.

Содержание лекции должно отвечать ряду дидактических принципов. Основными из них являются: целостность, научность, доступность, систематичность и наглядность.

После определения объёма и содержания лекции, необходимо с современных позиций проанализировать состояние проблемы, изложенной в учебных материалах, и составить расширенный план лекции.

Основные этапы планирования и подготовки занятий:

- Разработка системы занятий по теме или разделу.
- Определение задач и целей занятия.
- Определение оптимального объема учебного материала, расчленение на ряд законченных в смысловом отношении блоков, частей.
- Разработка структуры занятия, определение его типа и методов обучения.
- Нахождение связей данного материала с другими дисциплинами и использование этих связей при изучении нового материала.
- Подбор дидактических средств (фильмов, карточек, плакатов, схем, вспомогательной литературы).
- Определение форм и методов контроля знаний студентов.
- Определение самостоятельной работы по данной теме.

В учебном плане по каждой дисциплине имеется графа «Самостоятельная работа» с указанием количества часов, отведенных на эту работу. В рабочей программе дисциплины предусмотрен раздел «Самостоятельная работа», в котором должны быть изложены:

1. Количество часов, выделенных в учебном плане на самостоятельную работу.
2. Число заданий на самостоятельную работу, которое студент должен выполнить в процессе изучения дисциплины.
3. Краткое содержание каждого задания.
4. Сроки и формы промежуточного контроля по выполненным заданиям.

Все виды самостоятельной работы, предусмотренные в рабочей программе по каждой дисциплине, должны быть обеспечены методическими указаниями, являющимися неотъемлемой частью методического обеспечения читаемой дисциплины.

В ходе самостоятельной работы студент осваивает теоретический материал по дисциплине (освоение лекционного курса, а также освоение отдельных тем), закрепляет знание теоретического материала подготовка и выполнение работ по физическому практикуму и выполнение расчетно-графических работ.

К видам самостоятельной работы в пределах данной дисциплины относятся:

- 1) написание конспектов по темам,
- 2) подготовка к контролирующему тесту по модулю,
- 3) подготовка к лабораторным работам,
- 4) подготовка к зачёту по дисциплине.

Перед выдачей заданий на самостоятельную работу преподаватель читает вводную лекцию, в которой излагаются:

1. Тема задания, алгоритм его выполнения.
2. Перечень литературы, необходимой для выполнения задания.
3. Комплекс задач, которые студент обязан решить.
4. Порядок текущего контроля за выполнением самостоятельной работы.
5. Краткое содержание методических указаний по выполнению самостоятельной работы и место, где можно получить эти методические указания.
6. Форма представления выполненного варианта задания.
7. Методика контроля по выполненному заданию .

Критериями оценки результатов работы студентов в течение студента являются: уровень освоения студентом учебного материала, умения студента использовать теоретические знания при выполнении практических задач, обосновать четкость изложения ответов. По окончании курса студенты обязаны сдать зачет. Сроки проведения итогового контроля устанавливается графиком учебного процесса. При проведении итогового

контроля по дисциплине преподаватель должен оценить уровень сформированности у студентов умений и навыков при освоении программы дисциплины.

3.2 Методические указания для студентов

В процессе изучения лекционного материала рекомендуется использовать не только опорные конспекты, но и учебники и учебные пособия. Перед каждой лекцией рекомендуется просмотреть материал по предыдущей лекции.

Методические рекомендации по подготовке к лабораторным работам.

1. Лабораторные работы выполняются бригадой, состоящей из 3 студентов.
2. Подготовка к лабораторным работам требует достаточное количество времени, поэтому целесообразно планировать ее заранее!

3. Каждому занятию предшествует предварительная подготовка студента, которая включает в себя: а) ознакомление с содержанием лабораторной работы по методическим указаниям к ней; б) проработку теоретической части по учебникам, рекомендованным в методических указаниях; в) подготовка отчета по лабораторной работе.

Отчет должен содержать:

- 1) название лабораторной работы;
- 2) цель;
- 3) приборы и принадлежности;
- 4) таблицу для занесения результатов (при необходимости);
- 5) теоретическую часть (основные понятия и законы);
- 6) описание опыта и установки.

Теоретическая часть должна быть краткой, занимать не более листа. Она должна содержать основные положения, законы, лежащие в основе изучаемого материала. Студент должен помнить, что методические указания к лабораторным работам являются только основой для их выполнения. Теоретическую подготовку к каждой лабораторной работе необходимо осуществлять с помощью учебной литературы.

4. Оформление результатов работы производится в форме протокола на лабораторную работу.

5. Перед выполнением эксперимента студент должен получить допуск к работе. Для получения допуска студент должен пройти собеседование с преподавателем и ответить на следующие вопросы:

- какова цель экспериментальной задачи? Каковы основы теории изучаемого материала, основные понятия и определения.
- каков принцип работы экспериментальной установки?
- каковы основные этапы эксперимента.

5. Зарисовать схемы и заполнить таблицы. Отчет должен быть оформлен аккуратно: рисунки и таблицы следует выполнять **по линейке**.

6. Для получения зачета по работе необходимо представить преподавателю оформленный отчет со всеми необходимыми расчетами, таблицами и рисунками и защитить его в ходе последующего собеседования. Для получения зачета студент представляет преподавателю оформленный отчет.

7. Если студент не выполнил лабораторную работу, то на следующем занятии он выполняет следующую по графику работу. Пропущенную работу можно выполнить в течение семестра, предварительно получив допуск у преподавателя.

8. Следует своевременно сдавать выполненные работы: не допускается выполнение следующей работы при наличии двух выполненных, но не зачтенных работ.

3.3 Методические рекомендации по самостоятельной работе студентов

Самостоятельная работа студентов – это процесс активного, целенаправленного приобретения студентом новых для него знаний и умений без непосредственного участия преподавателей. Самостоятельная работа сопровождается эффективным контролем и оценкой ее результатов.

Предметно и содержательно самостоятельная работа определяется государственным образовательным стандартом, действующим учебным планом, рабочей программой дисциплины, средствами обеспечения самостоятельной работы.

Самостоятельная работа – это важнейшая часть любого образования. Для студента она начинается с первых дней учебы в высшем учебном заведении. Это работа, которую за него никто не в состоянии выполнить и обязанность преподавателя – научить студента самостоятельно трудиться, самостоятельно пополнять запас знаний.

Для успешной самостоятельной работы студент должен планировать свое время и за основу рекомендуется брать рабочую программу учебной дисциплины.

Самостоятельная работа студента при подготовке и изучению лекционного материала.

После прослушивания лекции необходимо проработать и осмыслить полученный материал. Умение слушать, творчески воспринимать излагаемый материал – это необходимое условие для его понимания. Внимательное слушание требует умственного напряжения, волевых усилий. В процессе лекционного занятия необходимо выделять важные моменты, выводы, анализировать основные положения. Если при изложении материала преподавателем создана проблемная ситуация, пытаться предугадать дальнейший ход рассуждений. Это способствует лучшему усвоению материала лекции и облегчает запоминание отдельных выводов. Из сказанного следует, что для более прочного усвоения знаний лекцию необходимо конспектировать.

Конспект лекций должен быть в отдельной тетради. Не надо стремиться подробно слово в слово записывать всю лекцию. Конспектировать необходимо только самое важное в рассматриваемом параграфе: формулировки определений и законов, выводы, то есть то, что старается выделить лектор, на чем акцентирует внимание студентов. Необходимо отфильтровывать и сжимать подаваемый материал. Более подробно записывать основную информацию и кратко – дополнительную. Не нужно просить лектора несколько раз повторять одну и ту же фразу для того, чтобы успеть записать. По возможности записи вести своими словами, своими формулировками. Лекция не должна превращаться в своеобразный урок-диктант. Поскольку в этом случае студент не учится мыслить и анализировать услышанное, и лекция превращается в механический процесс.

Тетрадь для конспекта лекций также требует особого внимания. Ее нужно сделать удобной, практичной и полезной, ведь именно она является основным информативным источником при подготовке к различным отчетным занятиям, зачетам, экзаменам. Целесообразно отделить поля, где можно бы изложить свои мысли, вопросы, появившиеся в ходе лекции. Полезно одну из страниц оставлять свободной. Она потребуется потом, при самостоятельной подготовке. Сюда можно будет занести дополнительную информацию по данной теме, полученную из других источников: чертежи и рисунки, схемы и графики, цитаты и биографии выдающихся ученых и т.д. Таким образом, на лекции студент должен совместить два момента: внимательно слушать лектора, прикладывая максимум усилий для понимания излагаемого материала и одновременно вести его осмысленную запись.

Рабочей программой дисциплины предусматривается самостоятельное изучение определенных тем, приведенных в пункте 9.2, и их конспектирование. При составлении конспектов можно пользоваться теми же принципами, что при написании лектора. Не нужно полнотекстовое копирование, научитесь в процессе конспектирования разбивать

текст на смысловые части и заменять их содержание короткими фразами и формулировками.

Самостоятельная работа при выполнении лабораторных работ.

Главные задачи лабораторных работ таковы:

- 1) освоение методики изучения структур;
- 2) изучение устройства и принципов работы приборов;
- 3) приобретение навыков работы на лабораторном оборудовании.

Прежде, чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо внимательно ознакомиться с её методическим описанием. Методические описания содержат:

- 1) название работы, ее цель;
- 2) перечень приборов и принадлежностей;
- 3) общую теоретическую часть ;
- 4) методику проведения работы;
- 5) контрольные вопросы.

Основная часть времени, выделенная на выполнение лабораторной работы, затрачивается на самостоятельную подготовку: описание работы в индивидуальном лабораторном журнале, подготовка к допуску работы, самостоятельная обработка полученных результатов их анализ, формулировка выводов по проделанной работе, подготовка к защите теоретической части работы.

Студент должен понимать, что методическое описание – это только основа для выполнения работы, что навыки экспериментирования зависят не от качества описания, а от отношения студента к работе и что формально, бездумно проделанные измерения – это потраченное впустую время. Если студент приступает к работе без чёткого представления о теории изучаемого вопроса, он не может «узнать в лицо» явление, не сумеет отделить изучаемый эффект от случайных помех, а также окажется не в состоянии судить об исправности и неисправности установки. Поэтом этапу выполнения работы предшествует «допуск к работе». Этот этап необходим и по той причине, что в лабораторном практикуме часто изучается темы еще не прочитанные на лекциях и даже не включенные в лекционный курс. Для облегчения подготовки к сдаче теоретического материала полезно ответить на контрольные вопросы, сформулированные в методическом описании.

Для успешного выполнения лабораторной работы студенту необходимо разобраться в устройстве прибора. Если в лабораторной работе исследуется зависимость одной величины от другой, эту зависимость следует представить графически. Число точек на различных участках кривой и масштабы выбираются с таким расчетом, чтобы наглядно были видны места изгибов, экстремумов и скачков

Выполнение каждой из запланированных работ заканчивается предоставлением отчета.

Самостоятельная работа студента при подготовке к контролирующим тестам, зачету.

В высшей школе студент должен прежде всего сформировать потребность в знаниях и научиться учиться, приобрести навыки самостоятельной работы, необходимые для непрерывного самосовершенствования, развития профессиональных и интеллектуальных способностей.

К формам учета знаний по дисциплине «Материаловедение и технология конструкционных материалов» кроме зачета, рабочей программой предусмотрены также контролирующие тесты по модулям.

Согласно рабочей программе по дисциплине контролирующий тест проводится по темам соответствующих модулей. В каждом тестовом задании от 7 до 10 заданий. Цель тестирования - способствовать повышению эффективности обучения учащихся, выявить

уровень усвоенных теоретических знаний, выявить практические умения и аналитические способности студентов. Тест позволяет определить, какой уровень усвоения знаний у того или иного учащегося, т.е. определить пробелы в обучении. А на основе этого идет коррекция процесса обучения и планируются последующие этапы учебного процесса. При подготовке к контролирующему тесту необходимо повторить теоретический материал по определенным темам.

Зачет – форма итоговой проверки и оценки полноты и прочности знаний студентов, а также сформированности умений и навыков; проводится в виде собеседования по важнейшим вопросам каждого раздела изученного курса или по курсу в целом в индивидуальном порядке. Может проводиться с применением тестирования.

Основная цель подготовки к зачету — достичь понимания материала, а не только механически заучить материал. Но все же довольно много вещей придется просто выучить. При этом следует учитывать индивидуальные особенности. К примеру, если у студента зрительный тип памяти, тогда следует уделить особое внимание внешней форме краткого конспекта — недопустим небрежный, неразборчивый, мелкий почерк. Формулы должны быть отделены от текста некоторым пространством, чтобы «бросаться в глаза» сразу. Конечно, аккуратный конспект потребует несколько большего времени, но в итоге время на заучивание сократится, что позволит эффективнее подготовиться к зачету. Если у студента слуховой тип памяти, следует проговаривать наиболее важную часть материала, возможно даже использовать магнитофон для подготовки. Если же преобладающим является моторный тип памяти, то конспект нужно переписать несколько раз, причем каждый раз надо вычеркивать то, что уже выучено достаточно хорошо, оставляя для переписывания только самое необходимое для запоминания.

4. Итоговый контроль знаний.

Итоговым контролем знаний в 4 семестре является зачёт, который проводится по билетам установленного порядка.

5. Интерактивные технологии и инновационные методы, используемые в образовательном процессе.

При чтении лекций по дисциплине «Теория механизмов и машин» используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция», а при определенных темах «Лекция-визуализация».

При выполнении работ используется следующий прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: задание студентам для подготовки к выполнению лабораторной работы имитирующей реальное событие; обсуждение с преподавателем цели работы и хода выполнения ее выполнения; обсуждение и анализ полученных результатов; обсуждение теоретических положений, справедливость которых была установлена в процессе выполнения лабораторной работы.