

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
«ЛУГАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ТАРАСА ШЕВЧЕНКО»

**А. В. Калайдо,
Е. Я. Сердюкова**

ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

для студентов, обучающихся по направлению подготовки
44.03.04 Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация
автомобильного транспорта

Допущено Министерством образования и науки
Луганской Народной Республики
*к использованию в образовательных организациях (учреждениях)
высшего образования
(приказ МОН ЛНР от 8 июня 2020 №589-од)*


Луганск 2020

УДК 531(075.8)
ББК 22.21я73
К 59

Рекомендовано Ученым советом
ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет
имени Тараса Шевченко»
(протокол № 4 от 27 ноября 2019 года)

Калайдо, А. В. Теория машин и механизмов: учебное пособие для студентов, обучающихся по направлению подготовки 44.03.04 Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта / А. В. Калайдо, Е.Я. Сердюкова. – Луганск: Книта, 2020. – 100 с.

Рецензенты:

Бессарабов А. Н., кандидат технических наук, доцент, и.о. декана факультета транспорта и логистики ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова» (г. Новочеркасск)

Сильчева А. Г., кандидат физико-математических наук, доцент, и.о. заведующего кафедрой физики и нанотехнологий ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко»

Изюмский В. А. кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологий производства и профессионального образования ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко»

В учебном пособии «Теория машин и механизмов» изложен лекционный материал по 14 темам дисциплины, наиболее характерным для производственной деятельности педагога профессионального обучения транспортного профиля. Содержание соответствует Государственному образовательному стандарту высшего образования и методическим требованиям, предъявляемым к учебным изданиям.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 44.03.04 Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта, также оно может быть использовано студентами других отраслей профессионального обучения при изучении дисциплин ТММ и «Прикладная механика».

УДК 531(075.8)
ББК 22. 21 я73

© Калайдо А. В., Сердюкова Е. Я., 2020
© ГОУ ВПО ЛНР «ЛНУ имени Тараса Шевченко», 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
ТЕМА 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ.....	7
1.1 Основные определения теории машин и механизмов.....	7
1.2 Классификация кинематических пар.....	8
1.3 Виды механизмов и соединений.....	10
Контрольные вопросы.....	12
ТЕМА 2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ.....	13
2.1 Задачи структурного анализа и синтеза.....	13
2.2 Избыточные связи, их влияние на работоспособность машин.....	14
2.3 Структурный синтез механизмов.....	15
Контрольные вопросы.....	18
ТЕМА 3. РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	19
3.1 Общие сведения о плоских рычажных механизмах.....	19
3.2 Этапы проектирования механизмов.....	20
3.3 Условие существования кривошипа.....	23
3.4 Синтез четырехзвенных кулисных механизмов.....	24
Контрольные вопросы.....	25
ТЕМА 4. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ.....	26
4.1 Кинематические характеристики механизмов.....	26
4.2 Метод планов положений, скоростей и ускорений.....	27
4.3 Кинематические диаграммы и графическое дифференцирование.....	31
4.4 Графическое интегрирование.....	35
Контрольные вопросы.....	36
ТЕМА 5. ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ.....	37
5.1 Силы, действующие в машинах и механизмах, их характеристики.....	37
5.2 Силовой расчет механизмов.....	38
5.3 Кинетостатический метод силового исследования механизмов.....	39
5.4 Теорема о рычаге Жуковского.....	39
Контрольные вопросы.....	40
ТЕМА 6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ.....	41
6.1 Теоретические основы уравновешивания.....	41
6.2 Уравновешивание сил инерции механизмов.....	41
6.3 Уравновешивание вращающихся масс.....	43
6.4 Статическая и динамическая балансировка.....	45
Контрольные вопросы.....	47
ТЕМА 7. ВИБРОЗАЩИТА МАШИН.....	48
7.1 Основные понятия и методы виброзащиты.....	48
7.2 Определение параметров виброизолятора при силовом возбуждении....	49
7.3 Динамическое гашение колебаний.....	50
Контрольные вопросы.....	51
ТЕМА 8. ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ.....	52
8.1 Уравнения движения машины.....	52
8.2 Уравнение движения машины в дифференциальной форме.....	53

8.3 Неравномерность движения машин в установившемся режиме.....	55
Контрольные вопросы.....	56
ТЕМА 9. УЧЕТ СИЛ ТРЕНИЯ ПРИ СИЛОВОМ АНАЛИЗЕ.....	57
9.1 Трение в кинематических парах.....	57
9.2 Трение в винтовой кинематической паре.....	58
9.3 Трение во вращательной кинематической паре.....	59
9.4 Коэффициент полезного действия машин.....	60
Контрольные вопросы.....	61
ТЕМА 10. СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ.....	62
10.1 Общие сведения о зубчатых механизмах.....	62
10.2 Эвольвентное зацепление и его свойства.....	63
10.3 Геометрические параметры зубчатого колеса.....	65
10.4 Виды зацеплений зубчатых колес.....	66
Контрольные вопросы.....	68
ТЕМА 11. КОСОЗУБЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	69
11.1 Общие сведения о косозубых передачах.....	69
11.2 Зацепление Новикова.....	70
11.3 Пространственные зубчатые передачи.....	71
Контрольные вопросы.....	73
ТЕМА 12. СЛОЖНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ И ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	74
12.1 Общие сведения о сложных механизмах.....	74
12.2 Кинематическое исследование рядного зубчатого механизма аналитическим и графическим методами.....	75
12.3 Метод и формулы Виллиса.....	77
Контрольные вопросы.....	78
ТЕМА 13. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	79
13.1 Кулачковые механизмы, их достоинства и недостатки.....	79
13.2 Классификация кулачковых механизмов.....	80
13.3 Центральной профиль кулачка и угол давления.....	83
Контрольные вопросы.....	85
ТЕМА 14. МАНИПУЛЯЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	86
14.1 Манипуляционные роботы, их классификация, назначение и области применения.....	86
14.2 Кинематические схемы, структура и характеристики манипуляторов....	88
Контрольные вопросы.....	92
Вопросы к экзамену по дисциплине «Теория машин и механизмов».....	93
Заключение.....	96
Список рекомендованной литературы.....	97

ВВЕДЕНИЕ

Подготовка педагогов профессионального обучения в системе высшего профессионального образования представляет собой достаточно новое направление, поскольку инженерно-педагогическое образование не является механическим сочетанием технических и гуманитарных знаний. Синтез инженерной и педагогической составляющих приводит к образованию системы, имеющей особые свойства, не присущие ее подсистемам, что требует соответствующих подходов к организации процесса обучения.

Основы механистической картины мира у студентов направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта», в первую очередь, формируются дисциплинами общетехнического цикла, такими как «Материаловедение и материалы в машиностроении», «Теоретическая механика», «Сопrotивление материалов», «Теория машин и механизмов» и «Детали машин». Без их качественного освоения невозможно формирование специалиста, квалификация которого соответствует требованиям рынка труда.

Теория машин и механизмов (ТММ) является одной из важнейших дисциплин в подготовке инженеров-педагогов транспортного профиля. Это наука, изучающая структуру, кинематику и динамику механизмов и машин в связи с их анализом и синтезом. В ТММ нет теорем, в ней используются законы классической механики и вырабатываются методы быстрого решения задач механики (метод планов в кинематике, метод кинетостатики и др.). В процессе изучения ТММ перед будущими педагогами профессионального обучения транспортного профиля стоит задача научиться общим методам метрического, кинематического и силового расчетов механизмов и машин; подходам к синтезу механизмов, то есть проектированию механизмов, удовлетворяющих заранее поставленным требованиям, а также нахождению оптимальных параметров механизмов по заданным условиям работы.

Студенты при изучении дисциплины «Теория машин и механизмов» часто сталкиваются с трудностями при освоении лекционного материала в связи с высокой насыщенностью его формулами, чертежами, графиками, а также необходимостью уметь использовать ранее изученные дисциплины: высшую математику, физику и теоретическую механику. Поэтому без качественного методического сопровождения учебного процесса невозможна эффективная организация процесса изучения данного курса.

Лекции являются главным этапом освоения теоретической части дисциплины, структура которой была разработана еще И.И. Артоболовским и нашла отражение в его классическом учебнике «Теория механизмов». Из современных изданий наибольшее распространение получил учебник Г.А. Тимофеева «Теория механизмов и машин». Однако оба этих издания рассчитаны на студентов машиностроительных специальностей, тогда как педагогам профессионального обучения транспортного профиля не приходится создавать новые автотранспортные средства. От них требуется понимание

принципа работы используемых в конструкции автомобиля механизмов и навыки их грамотной эксплуатации. Однако учебная литература по общетехническим дисциплинам для инженерно-педагогических направлений подготовки в настоящее время практически не издается. Поэтому целью данного пособия является методическое обеспечение лекционных занятий по теории машин и механизмов для студентов по направлению подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта».

Данное пособие по сути своей представляет конспект лекций, который включает 14 тем по наиболее актуальным для инженера-педагога транспортного профиля вопросам теории машин и механизмов. Контрольные вопросы в конце каждой темы призваны указать студентам на наиболее важные аспекты изучаемого материала. Для подготовки к итоговому контролю по теории машин и механизмов в пособие включен перечень вопросов к экзамену.

Данное пособие составлено в полном соответствии с действующей рабочей программой курса «Теория машин и механизмов» для направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение (по отраслям). Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта» и является результатом накопленного практического опыта преподавательской деятельности авторов на кафедре технологий производства и профессионального образования ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», позволившего модифицировать содержание и структуру курса.

ТЕМА 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

1.1 Основные определения теории машин и механизмов

Машиной называется устройство, выполняющее механические движения с целью преобразования энергии, материалов или информации. Механизмы входят в состав машин, так как для преобразования энергии, материалов и информации требуется обычно преобразование движения получаемого от двигателя. При этом сам механизм допускает деление на составляющие звенья.

Механизм – замкнутая или разомкнутая кинематическая цепь, в состав которой входит неподвижное звено (стойка), предназначенная для преобразования заданного движения входного звена в требуемое движение выходного звена. Кинематическая цепь – система звеньев, соединенная кинематическими парами.

Звено – одна или несколько жестко связанных между собой деталей, движущихся как одно целое. **Деталь** – наименьшая часть механизма, выполненная без сборочных операций. Звенья обозначаются арабскими цифрами, их наиболее распространенными видами являются (рис. 1.1):

– *кривошип* – звено, которое совершает вращательное движение вокруг одной из своих крайних точек;

– *коромысло* – это звено, которое совершает поворот на угол меньше, чем 360° относительно одной точки звена;

– *ползун* – совершает возвратно-поступательное движение в неподвижных направляющих;

– *шатун* – звено, совершающее плоскопараллельное движение;

– *кулиса* – звено, участвующее одновременно в двух движениях: в переносном с угловой скоростью и в относительном с линейной скоростью.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух звеньев, допускающее их относительное движение. На схеме механизма кинематические пары обозначаются буквами. По расположению в механизме все звенья делятся на:

– *входное* – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в движения других звеньев;

– *выходное* – звено, совершающее требуемое движение, для которого предназначен механизм;

– *начальное* – звено, для которого задается обобщенная координата или закон движения, позволяющий определить движение остальных звеньев.

Кинематическая цепь – это совокупность звеньев и кинематических пар. Они бывают плоские и прямые, простые и сложные, замкнутые и разомкнутые. В плоских кинематических цепях звенья перемещаются в одной плоскости или в параллельных плоскостях.

Пространственные кинематические цепи – цепи, звенья которых двигаются в различных плоскостях. Плоские кинематические цепи – цепи, звенья которых двигаются в одной или параллельных плоскостях.



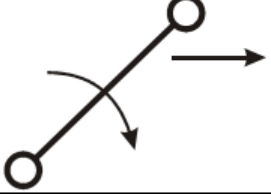
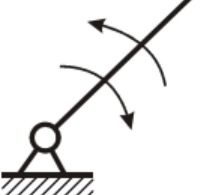
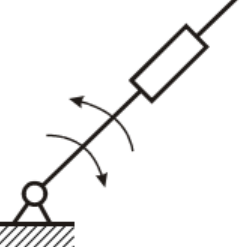
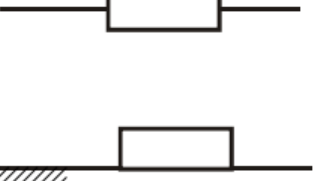
Тип звена	Схема	Определение
Стойка		Звено, принимаемое за неподвижное
Кривошип		Звено, совершающее полный оборот вокруг оси, связанной со стойкой
Шатун		Звено, совершающее плоское движение и не образующее кинематических пар со стойкой
Коромысло		Звено, совершающее неполный оборот вокруг оси, связанной со стойкой
Кулиса		Звено, являющееся подвижной направляющей для камня (может совершать вращательное, возвратно-вращательное и возвратно-поступательное движение)
Камень Ползун		Звено, скользящее по подвижной направляющей. Звено, совершающее поступательное движение по стойке

Рисунок 1.1 – Наиболее распространенные виды звеньев

Кинематическая схема механизма – это графическое изображение механизма с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар в произвольном положении с соблюдением масштаба.

Структурная схема механизма выполняется без соблюдения масштаба.

1.2 Классификация кинематических пар

Кинематическая пара – подвижное соединение двух звеньев. Кинематические пары передают нагрузку и движение и часто определяют работоспособность и надежность механизма и машины в целом. Поэтому правильный выбор вида пары, ее формы и размеров, а также конструктивных материалов и условий смазывания имеет большое значение при проектировании и эксплуатации машин.

По виду контакта звеньев кинематические пары делятся на *высшие* (с контактом звеньев по линии или точке) и *низшие* (с контактом звеньев по

плоскости или поверхности). По характеру относительного движения звеньев низшие кинематические пары делятся на вращательные, поступательные и винтовые (рис. 1.2).

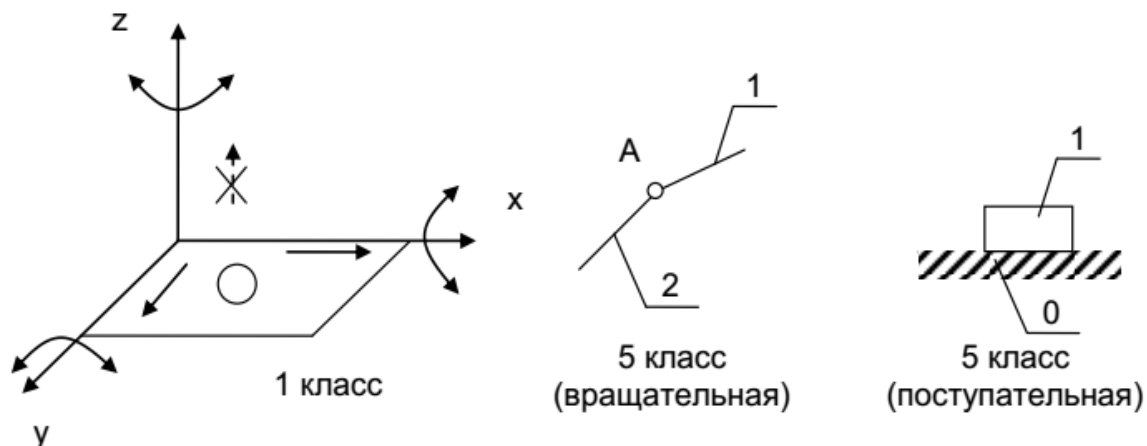


Рисунок 1.2 – Классификация кинематических пар по степени подвижности

По числу степеней свободы $W_{кп}$ в относительном движении звеньев кинематической пары подразделяют на одноподвижные (V класса), двухподвижные (IV класса), трехподвижные (III класса), четырехподвижные (II класса) и пятиподвижные (I класса). Наиболее распространенные виды кинематических пар представлены на рис. 1.3.

Степень подвижности кинематической пары определяется по формуле

$$W_{кп} = 6 - S, \quad (1.1)$$

где S – число наложенных связей.

Степень подвижности характеризует число степеней свободы механизма относительно звена, которое принято за неподвижное (стойку). Степень подвижности $W_{кп} = 1$ показывает, что задавая движение ведущего звена, мы единственным образом задаем движение выходного звена.

Класс кинематической пары определяется числом условий связи, которые эта пара накладывает на взаимное перемещение звеньев (1–5). Пары 3–5 класса называются низшими (звенья между собой контактируют по поверхности, например, вращательная пара – шарнир, поступательная пара – ползун). Пары 1-го и 2-го классов – высшие (звенья контактируют по линиям или в точках, например, цилиндр или шар на плоскости). Для плоских механизмов применяются только пары 5 и 4 классов.

Каждый механизм состоит из групп Ассур. Для построения механизма к группе начальных звеньев (стойка и ведущее звено) присоединяют одну или несколько групп Ассур. *Группа Ассур* – это кинематическая цепь, которая будучи присоединенная к стойке или механизму, обладает нулевой степенью подвижности.

Степень подвижности группы Ассур кинематической цепи (плоской) и плоского механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

где n – число подвижных звеньев; P_5 – число пар 5 класса; P_4 – число пар 4 класса (1–3 классы не учитываются, так как носят пространственный характер).

Виды пары	Схема пары и степень её подвижности	Подвижность пары	Условные обозначения пары на структурных и кинематических схемах	Число условий связи, S	Класс
Вращательная (1в)		1		5	V
Поступательная (1п)		1		5	V
Винтовая (1ви)		1		5	V
Цилиндрическая (2ц)		2		4	IV
Сферическая (3с)		3		3	III
Плоскостная (3пл)		3		3	III
Линейная (3л)/ (4л)		3/4		3/2	III/II
Точечная (5т)		5		1	I

Рисунок 1.3 – Виды кинематических пар

1.3 Виды механизмов и соединений

Плоские механизмы – механизмы, у которых все подвижные точки звеньев совершают траектории в одной плоскости или в параллельных плоскостях. Примерами таких механизмов являются кривошипно-шатунный и кулачковый механизмы (рис. 1.4–1.5).

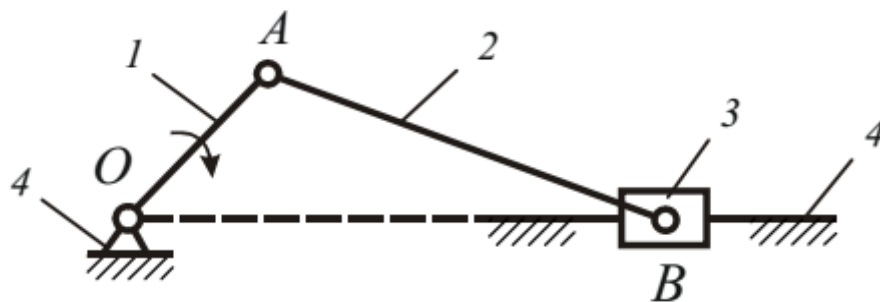


Рисунок 1.4 – Кривошипно-шатунный механизм: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – стойка

Данный механизм предназначен для преобразования вращательного движения в поступательное (рис. 1.4) или наоборот.

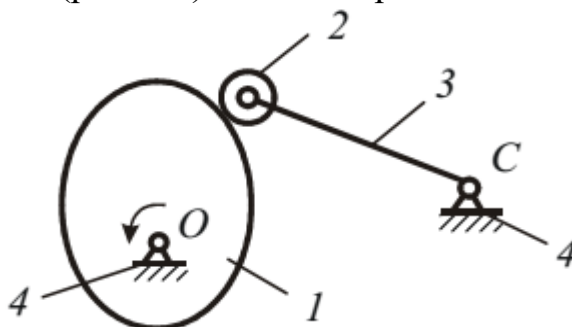


Рисунок 1.5 – Кулачковый механизм: 1 – кулачок; 2 – ролик; 3 – толкатель (коромысло); 4 – стойка

Кулачковый механизм позволяет получить произвольное прерывистое движение выходного звена при непрерывном вращательном движении входного звена.

Пространственные механизмы – механизмы, у которых все подвижные точки звеньев описывают траектории, расположенные в пересекающихся плоскостях (рис. 1.6–1.7).

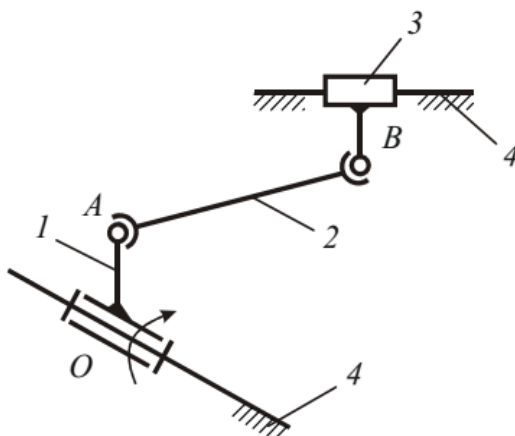


Рисунок 1.6 – Пространственный кривошипно-ползунный механизм: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – стойка

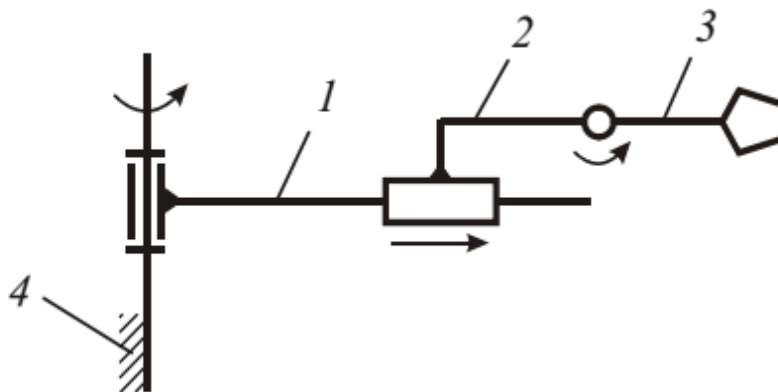


Рисунок 1.7 – Промышленный робот (манипулятор): 1, 2, 3 – подвижные звенья; 4 – стойка

По своему назначению механизмы разделяются на:

– *передаточные* – предназначенные для воспроизведения заданной функциональной зависимости между перемещениями входного и выходного звеньев;

– *направляющие* – у которых траектория определенной точки звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями, совпадает с заданной кривой.

Механизмы, звенья которых образуют только низшие кинематические пары, называют *рычажными*. Эти механизмы нашли широкое применение благодаря тому, что они долговечны, надежны и просты в эксплуатации. Названия механизмов обычно определяются по названиям их входного и выходного звеньев или характерного звена, входящего в их состав.

Контрольные вопросы:

1. Что называется машиной и механизмом? Какие механизмы бывают?
2. Что называется кинематической цепью? Какие виды кинематических цепей существуют?
3. Какая разница между кинематической цепью и кинематической парой?
4. По какому принципу классифицируют кинематические пары?
5. Как происходит замыкание кинематических пар в кинематической цепи?
6. Что называется звеном и какие виды звеньев существуют?
7. В чем состоит отличие звена от детали?

ТЕМА 2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

2.1 Задачи структурного анализа и синтеза

Структурный анализ механизмов предусматривает их разделение как по конструктивным особенностям, так и по структурным принципам. Такой подход рационален, тесно связан с образованием механизма, его строением, методами кинематического и силового анализа. Он основан на принципе построения механизма путем наложения (присоединения) кинематических цепей (в виде структурных групп) к начальному механизму. Следовательно, любой механизм можно получить из более простого присоединением к последнему кинематических цепей с числом степеней свободы $W = 0$, получивших название структурных групп, или групп Ассура.

Любой механизм можно представить как первичный механизм и присоединенные к нему структурные группы. *Первичный механизм* I класса первого порядка состоит из одного подвижного звена, стойки и одной кинематической пары (рис. 2.1, а и б). *Структурной группой* называется незамкнутая кинематическая цепь с нулевой подвижностью.

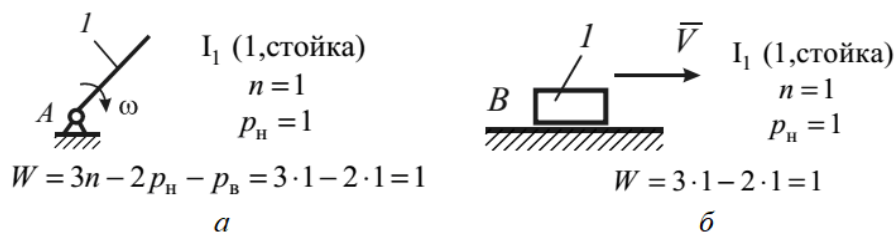


Рисунок 2.1 – Первичные механизмы: а – вращательная пара; б – поступательная пара

Класс структурной группы определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур группы.

Порядок структурной группы определяется числом поводков (элементов), которыми она присоединяется к имеющемуся механизму. В структурную группу входят только низшие пары. Степень подвижности структурной группы определяется по формуле

$$W = 3n - 2P_n,$$

где n – число подвижных звеньев; P_n – число низших кинематических пар.

Расчленение механизма на первичные механизмы и структурные группы называется *структурным анализом механизма* и было предложено Л.В. Ассуром. Его выполняют в следующей последовательности:

1. Обозначить все подвижные звенья цифрами, начиная с ведущего.
2. Обозначаем все кинематические пары буквами. В одном узле может быть несколько кинематических пар.
3. Посчитать число степеней свободы механизма по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

где n – число подвижных звеньев; P_5 – число пар 5-го класса; P_4 – число пар 4-го класса (1–3 классы не учитываются, так как носят пространственный характер).

4. Определить характер движения звеньев (вращательное, поступательное и плоскопараллельное) и вид кинематических пар (вращательные и поступательные кинематические пары).

5. Проводим структурный анализ механизма в порядке, обратном его образованию, то есть с отсоединения наиболее удаленных от первичного механизма структурных групп. Отсоединенная группа должна быть наиболее простой и с нулевой степенью подвижности, а оставшаяся кинематическая цепь должна быть механизмом со степенью свободы, равной исходной.

6. Записать структурную формулу строения механизма, показывающую порядок образования механизма.

Виды структурных групп II класса второго порядка показаны на рис. 2.2.

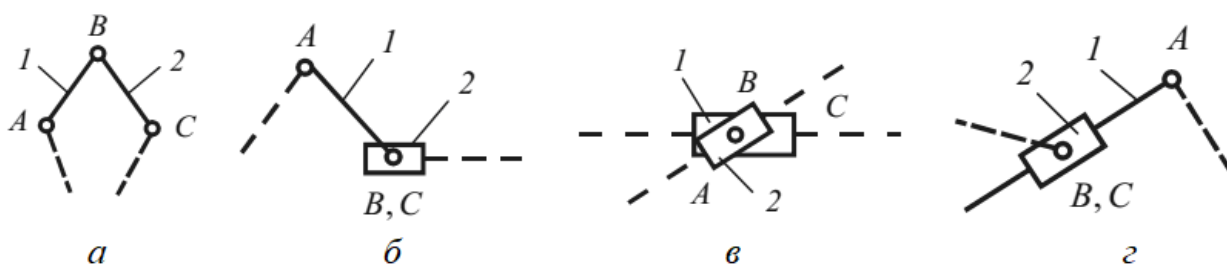


Рисунок 2.2 – Структурные группы II класса: *а* – двухповодковая; *б* – шатунная; *в* – двухползунная; *г* – кулисная

2.2 Избыточные связи, их влияние на работоспособность машин

Избыточные (повторные) связи – дублируют другие связи, не уменьшая подвижности механизма, а только обращая его в статически неопределимую систему.

Условие статической неопределимости механизма

$$q > 0,$$

где q – число избыточных связей.

Для плоского механизма число избыточных связей определяется из формулы Чебышева

$$q_n = W - 3n + 2P_5 + P_4,$$

При наличии избыточных связей сборка механизма и движение его звеньев становятся возможными только при их деформировании. Поэтому такие механизмы требуют повышенной точности изготовления, в противном случае в процессе сборки звенья механизма деформируются, что вызывает нагружение кинематических пар и звеньев значительными дополнительными силами (сверх основных внешних сил, для передачи которых механизм предназначен). При недостаточной точности изготовления механизма с избыточными связями трение в кинематических парах может сильно увеличиться и привести к заклиниванию звеньев, поэтому с этой точки зрения *избыточные связи в механизмах нежелательны*.

При конструировании машин избыточные связи в кинематических цепях механизма следует устранять или же оставлять минимальное число, если

полное их устранение оказывается невыгодным из-за усложнения конструкции или по каким-либо другим соображениям.

Наиболее простой и эффективный способ устранения избыточных связей в механизмах приборов – применение высшей пары с точечным контактом взамен звена с двумя низшими парами

2.3 Структурный синтез механизмов

Синтез – проектирование механизма по заданным входным и выходным условиям. Задача синтеза сложна и обычно имеет многовариантное решение, поэтому для выбора оптимального варианта необходимо производить дополнительный анализ.

Этапы синтеза механизмов:

1. *Структурный синтез* – это проектирование такой структурной схемы механизма, на которой указываются стойка, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение.

2. *Параметрический синтез* – по заданным кинематическим или динамическим свойствам механизма определяют размеры его звеньев.

Результаты структурного синтеза механизмов обычно многовариантны. Это связано с тем, что, используя одни и те же кинематические пары, но по-разному их расставив, можно получить различные по структуре механизмы. Выбор структуры вновь проектируемой машины ведут либо интуитивно, опираясь на опыт разработчиков, либо путем наложения структурных групп.

Наиболее распространенным методом создания механизмов с замкнутыми кинематическими цепями в настоящее время является *метод присоединения* к элементарным механизмам структурных групп.

Кинематические цепи, обладающие нулевой подвижностью относительно внешних кинематических пар и не распадающиеся на более простые цепи, удовлетворяющие этому же условию, называются *структурными группами* или *группами Ассура*.

Простейший (первичный) механизм состоит из двух звеньев, одно из которых подвижно и образует со стойкой низшую кинематическую пару. Он называется механизмом первого класса ($W = 1$), три его разновидности показаны на рис. 2.3.

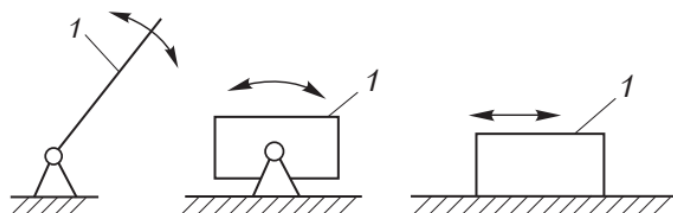


Рисунок 2.3 – Механизмы первого класса

Любой более сложный механизм образуется присоединением к простейшему механизму каких-либо групп звеньев. Следовательно, каждый механизм с низшими кинематическими парами состоит из двух частей:

первичного механизма и присоединенных к нему групп с нулевой степенью подвижности.

Структурная формула любого механизма, образованного с помощью структурных групп, имеет вид:

$$W = \sum_{i=1}^m W_{i \text{ пер}} + \sum_{j=1}^n W_{j \text{ сг}}, \quad (2.1)$$

где W – подвижность синтезируемого механизма; $W_{i \text{ пер}}$ – подвижность первичного механизма; $W_{j \text{ сг}}$ – подвижность структурной группы; m – число элементарных первичных механизмов; n – число присоединяемых структурных групп; $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$.

Так как подвижность присоединяемых структурных групп равна нулю

$$\sum_{j=1}^n W_{j \text{ сг}} = 0,$$

то формула (2.1) приобретает вид

$$W = \sum_{i=1}^m W_{i \text{ пер}}. \quad (2.2)$$

В результате, присоединяемые к элементарному механизму структурные группы не влияют на подвижность механизма, они только изменяют его структуру и законы движения звеньев.

Группа, имеющая два подвижных звена и три одноподвижные кинематические пары, называется *двухповодковой группой Асура*. Если к первичному механизму присоединить несколько групп Асура, то класс и порядок механизма определяются классом и порядком наиболее сложной группы.

Кинематические пары, которыми звенья группы присоединяются между собой, называются *внутренними*. Кинематические пары, которыми звенья группы присоединяются к другим звеньям или стойке, называются *внешними* кинематическими парами.

Класс группы определяется количеством поводков внутренних кинематических пар. Порядок группы определяется количеством внешних пар, которыми группа присоединяется к механизму. Классификация групп Асура показана на рис. 2.4.

На практике наибольшее применение нашла двухповодковая группа, то в зависимости от места размещения на ней вращательных и поступательных кинематических пар эта группа разделяется еще и по видам:

- I вид – диада, у которой все кинематические пары (B , C и D) вращательные (рис. 2.5, *a*);
- II вид – диада, у которой одна из внешних кинематических пар (D) является поступательной (см. рис. 2.5, *б*);
- III вид – диада, у которой внутренняя пара C поступательная (рис. 2.5, *в*);


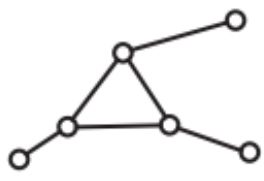
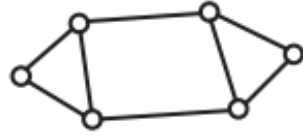
№ п/п	Структурная схема	Класс группы	Порядок группы	Вид группы
1		II	2	I
2		III	3	—
3		IV	2	—

Рисунок 2.4 – Классификация структурных групп

– IV вид – группа, у которой две внешние кинематические пары A и C поступательные, (рис. 2.5, з);

– V вид – группа, у которой одна внешняя A и одна внутренняя B пары поступательные (рис. 2.5, д).

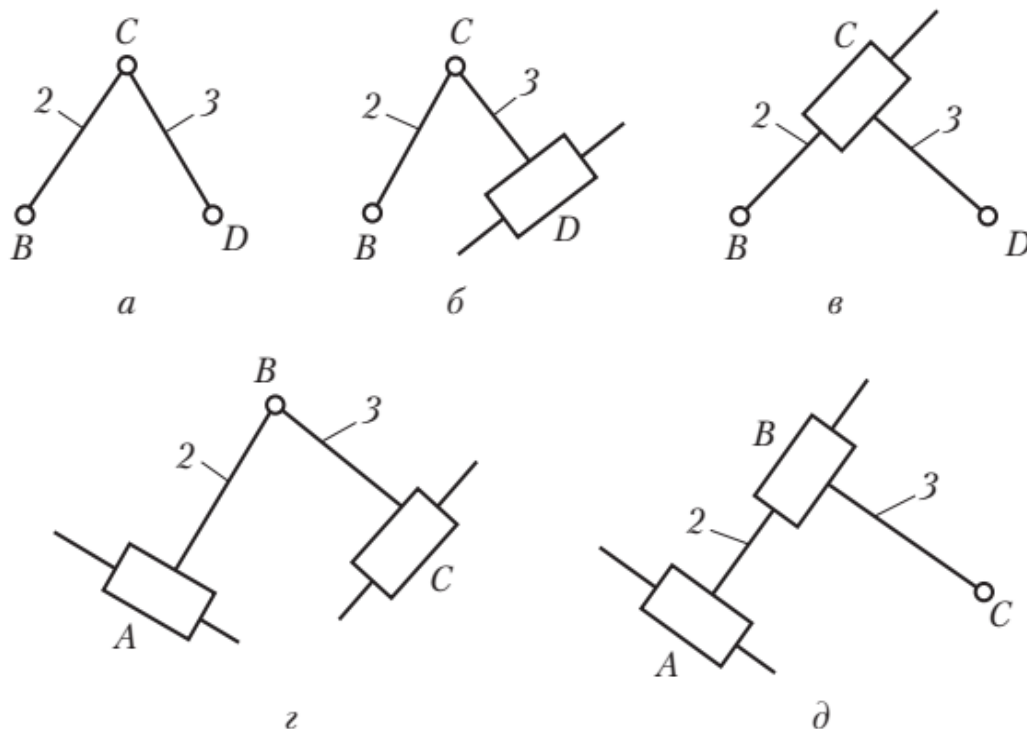


Рисунок 2.5 – Классификация двухповодковых групп Ассура

При проектировании механизмов методом *наслоения групп* механизм образуется из первичного механизма (обычно кривошип со стойкой) и присоединенных к нему групп нулевой подвижности. Чтобы избежать

избыточных связей, необходимо, чтобы они отсутствовали как в первичном механизме, так и в присоединяемых группах. При структурном синтезе механизма без избыточных связей необходимо соблюдать правила:

– замкнутая кинематическая цепь механизма с $W = 1$ и одним контуром без избыточных связей ($q = 0$) должна иметь такой набор кинематических пар, чтобы сумма их подвижностей была равна семи для пространственного механизма и четырем – для плоского;

– последующие присоединяемые группы звеньев должны иметь в своем составе такой набор кинематических пар, чтобы сумма подвижностей образованного после присоединения замкнутого контура была равна шести для пространственного механизма и трем – для плоского.

Контрольные вопросы:

1. Что называется кинематической цепью? Какие виды кинематических цепей существуют?
2. В чем различие между высшими и низшими кинематическими парами?
3. Что называется связью, как влияют связи на относительное движение звеньев в кинематической паре?
4. Укажите физический смысл степени подвижности W .
5. Как определить степени подвижности W пространственного механизма?
6. Что называется избыточными связями в замкнутой кинематической цепи?
7. Дайте определение группы Асура.
8. Что определяет порядок структурной группы?
9. Что входит в задачи структурного анализа механизма?
10. Что входит в задачи структурного синтеза механизма?

ТЕМА 3. РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

3.1 Общие сведения о плоских рычажных механизмах

Рычажные – механизмы, звенья которых образуют только низшие кинематические пары, основным представителем таких механизмов является шарнирный четырехзвенник (рис. 3.1). Плоские рычажные механизмы, звенья которых образуют вращательные или поступательные кинематические пары, широко распространены в современной технике.

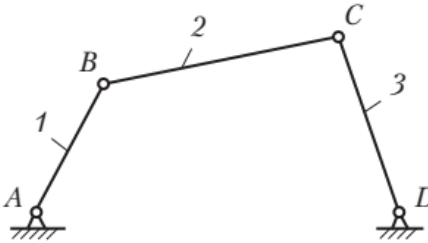


Рисунок 3.1 – Шарнирный четырехзвенник:
1 – кривошип, 2 – шатуна, 3 – коромысло

Достоинства рычажных механизмов: высокая технологичность изготовления, возможность выполнения шарнирных соединений на подшипниках качения и небольшой износ соприкасающихся поверхностей, долговечность и надежность в работе, они не требуют пружин и других устройств, обеспечивающих постоянное замыкание кинематических пар.

Названия рычажных механизмов определяются по названиям их входного и выходного звеньев или характерного звена, входящего в их состав. Если заменить в шарнирном четырехзвеннике вращательную пару (например, D) на поступательную, то получается *кривошипно-ползунный механизм* (рис. 3.2).

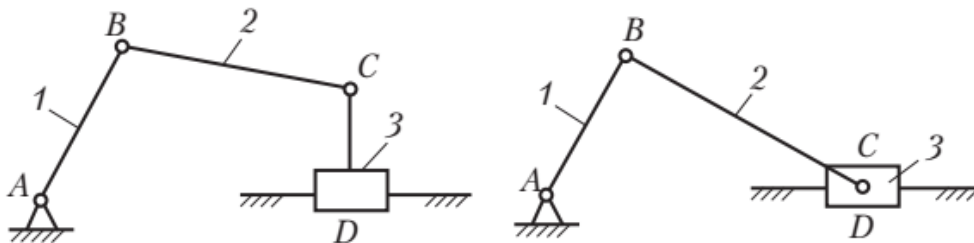


Рисунок 3.2 – Кривошипно-ползунный механизм

Если заменить в шарнирном четырехзвеннике вращательную пару C на поступательную, получим *кулисный механизм* (рис. 3.3).

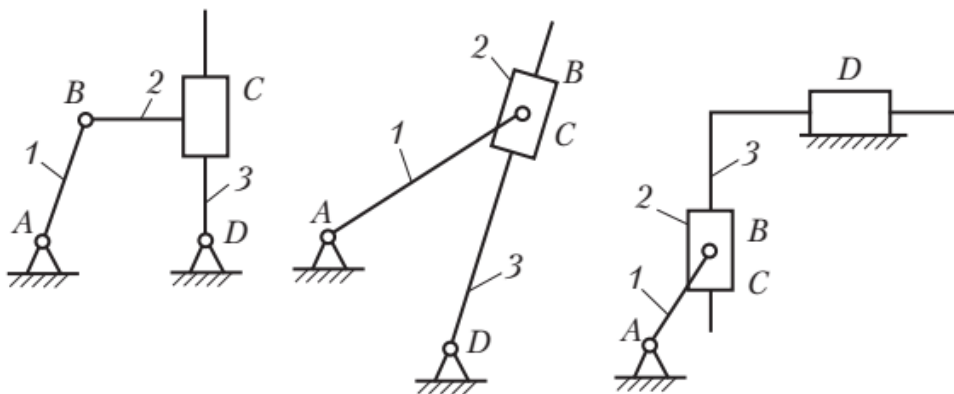


Рисунок 3.3 – Кулисный механизм

Кулисные механизмы нашли широкое применение в строгальных станках благодаря присущему им свойству асимметрии рабочего и холостого хода: у них длительный рабочий ход и быстрый, обеспечивающий возврат резца в исходное положение, холостой ход. Широкое распространение также получили кривошипно-коромысловый, двойной кривошипный, двойной коромысловый, коромысло-кривошипный и другие рычажные механизмы.

По принципу использования рычажные механизмы делятся на:

- *передаточные* – реализуют заданную зависимость между положениями входного и выходного звеньев механизма или между их перемещениями;
- *направляющие* – механизмы, в которых точка на звене, совершающем сложное движение, перемещается по наперед заданной траектории.

3.2 Этапы проектирования механизмов

Проектирование механизмов представляет собой сложную комплексную проблему, решение которой состоит, в самом общем виде, из следующих этапов:

- *первый этап* – выбор кинематической схемы механизма, которая бы обеспечивала требуемый вид и закон движения;
- *второй этап* – разработка конструкторских форм механизма, обеспечивающих его прочность и долговечность;
- *третий этап* – разработка технологических и технико-экономических показателей проектируемого механизма.

В ТММ рассматриваются и решаются задачи первого этапа проектирования, с помощью которых разрабатываются кинематические схемы механизмов, воспроизводящих требуемый закон движения.

Проектирование механизма начинается с выбора структурной схемы на основе анализа видов движения, которые должны быть реализованы. Этот этап проектирования называется *структурным синтезом*, разработчик должен оценить кинематические, силовые, точностные и другие характеристики механизма, что заранее сделать крайне сложно. Однако при огромном разнообразии схем рычажных механизмов такой эвристический подход к их выбору оправдан.

Решение задачи синтеза рычажных механизмов с низшими парами может вестись как графическими, так и аналитическими методами. Выбор метода в значительной мере зависит от тех условий, которые поставлены при проектировании. Графические методы нагляднее и проще с точки зрения их усвоения, но недостаточно точны. В последние годы широко развиты аналитические методы синтеза механизмов с низшими парами.

После выбора структурной схемы механизма определяют геометрические размеры звеньев. При этом учитываются в основном геометрические функции, которые должен реализовать механизм. Этот этап проектирования называют этапом *геометрического синтеза* механизма, в режиме которого определяют относительные размеры звеньев, то есть отношение геометрических размеров

звеньев к размеру одного из них. Относительные геометрические размеры звеньев называются геометрическими параметрами механизма.

На основании анализа спроектированного механизма по степени точности воспроизведения заданной функции решают, пригоден ли полученный механизм или необходимо провести корректировку предыдущих этапов проектирования с изменением исходных данных. Если и повторные просчеты не дают удовлетворительных результатов, то необходимо перейти к другой структурной схеме механизма и выполнить для нее соответствующие расчеты. Этот этап проектирования называют этапом *точностного проектирования*.

Таким образом, задача проектирования механизма является сложной, многопараметрической, причем число исходных параметров механизма, как правило, больше числа исходных данных, поэтому частью параметров приходится варьировать. Возможные варианты проектирования наиболее распространенных механизмов представлены на рис. 3.4.



Рисунок 3.4 – Виды проектирования рычажных механизмов

В начальной стадии проектирования машины при выборе кинематической схемы для осуществления заданного движения рабочего

органа обращают внимание на четырехзвенные механизмы, образованные на основе четырехзвенной шарнирной кинематической цепи (рис. 3.5, а): кривошипно-коромысловый механизм (рис. 3.5, б); двухкривошипный механизм (рис. 3.5, в); двухкоромысловый механизм (рис. 3.5, г); механизм параллелограмма (рис. 3.5, д) и механизм антипараллелограмма с противоположным механизмом или одинаковым направлением вращения кривошипов (рис. 3.5, е и ж).

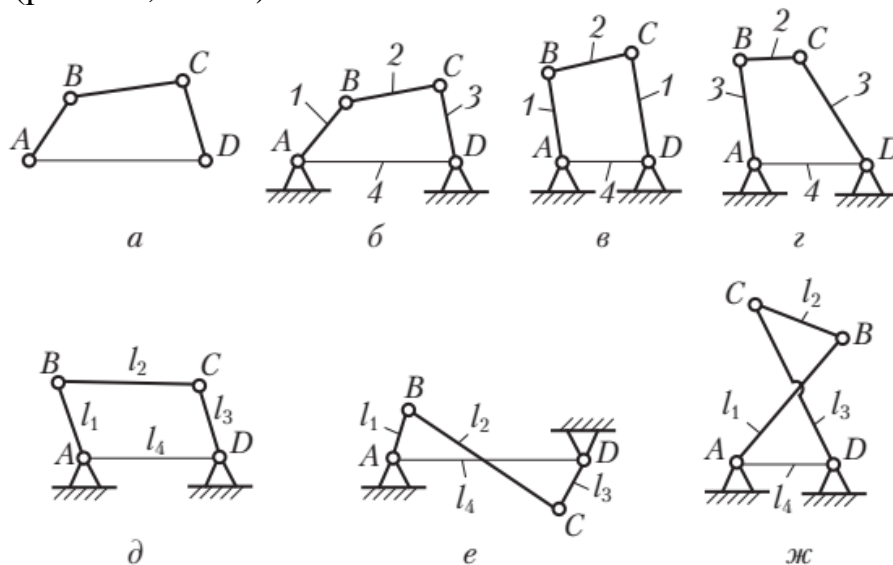


Рисунок 3.5 – Четырехзвенные цепи с вращательными парами

Также кинематическая схема может быть реализована на основе четырехзвенной цепи с тремя вращательными и одной поступательной парами (рис. 3.6, а): кривошипно-ползунный механизм (рис. 3.6, б); кривошипно-шатунный механизм (рис. 3.6, в) ($l_1 < l_2$); коромысло-ползунный механизм (рис. 3.6, г) ($l_1 < l_2$); кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой (рис. 3.6, д, е) ($l_1 < l_4$); кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой (рис. 3.6, ж, з)

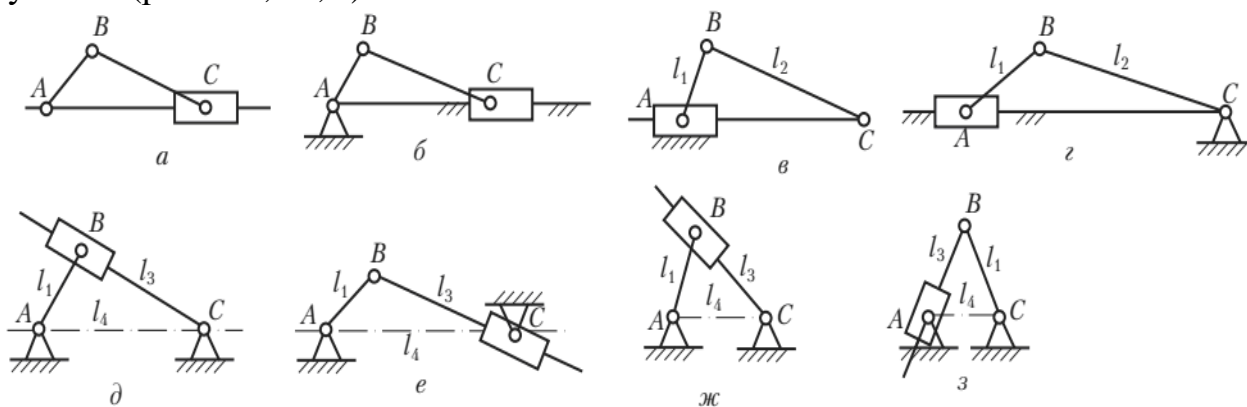


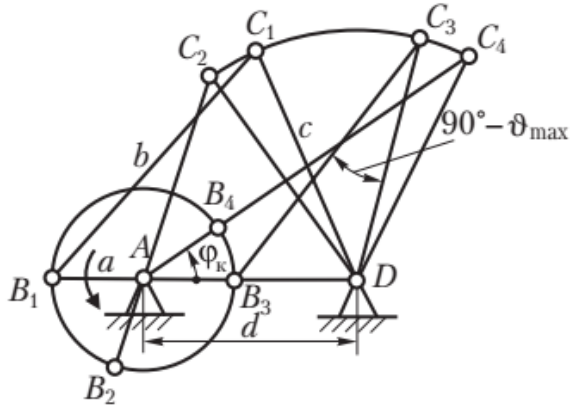
Рисунок 3.6 – Четырехзвенные цепи с поступательной парой

Если поставленную задачу нельзя решить с помощью четырехзвенного механизма, следует применять шестизвенные или более сложные механизмы.

3.3 Условие существования кривошипа

Важной кинематической характеристикой при синтезе механизма является проворачиваемость его звеньев (наличие в нем одного или двух кривошипов), которая зависит от соотношения длин звеньев.

В плоском шарнирном четырехзвеннике $ABCD$ (рис. 3.7) с длинами звеньев a , b , c и d звено AB может стать кривошипом, если при вращении оно последовательно пройдет через крайние левое AB_1 и правое AB_3 положения.



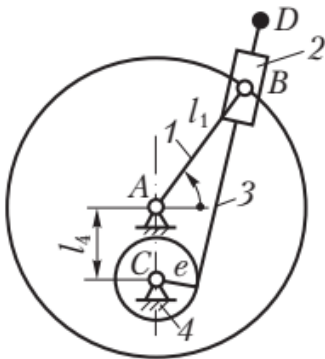
Если a – длина самого короткого звена, а d – самого длинного, то условие проворачиваемости звена плоского шарнирного (*правило Грасгофа*): самое короткое звено шарнирного четырехзвенника может быть кривошипом, если сумма длин самого короткого и самого длинного звеньев меньше суммы длин остальных звеньев

$$d + a < b + c. \quad (3.1)$$

Рисунок 3.7 – Определение существования кривошипа

В предельном случае, когда неравенство (3.1) превращается в равенство, все звенья механизма в одном из крайних положений располагаются по одной прямой. В результате получится неопределенность движения выходного звена (оно сможет двигаться либо в одном, либо в другом направлении). Применяя условие (3.1), шарнирные четырехзвенники разбивают на три группы:

- механизм будет кривошипно-коромысловым (рис. 3.10), если за стойку принято звено, расположенное рядом с самым коротким;
- механизм будет двухкривошипным, если сумма длин самого короткого и самого длинного звеньев меньше суммы длин остальных звеньев и за кривошип принято самое короткое его звено;
- механизм будет двухкоромысловым, если сумма длин самого короткого и самого длинного звеньев меньше суммы длин остальных звеньев, но самое короткое его звено – шатун.



В кулисном механизме (рис. 3.8) звено l всегда может быть кривошипом, а звено CD (кулиса) будет кривошипом, если при вращении пройдет положение $\varphi = 270^\circ$, что возможно при выполнении условия

$$l_1 > l_4 + e,$$

где e – внеосность кулисы. В этом случае имеем механизм с вращающейся кулисой. Если $l_1 < l_4 + e$, то кулиса CD будет коромыслом (механизм с качающейся кулисой).

Рисунок 3.8 – Кулисный механизм

3.4 Синтез четырехзвенных кулисных механизмов

Для центрального кривошипно-ползунного механизма (внеосность $e = 0$) ход ползуна 3 (его максимальное перемещение) равен удвоенной длине кривошипа: $h = 2l_1$. Крайние положения ползуна соответствуют угловым координатам кривошипа $\varphi = 0$ и 180° (рис. 3.9).

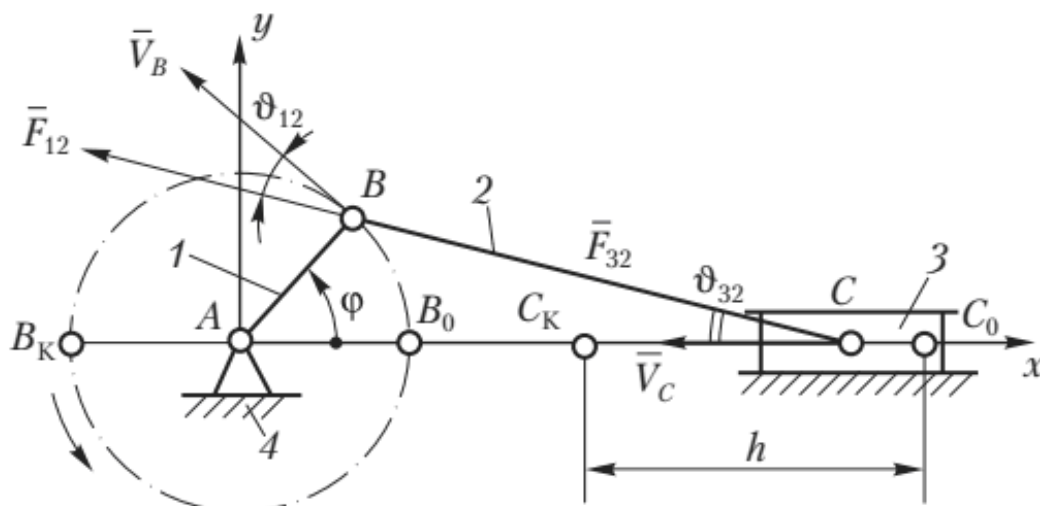


Рисунок 3.9 – Кривошипно-ползунный механизм

При проектировании механизмов нужно учитывать весьма важный параметр, характеризующий условие передачи сил и работоспособность механизма – угол давления θ (угол между вектором силы, приложенной к ведомому звену, и вектором скорости точки приложения движущей силы; трение и ускоренное движение масс при этом пока не учитываются). Угол давления не должен превышать допустимого значения: $\theta_{\max} \leq \theta_{\text{доп}}$.

Угол θ при передаче усилия на ведомое звено отмечают на схеме механизма в зависимости от того, какое его звено является ведомым. Максимальное значение угла давления

$$\theta_{32\max} = \arcsin \frac{l_1}{l_2} \quad (3.2)$$

имеет место при $\varphi = 90$ или 270° . Следовательно, чем меньше отношение

$$\lambda_2 = \frac{l_2}{l_1}$$

тем меньше размеры механизма (по отношению к длине кривошипа), но больше углы давления.

С возрастанием величины $\theta_{32\max}$, независимо от того, какое звено является ведомым, увеличивается усилие между ползуном и направляющей (между поршнем и стенкой цилиндра поршневой машины). Поэтому для механизмов двигателей внутреннего сгорания λ_2 принято выбирать в пределах $\lambda_2 = 3 \dots 5$, что соответствует значению $\theta_{32\max} = 19 \dots 11^\circ$.

В кривошипно-коромысловом механизме (рис. 3.10) по заданным длине стойки l_4 , длине ведомого коромысла l_3 и его координатам γ_1 и γ_2 в крайних

положениях неизвестные длины звеньев l_1 и l_2 находят, соединяя прямыми точки C_1 и C_2 с точкой A .

В результате

$$l_{AC1} = l_1 + l_2; \quad l_{AC2} = l_2 - l_1,$$

откуда

$$l_1 = \frac{l_{AC1} - l_{AC2}}{2}, \quad l_2 = \frac{l_{AC1} + l_{AC2}}{2}.$$

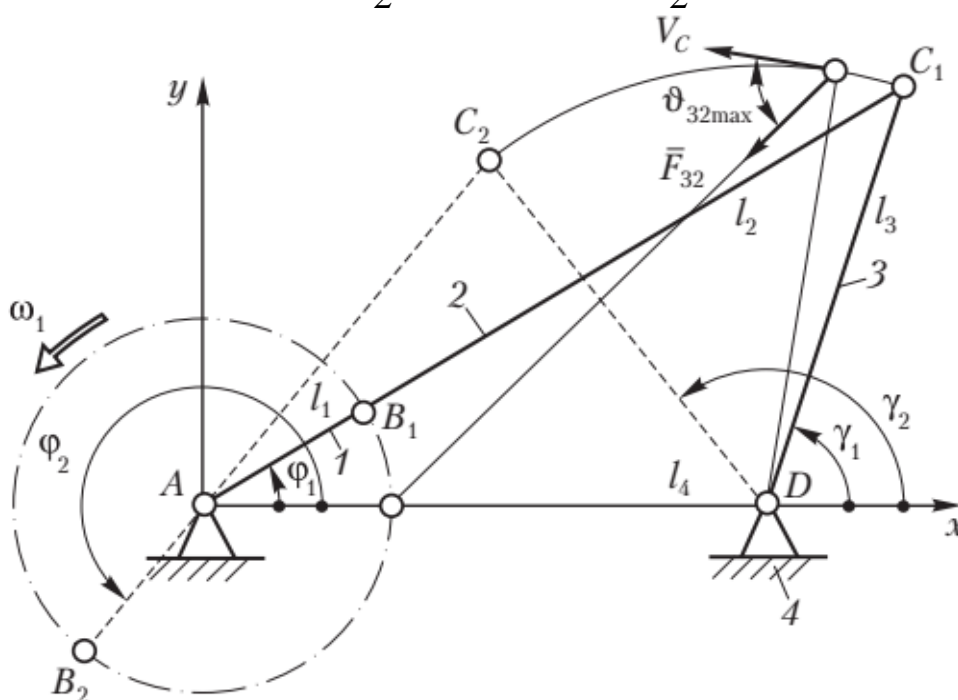


Рисунок 3.9 – Кривошипно-коромысловый механизм

Максимальный угол давления θ_{32max} будет при $\varphi = 0$ или 180° .

Контрольные вопросы:

1. Перечислите основные этапы синтеза плоских механизмов с низшими парами.
2. Сформулируйте условие существования кривошипа в плоских четырехзвенных механизмах.
3. Дайте определение направляющего механизма, приведите примеры.
4. Дайте определение передаточного механизма, приведите примеры.
5. Как осуществляется синтез четырехзвенных механизмов по двум положениям?
6. Как осуществляется синтез четырехзвенных механизмов по трем положениям?
7. Как осуществляется синтез кулисного механизма с качающейся кулисой по заданному ходу выходного звена и коэффициенту изменения его средней скорости?

ТЕМА 4. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

4.1 Кинематические характеристики механизмов

Основным назначением механизма является выполнение им требуемых движений, которые могут быть описаны посредством его кинематических характеристик, к которым относят координаты точек и звеньев, их траектории, скорости и ускорения. Также к ним относятся и характеристики, которые не зависят от закона движения начальных звеньев, а определяются только строением механизма и размерами его звеньев и в общем случае зависят от обобщенных координат. Это функции положения, кинематические передаточные функции скорости и ускорения.

Число независимых друг от друга кинематических характеристик механизма с заданными размерами звеньев и структурной схемой равно числу степеней свободы механизма или числу обобщенных координат механизма. Звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат, называется начальным.

Сферический шарнир (рис. 4.1, а) может вращаться одновременно относительно трех осей, а потому имеет три обобщенные координаты φ_1 , ψ_1 и θ_1 . Кривошип (рис. 4.1, б) имеет одну степень свободы и обобщенную координату – угол поворота φ_1 . Аналогично, у ползуна одна обобщенная координата – линейное перемещение.

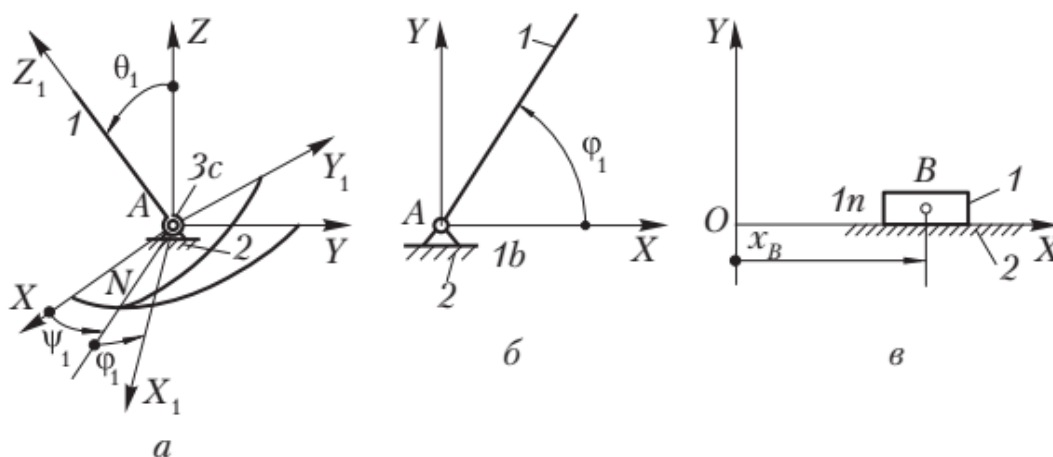


Рисунок 4.1 – Ведущие звенья и обобщенные координаты

Во многих случаях при проектировании машин и механизмов закон изменения обобщенных координат в функции времени удастся определить только после динамического исследования движения машины с учетом характеристик сил, приложенных к звеньям механизма, масс и моментов инерции звеньев. В таких случаях сначала устанавливаются зависимости кинематических параметров звеньев и точек от обобщенной координаты, (определяют функции положения и передаточные функции механизма), а затем определяется закон изменения обобщенной координаты от времени и зависимости кинематических параметров, выходных и промежуточных звеньев от времени.

Функция положения механизма – зависимость углового или линейного перемещения точки или звена механизма от обобщенной координаты.

Кинематические передаточные функции механизма – производные от функции положения по обобщенной координате. Первая производная называется первой передаточной функцией или аналогом скорости (обозначаются V_q, ω_q), вторая производная – второй передаточной функцией или аналогом ускорения (обозначаются a_q, ε_q).

Кинематические характеристики механизма – производные от функции положения по времени. Первая производная называется скоростью (обозначают V, ω), вторая – ускорением (обозначают a, ε).

Связь между кинематическими характеристиками и передаточными функциями на примере точки C на ползуне механизма:

$$V_c = \frac{ds_c}{dt}, \quad V_{qc} = \frac{ds_c}{d\varphi}, \quad V_{qc} = \frac{V_c}{\omega_1}. \quad (4.1)$$

$$a_c = \frac{d^2s_c}{dt^2}, \quad a_{qc} = \frac{d^2s_c}{d\varphi^2}, \quad a_{qc} = a_{qc}\omega^2 + V_{qc}\varepsilon_{qc}. \quad (4.2)$$

4.2 Метод планов положений, скоростей и ускорений

При кинематическом анализе механизма рассматривается движение звеньев без учета действующих на них сил. Главной задачей кинематического исследования является определение перемещений, скоростей и ускорений отдельных точек и звеньев механизма.

Существуют четыре метода кинематического исследования механизмов: графический, графоаналитический, аналитический и экспериментальный. В данной работе величины и направления скоростей и ускорений точек механизма определяются *методом планов*, который относится к графоаналитическим методам.

Планом механизма называется масштабное графическое изображение кинематической схемы механизма, соответствующее заданному положению входного звена.

План скоростей – графическое изображение (в определенном масштабе) векторов скоростей точек механизма, отложенных из произвольной точки (полюса) в соответствии с положением звеньев. Планы скоростей строятся в соответствии с векторными уравнениями, которые составляются для каждой группы Ассур в порядке их присоединения к ведущему звену. В основе векторных уравнений лежит теорема о разложении сложного движения на два простых переносное и относительное.

Теорема подобия для планов скоростей: план скоростей механизма подобен его положению и повернут по отношению к нему на 90° в сторону мгновенного вращения ведущего звена.

План ускорений – графическое изображение векторов ускорений звеньев механизма, отложенных из произвольной точки (полюса), которую в плане обозначают буквой π . Планы ускорений можно построить только методом

векторных уравнений.

Теорема подобия для планов ускорений: план ускорений плоского механизма подобен его положению и повернут в отношении него на некоторый неопределенный угол.

При кинематическом исследовании механизмов движение начального звена принимают равномерным ($\omega = \text{const}$ или $s = \text{const}$), поскольку такие условия чаще всего реализуются на практике. Если вместо угловой скорости задано количество оборотов ведущего звена, то угловую скорость находят по формуле

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ рад/с.} \quad (4.3)$$

Кроме того, все звенья можно считать абсолютно твердыми телами, а связи между ними идеальными, то есть изготовленными абсолютно точно. Такие предположения позволяют упростить методы исследования механизмов, не внося при этом значительных погрешностей в результаты исследования.

Построение планов скоростей и ускорений на примере одного из положений кулисного механизма показано на рис. 4.2.

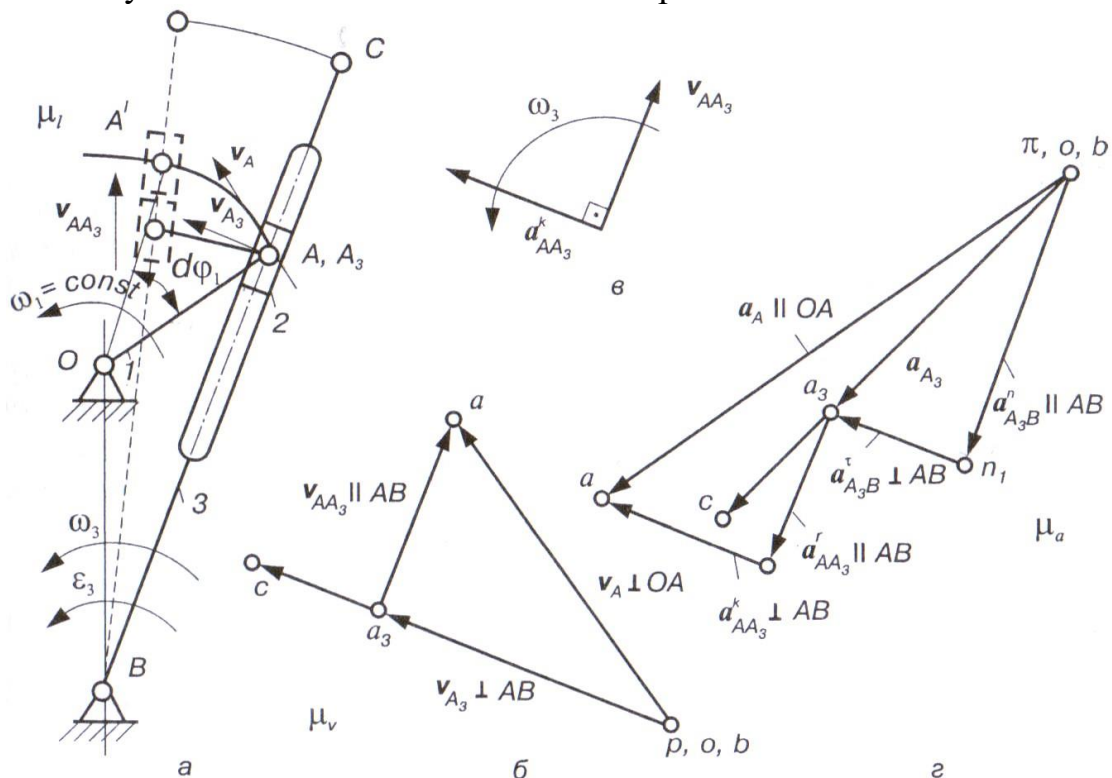


Рисунок 4.2 – Кинематический анализ кулисного механизма: *а* – схема механизма, *б* – план скоростей, *в* – план ускорений

Формула строения механизма: $I(1) \rightarrow II(2, 3)$.

Находим величину скорости точки *A*, которая принадлежит кривошипу 1 и ползуну 2

$$v_A = \omega \cdot l_{OA}. \quad (4.4)$$

Выбираем на плане полюс *p*, от которого откладываем отрезок *pa* произвольной длины. Данный отрезок перпендикулярен кривошипу и

сонаправлен с его угловой скоростью. Теперь можно определить масштаб плана скоростей

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa}, \text{ (м/с)/мм.} \quad (4.5)$$

Для облегчения дальнейших расчетов рекомендуется длину отрезка на плане брать пропорциональной скорости (например, при $v_A = 2,5$ м/с удобно выбрать $pa = 25$ мм).

Для определения скорости точки A_3 , которая принадлежит кулисе 3 и в данный момент совпадает с точкой A , используем теорему о сложении скоростей: скорость сложного движения точки A состоит из скорости поступательного движения v_{AA_3} ползуна вдоль оси кулисы и скорости вращательного движения точки A_3 вместе с кулисой

$$v_A = v_{A_3} + v_{AA_3}, \quad v_{AA_3} \parallel AB.$$

С другой стороны, скорость точки A_3 можно найти, выбрав в качестве полюса неподвижную точку B

$$v_{A_3} = v_B + v_{A_3B} = v_{A_3B}, \quad v_{A_3} \perp AB.$$

Проведем через полюс p линию, перпендикулярную AB , а через точку A – линию, параллельную оси кулисы. На пересечении этих двух линий находим точку A_3 , строим векторы скоростей v_{A_3} и v_{AA_3} (рис. 4.2, б). Величины этих скоростей находим через масштаб скоростей

$$v_{A_3} = pa_3 \cdot \mu_v; \quad v_{AA_3} = aa_3 \cdot \mu_v.$$

Скорость точки C , лежащей на кулисе, имеет то же направление, что и скорость точки A_3 , поэтому найти ее можно по пропорции

$$\frac{pc}{pa_3} = \frac{BC}{BA_3} \Rightarrow pc = pa_3 \cdot \frac{BC}{BA_3}.$$

Величина скорости точки C

$$v_C = pc \cdot \mu_v.$$

В последнюю очередь определяем угловые скорости звеньев

$$\omega_3 = \frac{v_{A_3}}{l_{BA_3}}; \quad \omega_2 = \omega_3.$$

Построение плана скоростей завершено.

Планы ускорений строятся в той же последовательности. Сначала находим ускорение точки A кривошипа

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}. \quad (4.6)$$

Произвольно выбираем полюс плана ускорений π , от которого откладываем отрезок πa и определяем масштаб плана

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a}, \text{ (м/с}^2\text{)/мм.} \quad (4.7)$$

Для нахождения ускорения точки A_3 используем *теорему о сложении ускорений*: при вращательном переносном движении абсолютное ускорение равно векторной сумме переносного, относительного и кориолисова ускорений

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_{A_3} + \mathbf{a}_{AA_3}^{от} + \mathbf{a}_{AA_3}^{кор}. \quad (4.8)$$

Ускорение вращательного движения точки A_3 можно разложить на нормальную и тангенциальную составляющие

$$\mathbf{a}_{A_3} = \mathbf{a}_{A_3B} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{A_3B}^n + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau = \frac{\omega_3^2}{l_{A_3B}} + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau.$$

Ускорение Кориолиса при плоском движении находим по формуле

$$\mathbf{a}_{AA_3}^{кор} = 2\omega_3 v_{AA_3}, \quad (4.9)$$

а для определения его направления поворачиваем вектор относительной скорости v_{AA_3} на 90° в сторону угловой скорости ω_3 . Окончательно для ускорения точки A получаем

$$\mathbf{a}_A = \frac{\omega_3^2}{l_{A_3B}} + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau + \mathbf{a}_{AA_3}^{от} + \mathbf{a}_{AA_3}^{кор}.$$

Находим первое слагаемое и в масштабе откладываем на плане ускорений в направлении точки B отрезок πn_1 , поскольку нормальное ускорение является центростремительным. Касательное ускорение всегда перпендикулярно нормальному, поэтому через точку n_1 проведем линию-направление касательного ускорения.

Поскольку нам известна величина и направление ускорения Кориолиса, то приложим отрезок ka концом к точке a

$$ka = \frac{\mathbf{a}_{AA_3}^{кор}}{\mu_a}.$$

Через начало этого вектора проведем линию-направление относительного ускорения до пересечения с направлением тангенциальной составляющей ускорения. Таким образом, мы получили точку A_3 , которая позволяет определить величины относительного, тангенциального и переносного ускорений, а также полного ускорения точки A_3

$$a_{A_3} = \pi a_3 \cdot \mu_a; \quad a_{A_3B}^\tau = n_1 a_3 \cdot \mu_a; \quad a_{AA_3}^{от} = k a_3 \cdot \mu_a.$$

Положение точки C на плане ускорений получаем методом подобия

$$\frac{\pi c}{\pi a_3} = \frac{BC}{BA_3} \Rightarrow \pi c = \pi a_3 \cdot \frac{BC}{BA_3}.$$

Ускорение точки C и модуль углового ускорения звеньев 2 и 3

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a \text{ и } \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{A_3B}^\tau}{l_{A_3B}}.$$

Чтобы определить его направление, вектор тангенциальной составляющей ускорения перенесем в точку A_3 и будем наблюдать вращение звена 3 вокруг точки B . В данном случае угловое ускорение будет направлено против часовой стрелки. Построение завершено.

4.3 Кинематические диаграммы и графическое дифференцирование

Наиболее простыми методами кинематического анализа являются графические методы, которые в большинстве случаев обеспечивают достаточную точность. Кроме того, они значительно упрощают расчеты, экономят время и способствуют уменьшению ошибок в результатах благодаря наглядности исследований. Метод диаграмм как раз и относится к группе графических методов кинематического исследования механизмов.

Большинство машин и механизмов в процессе работы совершают периодическое движение. *Период (цикл) движения* – промежуток времени, по истечении которого механизм возвращается в исходное положение, а его кинематические параметры приобретают начальные значения, после чего движение механизма повторяется по тому же закону. Поэтому для кинематического исследования достаточно одного периода работы механизма. Если ведущее звено осуществляет вращательное движение, то его закон движения задается в виде

$$\varphi = \varphi(t),$$

а в случае поступательного движения этот закон выражают уравнением

$$s = s(t).$$

При этом также должны быть заданы кинематическая схема механизма и размеры всех его звеньев.

Порядок кинематического исследования плоских механизмов методом диаграмм показан на рис. 4.3 на примере кривошипно-шатунного механизма. Кинематический анализ механизма методом диаграмм начинается с построения плана положений механизма. Поскольку план положений строится в определенном масштабе, то сначала определяют масштабный коэффициент. Построение плана положений начинают с ведущего звена, поэтому формула масштаба

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \text{ м/мм}, \quad (4.10)$$

где OA – длина отрезка на плане, мм; l_{OA} – действительная длина кривошипа, м.

Кривошип OA совершает вращательное движение вокруг неподвижной точки O , поэтому его траекторией будет окружность радиуса OA . План положений будем строить для восьми положений кривошипа. Для этого разделим траекторию точки A на 8 равных частей. За начальное положение

кривошипа обычно выбирают то, которое соответствует одному из крайних положений выходного звена.

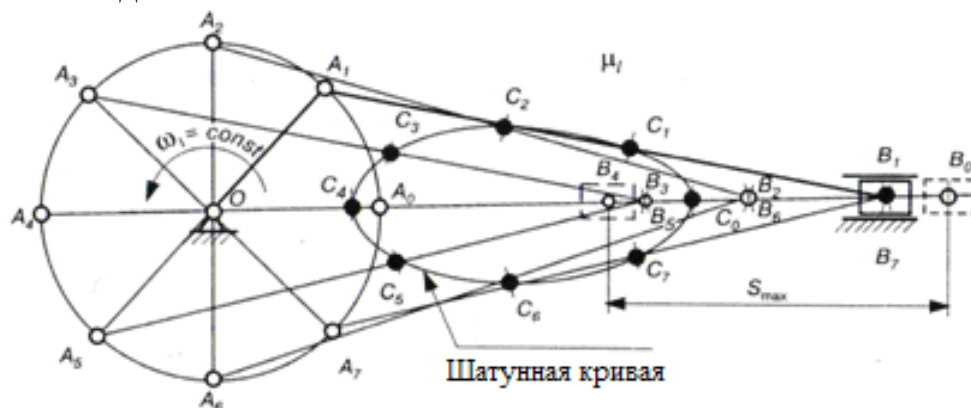


Рисунок 4.3 – План положений кривошипно-шатунного механизма

За начальное положение принимаем OA_0 , при котором кривошип и шатун вытягиваются в одну линию. По направлению вращения кривошипа определяем номера следующих положений. Период полного вращения кривошипа

$$T = \frac{60}{n}, \quad (4.11)$$

то есть переход в каждое следующее положение происходит за $T/8$ с. Длину шатуна AB на плане определяем по формуле

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} \text{ мм.}$$

Положение точки B найдем методом дуговых засечек, учитывая, что длина шатуна в процессе движения не меняется. Для этого из полученных точек A_0 – A_7 сделаем дуговые засечки радиусом AB , в результате чего получаем точки B_0 – B_7 . Соединив соответствующие точки A и B отрезками, получим все положения шатуна и ползуна (рис. 3.1). Построение плана завершено.

Построение диаграммы перемещений. При исследовании механизма надо знать изменения длины пройденного звеном пути в зависимости от времени или угла поворота кривошипа. Для этого строится диаграмма перемещений. Чаще всего такую диаграмму строят для выходного звена, поэтому рассматриваем построение диаграммы перемещений ползуна B . По оси абсцисс откладываем период полного оборота кривошипа (можно и угол поворота), разделенный на 8 интервалов в соответствующем масштабе

$$\mu_t = \frac{T}{l} \text{ с/мм}, \quad (4.12)$$

где l – длина отрезка, изображающего полный цикл по оси ординат.

Линейные перемещения ползуна откладываем по оси ординат в масштабе

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{[S_{\max}]} \text{ м/мм}, \quad (4.13)$$

где S_{\max} – максимальный ход ползуна B , м; $[S_{\max}]$ – отрезок на диаграмме, изображающий этот максимальный ход, мм.

Определив масштаб, переходим к построению диаграммы перемещений. Для каждого промежутка времени (положения кривошипа) измеряем расстояния от начального положения B_0 до данного B_i и откладываем их в выбранном масштабе по оси ординат. Полученные точки соединяем плавной кривой, которая и является диаграммой перемещений (рис. 4.4, а).

Имея диаграмму перемещений любой точки или звена как функцию пути от времени, методами графического дифференцирования можно определить скорости точки (звена) в течение цикла движения по формуле

$$v = \frac{ds}{dt}. \quad (4.14)$$

Наиболее удобным методом построения диаграммы скоростей является метод хорд. Он основан на теореме о конечном приросте функции: если функция и ее первая производная непрерывны, то на любом интервале хорда, стягивающая дугу, параллельна касательной к кривой $s = s(t)$ хотя бы в одной точке, лежащей в середине этого интервала. Поэтому на диаграмме перемещений на каждом интервале проводим хорды (рис. 4.4, а). Под диаграммой перемещений строим оси координат, где по оси абсцисс откладываем время в том же масштабе, а по оси ординат скорость звеньев (точек) механизма в масштабе

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t} \text{ (м/с)/мм}, \quad (4.15)$$

где H_1 – произвольное расстояние от полюса P_1 до начала координат.

На диаграмме скоростей из полюса P_1 последовательно проводим лучи $P11''-P17''$, параллельные соответствующим хордам до пересечения с осью ординат. Из точек пересечения лучи идут параллельно оси абсцисс до пересечения с соответствующим интервалом времени. Полученные точки соединяются с помощью плавной кривой, которая и является диаграммой скоростей (рис. 4.4, б).

При графическом дифференцировании следует обратить внимание на точку экстремума дифференцируемой кривой. В этом месте производная равна нулю, то есть крайним точкам соответствует нулевая скорость

По диаграмме скоростей любой точки (звена) как функции от времени методами того же графического дифференцирования определяем ускорение точки по формуле

$$a = \frac{dv}{dt}. \quad (4.16)$$

Под диаграммой скоростей строим координатные оси: по оси абсцисс откладываем время t в том же масштабе, а по оси ординат – ускорения a звеньев (точек) механизма в масштабе

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \cdot \mu_t} \text{ (м·с}^2\text{)/мм}, \quad (4.17)$$

где H_2 – произвольное расстояние от полюса P_2 до начала координат.

Диаграмму ускорений (рис. 4.4, в) строим в той же последовательности, что и предыдущую диаграмму скоростей.

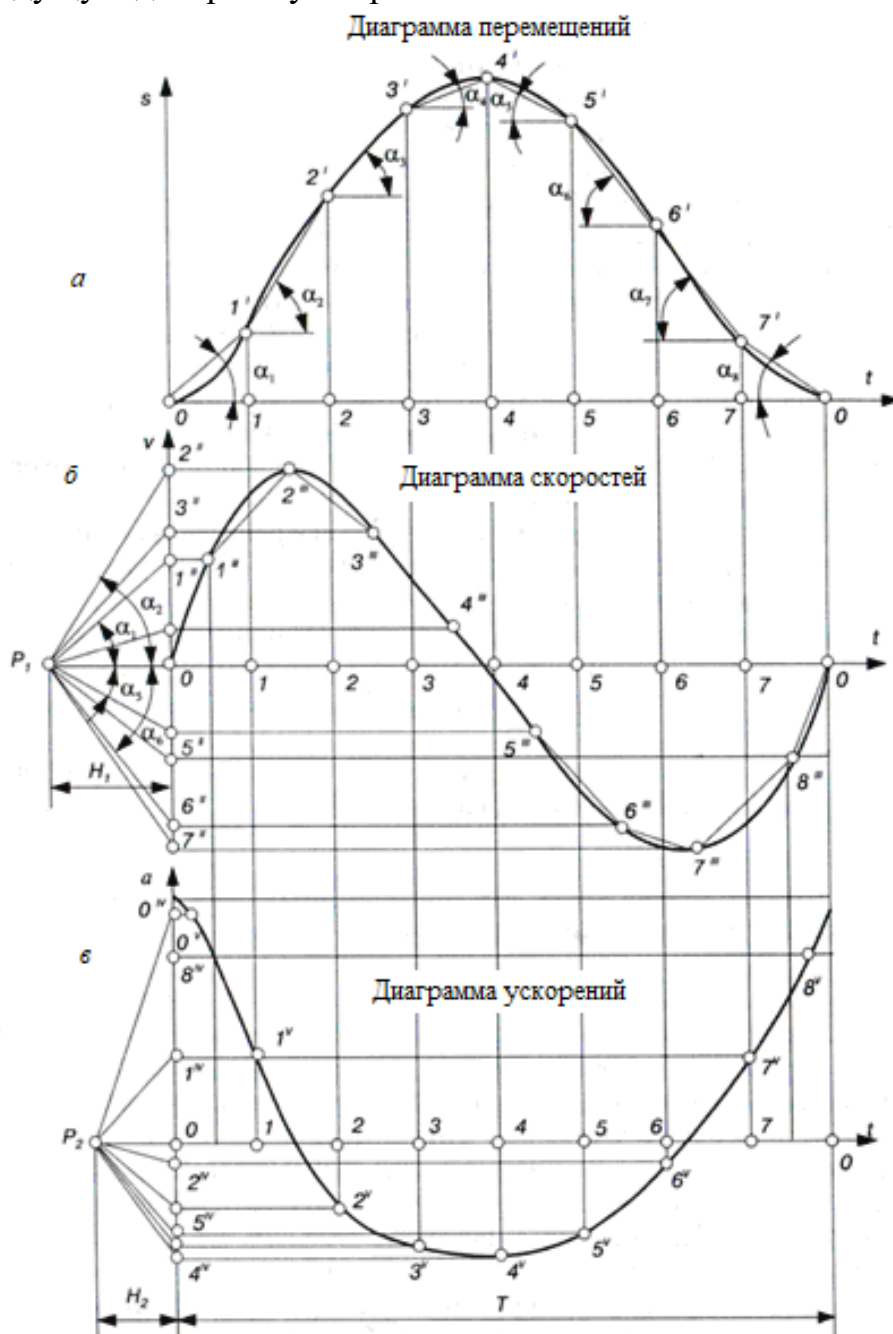


Рисунок 4.4 – Метод диаграмм: а – диаграмма перемещений; б – диаграмма скоростей; в – диаграмма ускорений

Сравнивая диаграммы, можно отметить следующие закономерности:

- росту ординат диаграммы скоростей соответствуют положительные значения ординат диаграммы ускорений, и наоборот;
- при максимуме диаграммы скоростей диаграмма ускорений проходит через нуль от положительных значений к отрицательным, а при минимуме – от отрицательных к положительным;
- точке перегиба дифференцируемой кривой соответствует максимум или минимум на диаграмме ускорений.

4.4 Графическое интегрирование

При графическом определении интеграла подынтегральная функция задается графиком. Для примера рассмотрим определение угла поворота

$$\varphi(t) = \int_{t_0}^t \omega dt$$

выходного звена по заданной кривой $\omega(t)$, полученной экспериментально.

График угловой скорости $\omega(t)$ изображается в декартовых координатах с учетом числовых значений масштабов: угловой скорости μ_ω и времени μ_t . Промежуток времени от t_0 до t_i делится на такое количество интервалов Δt_i , которое позволяет считать, что на каждом малом промежутке времени Δt_i движение можно принять равномерным. Эти промежутки времени, отмеченные на рис. 4.5, а точками 0, 1...4, не обязательно должны быть равными. В каждом интервале времени, например от t_{i-1} до t_i , можно приближенно считать, что

$$y_{\omega i \text{ ср}} = \frac{y_{\omega(i-1)} + y_{\omega i}}{2}$$

то есть можно принять, что площадь криволинейной трапеции равновелика площади прямоугольника высотой $y_{\omega i \text{ ср}}$ и основанием Δx_{ti} .

Концы средних ординат для каждого интервала $y_{\omega 1 \text{ ср}}$, $y_{\omega 2 \text{ ср}}$, ..., $y_{\omega i \text{ ср}}$ проецируют на ось ординат и соединяют найденные точки $1'$, $2'$, $3'$, ..., i' с точкой D , которая ограничивает слева выбранный отрезок интегрирования OD длиной K , мм (рис. 4.5, а).

Лучи DI' , $D2'$, $D3'$, ..., проведенные через точку D , образуют углы ψ_1 , ψ_2 , ..., ψ_i с положительным направлением оси x , причем

$$\operatorname{tg} \psi_i = \frac{y_{\omega i \text{ ср}}}{K}.$$

На искомом графике (φ, t) (рис. 4.5, б) проводят линии $01''$, $1''2''$, $2''3''$, ..., параллельные в пределах соответствующих интервалов лучам DI' , $D2'$, $D3'$, Первый отрезок $01''$ проводят через начало координат 0, следующие отрезки соответственно через точку $1''$, затем через точку $2''$ и т.д. Эти линии наклонены относительно положительного направления оси x под углами ψ_1 , ψ_2 , ..., ψ_i соответственно, то есть

$$\operatorname{tg} \psi_i = \frac{\Delta y_{\varphi i}}{\Delta x_{ti}}.$$

Отрезки на графиках связаны с соответствующими физическими параметрами с помощью масштабов соотношениями

$$y_{\omega i \text{ ср}} = \mu_\omega \cdot \omega_{i \text{ ср}}; \Delta y_{\varphi i} = \mu_\varphi \cdot \Delta \varphi_i; \Delta x_{ti} = \mu_t \cdot \Delta t_i.$$

Приравнивая правые части написанных выше соотношений для тангенса угла ψ_i , получаем:

$$\frac{\Delta y_{\varphi i}}{\Delta x_{\varphi i}} = \frac{y_{\omega i \text{ ср}}}{K} \quad \text{или} \quad \Delta y_{\varphi i} = \frac{\Delta x_{\varphi i} \cdot y_{\omega i \text{ ср}}}{K}.$$

Тогда масштаб графика

$$\mu_{\varphi} = \frac{\mu_{\omega} \cdot \mu_t}{K}$$

Построение завершено.

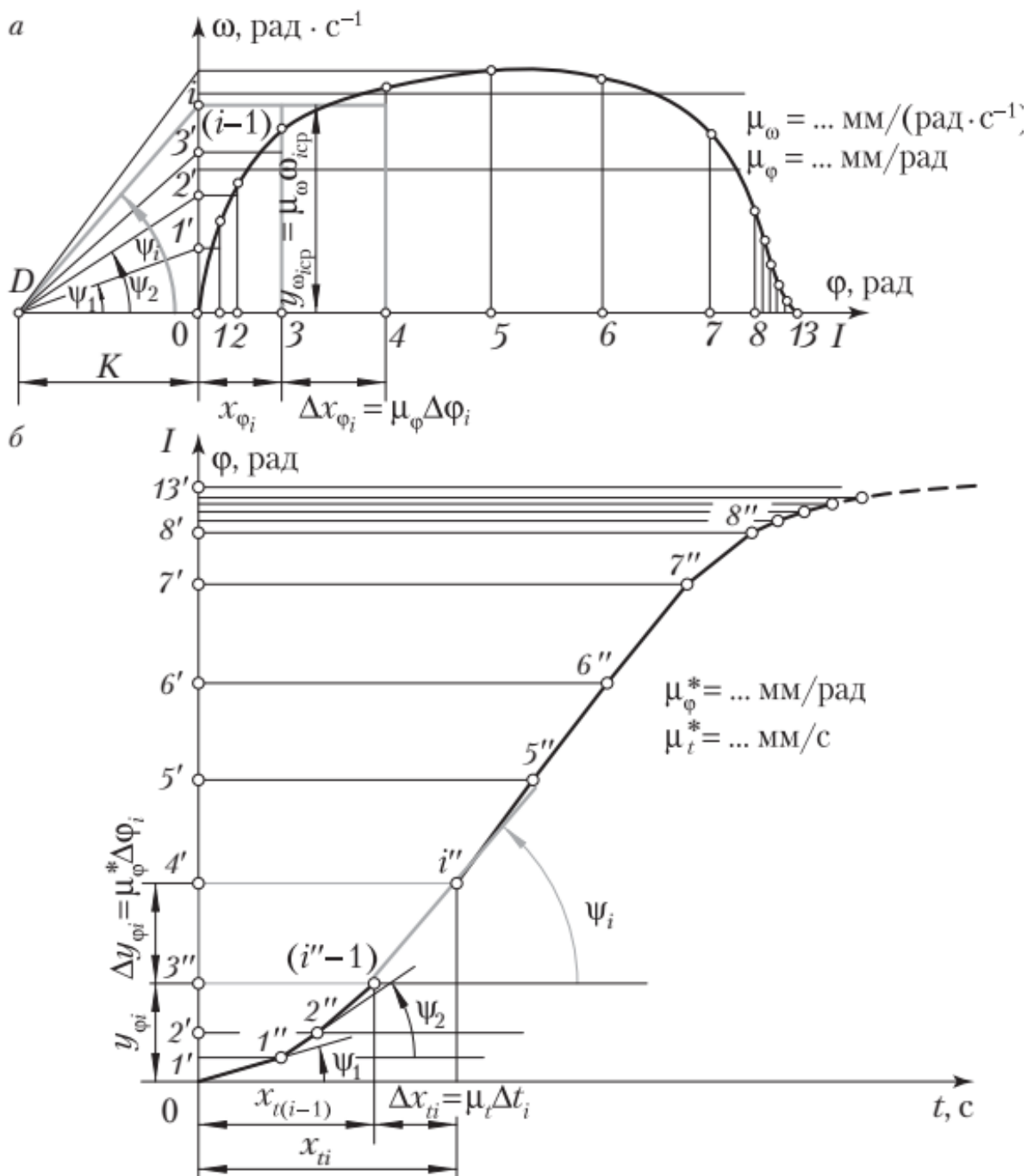


Рисунок 4.5 – Метод графического интегрирования: а – исходная диаграмма; б – искомый график

Контрольные вопросы:

1. Как построить графически функцию положения механизма?
2. Как рассчитать масштабы кинематических диаграмм?
3. Как определить величину и направление угловой скорости звена?
4. В чем преимущества и недостатки графического метода анализа?
5. В чем преимущества и недостатки аналитического метода анализа?

ТЕМА 5. ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ.

5.1 Силы, действующие в машинах и механизмах, их характеристики

Все действующие силы делятся на два вида:

– *внутренние* – обуславливаются взаимодействием между частями механизма или машины;

– *внешние* – силы, действующие со стороны внешних систем.

Внутренние силы легко могут быть переведены в разряд внешних при помощи принципа освобождения от связей. В шарнире A кривошипно-ползунного механизма действуют две взаимно уравнивающиеся силы R_{12} и R_{21} , соответственно (рис. 5.1). Исключим из рассмотрения звено 2, тогда внутренняя реакция перейдет в разряд внешней силы.

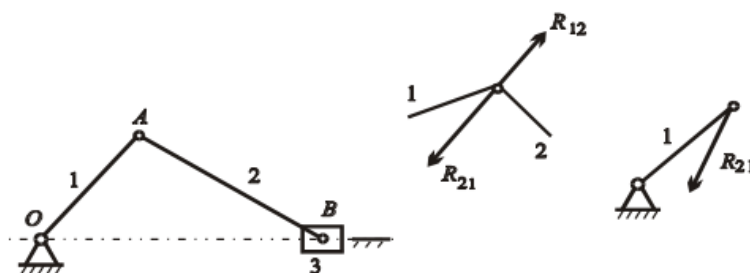


Рисунок 5.1 – Принцип освобождения от связей при исследовании кривошипно-ползунного механизма

Внешние силы также делятся на две группы:

– *движущие силы* – приложены к ведущим звеньям, приводят механизм в движение и направлены в сторону движения, поэтому их работа всегда положительна;

– *силы сопротивления* – приложены к ведомым звеньям, направлены в сторону, противоположную движению, работа их всегда отрицательна. Эти силы делятся на две подгруппы: силы полезного сопротивления (для преодоления которых и предназначен механизм), приложенные непосредственно к ведомому звену и силы вредного сопротивления, которые возникают в основном из-за трения.

Особую роль в теории машин и механизмов играют *силы инерции*, которые возникают при ускоренном движении звеньев и создают на них дополнительные динамические нагрузки. Определение сил инерций для звеньев, совершающих различные виды движения, является важной задачей.

При *плоскопараллельном движении* силы инерции приводятся к главному вектору P_u и главному моменту M_u сил инерции и определяются по формулам

$$P_u = -m \cdot a_s \quad (5.1)$$

где a_s – ускорение центра масс, m/c^2 ; m – масса звена, кг;

$$M_u = -J_s \cdot \varepsilon \quad (5.2)$$

где ε – угловое ускорение звена, $рад/c^2$; J_s – момент инерции звена относительно центра масс, $кг \cdot м^2$.

Знак «минус» в формулах (5.1) и (5.2) показывает, что направление силы (момента) инерции всегда противоположно направлению ускорения (углового ускорения).

При *поступательном движении* (рис. 5.2, а) главный момент сил инерции

$$M_u = 0$$

и силы инерции приводятся к главному вектору P_u , определяемому по формуле (5.1).

При *вращательном движении* главный вектор сил инерции

$$P_u = 0$$

и силы инерции приводятся к главному моменту M_u , определяемому по формуле (5.2).

Однако если при вращательном движении центр масс не лежит на оси вращения, то приведение сил инерции аналогично случаю плоскопараллельного движения (рис. 5.2, б).

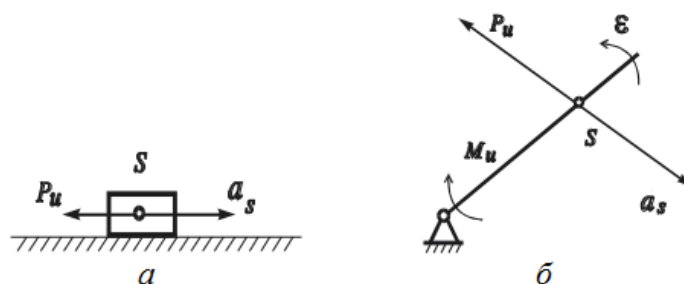


Рисунок 5.2 – Приведение сил инерции при поступательном и вращательном движении

5.2 Силовой расчет механизмов

Задачи силового расчета механизмов:

- определить силы взаимодействия между звеньями в кинематических парах;
- определить движущий момент, который нужно приложить к ведущему звену, чтобы привести механизм в движение (если заданы силы сопротивления) или определить силы полезного сопротивления, которые может преодолеть данный механизм при заданном движущем моменте.

Результаты силового исследования используются для расчета звеньев механизма на прочность, подбора подшипников, выбора соприкасающихся поверхностей и т.д., а также для определения необходимой мощности, по которой выбирают двигатель.

Применяются два метода силового расчета: метод решения уравнений динамики и метод кинетостатики, при котором задача динамики решается методами статики.

Порядок силового расчета

1. Вычертить в масштабе кинематическую схему механизма в заданном положении.
2. Построить план скоростей и ускорений. Методом подобия определив ускорения центров масс звеньев, найти угловые ускорения звеньев.

3. Определить силы и моменты сил инерции.
4. Разложить механизм на группы Ассура. Группа Ассура имеет нулевую степень подвижности и поэтому является статически определимой системой.
5. Нагрузить группы Ассура всеми внешними силами и силами инерции.
6. Произвести силовой расчет каждой группы отдельно, начиная с последней, наиболее отдаленной от ведущего звена.
7. Произвести силовой расчет ведущего звена.

5.3 Кинетостатический метод силового исследования механизмов

В основе метода кинетостатики лежит принцип Д'Аламбера: если ко всем действующим на механизм силам добавить силы инерции, развиваемые звеньями механизма, то механизм будет находиться в состоянии условного (формального) равновесия.

Этот принцип легко получить из второго закона Ньютона

$$m\vec{a}_s = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i,$$

тогда перенеся члены уравнений из правой части в левую, получим

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i - m\vec{a}_s = 0. \quad (5.3)$$

Аналогично, для вращательного движения

$$J_s \vec{\varepsilon} = \sum_{i=1}^n \vec{M}_i, \text{ значит}$$

$$\sum_{i=1}^n \vec{M}_i - J_s \vec{\varepsilon} = 0. \quad (5.4)$$

Обозначим главный вектор сил инерций

$$\mathbf{P}_u = -m\mathbf{a}_s$$

и главный вектор сил инерций

$$\mathbf{M}_u = -J_s \cdot \varepsilon,$$

тогда уравнения (5.3) и (5.4) примут вид

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i + \mathbf{P}_u = 0. \quad (5.5)$$

$$\sum_{i=1}^n \vec{M}_i + \mathbf{M}_u = 0. \quad (5.6)$$

Таким образом, при силовом расчете в число заданных сил включают силы инерции, что позволяет определить неизвестные силы (реакции, движущий момент) при помощи уравнений статики.

5.4 Теорема о рычаге Жуковского

Теорема используется для определения уравновешивающей силы \mathbf{P}_{yp} или уравновешивающего момента \mathbf{M}_{yp} без предварительного определения реакций в

кинематических парах механизма и является графической интерпретацией принципа возможных перемещений.

Исходя из принципа сохранения энергии сумма работ всех внешних сил, приложенных к звеньям механизма, равна нулю. Это условие можно записать в виде

$$\sum P_i \cdot ds_i \cdot \cos \alpha_i + P_{yp} \cdot ds_{yp} \cdot \cos \alpha_{yp} = 0, \quad (5.7)$$

где P_i – все внешние силы, в том числе силы полезного и вредного сопротивления, силы инерции и веса, действующие на звенья механизма (силы реакции здесь не учитываются); ds_i – элементарные перемещения точек приложения этих сил; α_{yp} – угол приложения внешних сил, или угол давления (угол между вектором силы и вектором скорости).

Продифференцировав по времени обе части уравнения (5.7), получаем

$$\begin{aligned} \sum P_i \cdot \frac{ds_i}{dt} \cdot \cos \alpha_i + P_{yp} \cdot \frac{ds_{yp}}{dt} \cdot \cos \alpha_{yp} = 0 \text{ или} \\ \sum P_i \cdot v_i \cdot \cos \alpha_i + P_{yp} \cdot v_{yp} \cdot \cos \alpha_{yp} = 0, \end{aligned} \quad (5.8)$$

то есть сумма мгновенных мощностей, равную нулю.

Рассмотрим звено BC с известной скоростью v_D точки D и приложенной к этой точке силой P_i (рис. 5.3). Строим план скоростей, после чего поворачиваем его на 90° , причем

$$v_D = P_v d \cdot \mu_v, \quad v_D \perp P_v d.$$

Вычислим момент силы P_i относительно полюса P_v плана скоростей:

$$M_p(P_i) = P_i h_i \cdot \mu_v = P_i \cdot (P_v d) \cdot \cos \alpha_i \cdot \mu_v.$$

С учётом этого уравнение (5.8) можно представить в виде

$$\sum (P_i \cdot h_i + P_{yp} \cdot h_{yp}) \cdot \mu_v = 0.$$

Поскольку масштаб плана скоростей P_v не может быть равен нулю, то окончательно получаем **теорему Жуковского**:

$$\sum (P_i \cdot h_i + P_{yp} \cdot h_{yp}) = 0. \quad (5.9)$$

или алгебраическая сумма моментов всех внешних сил, перенесенных с механизма в соответствующие точки повернутого на 90° плана скоростей, относительно полюса равна нулю.

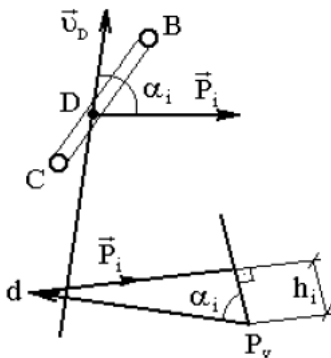


Рисунок 5.3 – План звена с повернутым на 90° планом скоростей

Контрольные вопросы:

1. Сформулируйте определение прямой и обратной задач динамики.
2. Что понимается под динамической моделью механизма.
3. С какой целью производится приведение сил и моментов в механизме?
4. Запишите формулу кинетической энергии для кривошипно-ползунного механизма.

ТЕМА 6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

6.1 Теоретические основы уравновешивания

При движении звеньев механизма возникают переменные динамические силы, которые воспринимаются станиной через кинематические пары, передаются на фундамент машины и перекрытия здания. Динамические давления вызывают вибрационные явления: колебания машины, перекрытий. Это приводит к снижению качества работы машины, ее прочности и долговечности. Поэтому снижение виброактивности машины является одной из актуальных задач транспортной отрасли.

Один из методов снижения виброактивности уравновешивание механизмов. Механизм будет уравновешенным, если динамические давления, приложенные к его стойке, образуют уравновешенную систему сил. Пусть некоторый механизм имеет n подвижных звеньев, тогда уравнения кинетостатики для него имеют вид

$$\mathbf{P} + \mathbf{\Phi} + \mathbf{R} = 0 \text{ и } M_O(\mathbf{P}) + M_O(\mathbf{\Phi}) + M_O(\mathbf{R}) = 0, \quad (6.1)$$

где \mathbf{P} , $\mathbf{\Phi}$ и \mathbf{R} – главные векторы внешних сил, сил инерции и реакций стойки на звенья, соответственно; $M(\mathbf{P})$, $M(\mathbf{\Phi})$ и $M(\mathbf{R})$ – главные моменты внешних сил, сил инерции и реакций стойки относительно произвольной точки O , соответственно.

Механизм будет уравновешенным, только при условии равенства нулю главного вектора и главного момента реакций стойки на звенья

$$\mathbf{R} = \sum_{i=1}^n R_{iO} = 0 \text{ и } M_O(\mathbf{R}) = \sum_{i=1}^n M_O(R_{iO}) = 0. \quad (6.2)$$

Из (6.2) следует, что для этого должны выполняться условия:

$$\mathbf{P} + \mathbf{\Phi} = \sum_{i=1}^n (P_i + \Phi_i) = 0 \text{ и } M_O(\mathbf{P}_i) + M_O(\mathbf{\Phi}_i) = \sum_{i=1}^n M_O(P_i) + \sum_{i=1}^n M_O(\Phi_i) = 0. \quad (6.3)$$

Таким образом, активные силы и силы инерции должны составлять уравновешенную систему сил. Если активные силы уравновешены, то задача сводится к уравновешиванию сил инерции его подвижных звеньев, то есть к обеспечению условий

$$\mathbf{\Phi} = \sum_{i=1}^n \Phi_i = 0 \quad (6.4)$$

$$\text{и } M_O(\mathbf{\Phi}_i) = \sum_{i=1}^n M_O(\Phi_i) = 0. \quad (6.5)$$

6.2 Уравновешивание сил инерции механизмов

Для рычажных и кулачковых механизмов чаще всего возможно лишь выполнение условия (6.4). В таком случае уравновешивание не всегда оказывается эффективным. Силы, действующие на стойку механизма, приводятся к паре сил, которая может вызвать угловые колебания машины.

Как известно из кинетостатики

$$\sum_{i=1}^n \Phi_i = -ma_s, \quad (6.6)$$

где m – суммарная масса всех звеньев; a_s – ускорение центра масс системы. Следовательно, равенство (6.4) будет обеспечено, если

$$a_s = 0 \text{ или } v_s = \text{const},$$

то есть центр масс механизма должен двигаться равномерно и прямолинейно. В частном случае при неподвижной стойке

$$v_s = 0 \text{ м/с}$$

и главный вектор сил тяжести звеньев занимает неизменное положение по отношению к стойке. Следовательно, при этом все статические реакции оказываются постоянными, не изменяющимися при движении механизма.

Для того чтобы центр масс механизма оставался неподвижным, к его звеньям добавляют дополнительные массы, называемые противовесами. Рассмотрим уравнивание главного вектора сил инерции на примере кривошипно-шатунного механизма (рис. 6.1, а). Пусть l_1 и l_2 – длины звеньев; m_1 , m_2 и m_3 – массы звеньев; s_1 , s_2 и B – центры их масс. Необходимо при помощи противовесов привести общий центр масс в неподвижную точку O .

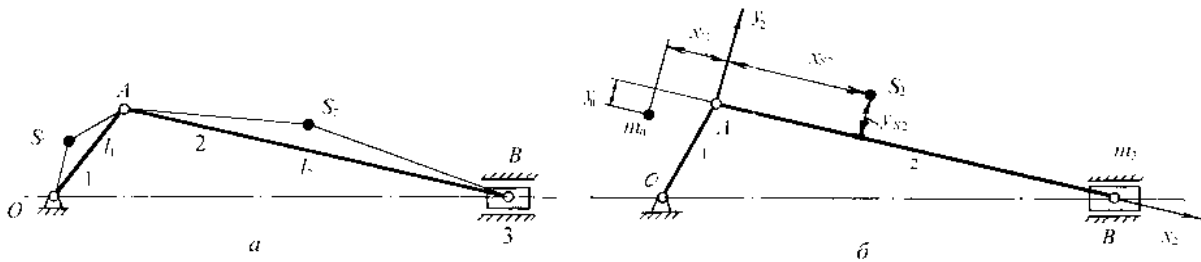


Рисунок 6.1 – Уравнивание кривошипно-ползунного механизма

Рассмотрим систему координат $X_2A Y_2$ (рис. 6.1, б) для второго звена. Введем противовес массой m_{n2} , связанный со звеном 2. Расположим его так, чтобы центр масс звеньев 2 и 3 оказался в точке A . Для этого должны быть выполнены условия:

$$m_2 \cdot x_{s2} + m_3 \cdot l_2 + m_{n2} \cdot x_{11} = 0 \text{ и } m_2 \cdot y_{s2} + m_{n2} \cdot y_{11} = 0. \quad (6.7)$$

Задаваясь величиной массы m_{n2} , можно определить из (6.7) координаты установки противовеса:

$$x_{11} = -\frac{m_2 \cdot x_{s2} + m_3 \cdot l_2}{m_{n2}}, \quad y_{11} = -\frac{m_2 \cdot y_{s2}}{m_{n2}}. \quad (6.8)$$

Далее вводится противовес m_{n1} , связанный со звеном 1 (рис. 6.2). В системе координат $x_1 O y_1$ можно записать следующие равенства при условии, что центр масс механизма окажется в точке O :

$$(m_2 + m_3 + m_{n2}) \cdot l_1 + m_1 \cdot s_{s1} + m_{n1} \cdot x_1 = 0 \text{ и } m_1 \cdot y_{s1} + m_{n1} \cdot y_1 = 0. \quad (6.9)$$

Уравнения (6.9) позволяют вычислить координаты x_1 и y_1 противовеса при заданном значении массы m_{n1} . Скорость центра масс механизма

$$v_s = 0 \text{ м/с},$$

следовательно, согласно (6.6) главный вектор сил инерции также равен нулю и уравновешивание произведено.

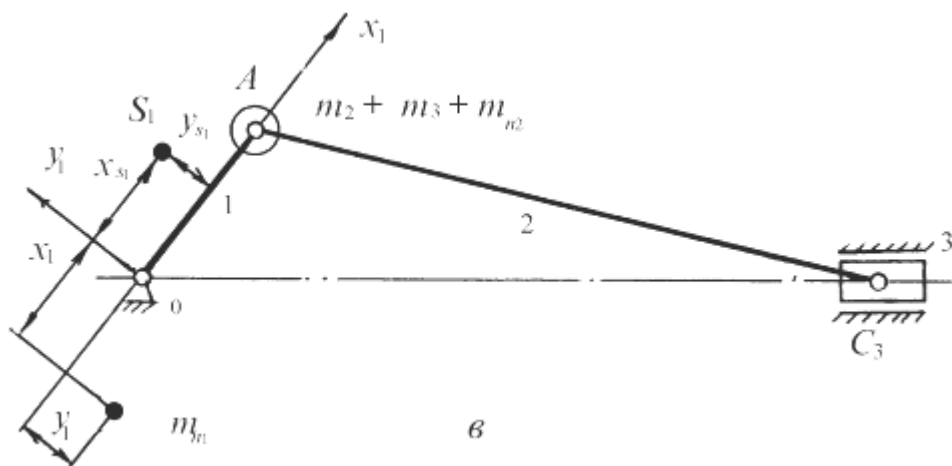


Рисунок 6.2 – Уравновешивание кривошипа

6.3 Уравновешивание вращающихся масс

Большая скорость вращающегося звена вызывает значительные силы инерции. Они вращаются вместе со звеном и превосходят его силу веса в тысячи раз. Неуравновешенные силы инерции вызывают вибрации машины, дополнительные напряжения в звеньях, преждевременный износ, а при резонансе – поломки и аварии. Чтобы избежать этого, необходимо тщательно уравновешивать силы инерции.

Все силы инерции (как сказано выше) можно привести к главному вектору сил инерции Φ и главному моменту сил инерции $M_{ин}$. Если

$$\Phi \neq 0,$$

то центробежные силы инерции создают статическую неуравновешенность. Она возникает в случае, когда центр вращающихся масс не лежит на оси вращения звена.

С помощью противовеса следует обеспечить скорость центра масс равную нулю. Для этого переместим этот центр на ось вращения звена. При этом будем иметь

$$\Phi = \sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 = 0, \quad (6.10)$$

где m_i – i -я неуравновешенная масса; r_i – расстояние от i -ой массы до оси вращения звена; ω – угловая скорость вращения.

Так как

$$\omega \neq 0,$$

то условием статического равновесия вращающегося звена является выражение

$$\sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i = \sum_{i=1}^n D_i = 0, \quad (6.11)$$

где D_i – статический дисбаланс i -ой массы.

Уравновесим массу m_1 , которая находится на расстоянии r_i от оси звена, вращающегося с угловой скоростью ω (рис. 6.3). Массу с дисбалансом D_1 можно уравновесить противовесом с дисбалансом

$$D_2 = m_n \cdot r_n,$$

где m_n – масса противовеса; r_n – радиус установки противовеса.

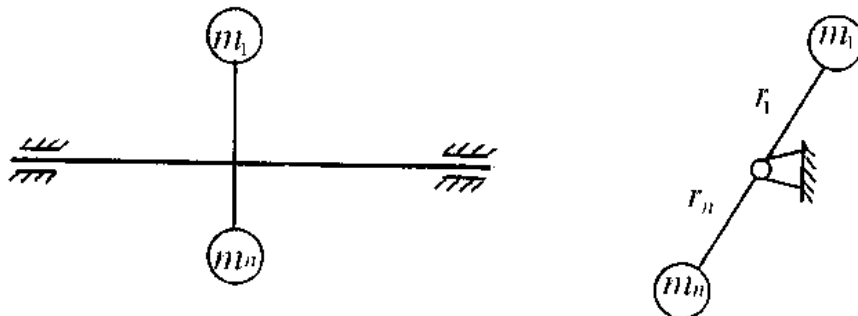


Рисунок 6.3 – Уравновешивание вращающейся массы

Условие уравновешивания

$$D_1 + D_2 = 0.$$

Рассмотрим две вращающиеся в разных плоскостях массы, дисбаланс которых $D_1 = D_2$ (рис. 6.4). Общий центр тяжести этих масс лежит на оси вращения, но система не уравновешена, так как момент

$$M = D \cdot l$$

вызывает реактивный момент и на опоры A и B действуют вращающиеся реакции R_A и R_B . В этом случае вращающаяся масса неравномерно распределена вдоль оси вращения звена и возникает динамическая неуравновешенность.

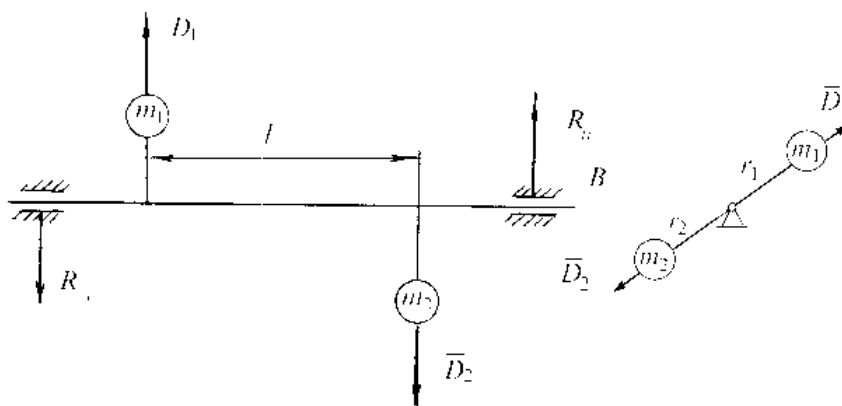


Рисунок 6.4 – Реакции в опорах при уравновешивании вращающейся массы

Следовательно, главный момент центробежных сил инерции $M_{ин}$. В свою очередь, для $M_{ин}$ имеем:

$$M_{ин} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i \cdot l_i \cdot \omega^2, \quad (6.12)$$

где l_i – расстояние неуравновешенной массы до некоторой точки O .

Условие динамического равновесия имеет вид

$$M_{ин} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i \cdot l_i \cdot \omega^2 = 0, \quad (6.13)$$

Так как $\omega \neq 0$, то выражение (6.13) преобразуется к виду

$$\sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i \cdot l_i = M_i \cdot D_i = 0, \quad (6.14)$$

где выражение справа называют динамическим дисбалансом i -й массы.

Итак, любые вращающиеся массы можно уравновесить двумя противовесами, расположенными в двух произвольных плоскостях, перпендикулярных оси вращения (статическое и динамическое уравновешивание).

6.4. Статическая и динамическая балансировка

Вращающиеся звенья нужно проектировать так, чтобы они были уравновешены. Однако вследствие неточности изготовления, сборки, неоднородности материала, эксцентричной посадки звено оказывается неуравновешенным. Уравновешивание звеньев и узлов на специальных приспособлениях и станках называется балансировкой. Необходимо заранее предусмотреть плоскости размещения противовесов или съема лишнего металла.

Статическая балансировка производится на балансировочных параллелях 1, представляющих собой две стальные закаленные призмы (рис. 6.5). Они установлены строго горизонтально и параллельно друг другу. На параллели кладут балансируемое звено 2, которое будет перекатываться до тех пор, пока его центр тяжести не займет низшее положение.

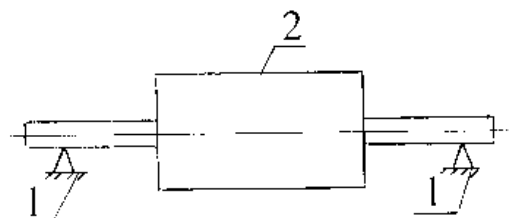


Рисунок 6.5 – Статическая балансировка

Сверху наклеивают кусочек пластилина и выводят балансируемое звено из равновесия. Если деталь по-прежнему занимает устойчивое положение, то меняют количество пластилина, добиваясь того, чтобы деталь заняла безразличное равновесие. Затем взвешивают пластилин, определяя таким образом неуравновешенный дисбаланс. Далее прикрепляют соответствующий противовес или, чаще, высверливают лишний металл со стороны центра тяжести.

Динамическая балансировка производится на специальных станках различных типов. Станок обычно состоит из маятниковой рамы 2, которая может поворачиваться вокруг горизонтальной оси O и соединена пружиной 3 с фундаментом (рис. 6.6).

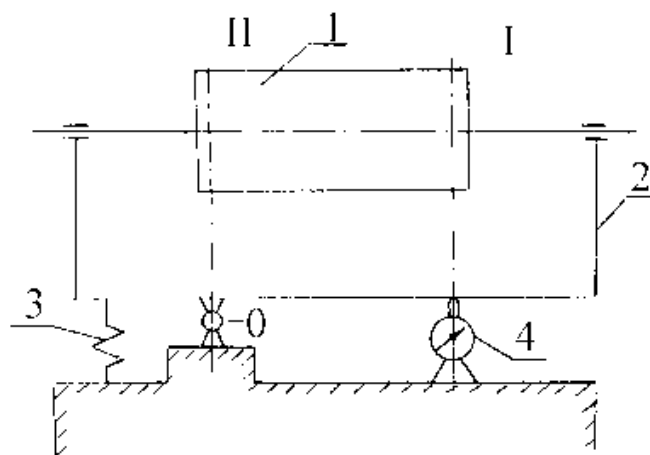


Рисунок 6.6 – Станок для динамической балансировки

Балансируемый ротор 1 устанавливают на раме так, чтобы балансировочная плоскость II проходила через ось O , а ось ротора была горизонтальна. Ротор приводится во вращение со скоростью, несколько большей, чем $n_{кр}$ (резонансное число оборотов). Затем наблюдается замедление вращения ротора. Наибольшая амплитуда Z колебаний рамы (в момент резонанса) измеряется индикатором 4. Установлено, что между дисбалансом D_1 (который находится в плоскости I) и амплитудой Z существует зависимость

$$D_1 = K \cdot Z_1, \quad (6.15)$$

где K – масштабный коэффициент, определенный заранее опытным путем для роторов данной серии (по хорошо отбалансированному ротору).

По (6.15) рассчитывают дисбаланс D_1 . Для удобства крепления противовеса выбирают расстояние r от противовеса до оси вращения ротора и находят массу противовеса m_1 . В произвольном месте балансировочного кольца радиуса r прикрепляют противовес весом G_1 , делают второй разгон и определяют амплитуду Z_2 резонансных колебаний.

По амплитудам Z_1 и Z_2 определяют длину хорды h_1 , на которую нужно сместить противовес G_1 по окружности радиуса r из его произвольного положения в истинное, из следующих соображений. При первом разгоне (без противовесов) можно считать, что в балансируемой плоскости I находится на радиусе r неуравновешенный груз G_0 (рис. 6.7, а), который создает колебания Z_1 .

При втором разгоне поместим груз G_1 (имеющий дисбаланс, равный дисбалансу неуравновешенного груза $D_1 = D_0$) в произвольную точку А. Максимальная амплитуда Z_2 при втором разгоне пропорциональна суммарному дисбалансу груза G_0 и противовеса G_1 . Таким образом, амплитуда Z_2 будет геометрической суммой амплитуды Z_1 , пропорциональной дисбалансу D_0 груза G_0 и амплитуды Z'_2 , пропорциональной дисбалансу D_1 противовеса G_1 :

$$Z_2 = Z_1 + Z'_2.$$

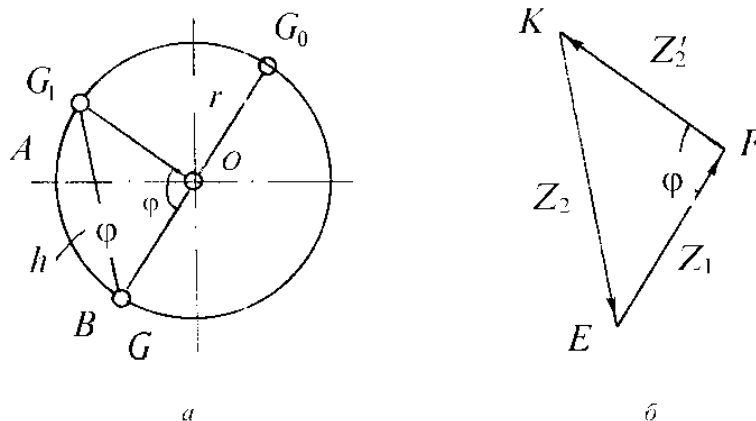


Рисунок 6.7 – Динамическая балансировка ротора

Так как дисбалансы груза G_0 и противовеса G_1 равны, то амплитуды Z_2 и Z_1 равны по величине. Поэтому Z_2 будет являться гипотенузой равнобедренного треугольника (рис. 6.7, б)

$$\angle AOB = \angle KFE = \varphi,$$

отсюда следует, что треугольники AOB и KFE подобны. Следовательно, чтобы противовес G расположить противоположно неуравновешенному грузу G_0 , его необходимо переместить из произвольного положения A в положение B , которое определяется хордой h . Хорду h найдем из подобия треугольников AOB и KFE :

$$\frac{h}{Z_2} = \frac{r}{Z_1} \Rightarrow h = r \cdot \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (6.16)$$

Далее груз G_1 переносят из точки A на величину h (в произвольную сторону). Производят третий разгон. Если колебания ротора наблюдаются, то груз G_1 переносят из точки A на величину h в противоположную сторону. После того как установлен противовес G_1 в нужном месте, меняют местами балансирующие плоскости I и II (рис. 6.5), и все операции повторяют. Для балансировки большого количества одних и тех же деталей существуют станки-автоматы.

Контрольные вопросы:

1. Какое воздействие оказывают неуравновешенные части механизма на фундаменты и основания конструкций?
2. Дайте определение сил инерции. В каких случаях они возникают?
3. Чему равна сила инерции, действующая на звено при поступательном и вращательном движении?
4. Чему равна сила инерции, действующая на звено при его плоскопараллельном движении?
5. В чем состоит суть принципа кинетостатики?
6. Каким образом осуществляется динамическая балансировка роторов?

ТЕМА 7. ВИБРОЗАЩИТА МАШИН

7.1 Основные понятия и методы виброзащиты

Виброзащита – совокупность методов и средств, уменьшающих вредное влияние вибраций. Создание виброзащитных устройств, позволяющих эффективно решать поставленные перед ними задачи при ограниченных массовых и геометрических характеристиках, является сложной технической задачей, решение которой оказывается возможной только при всестороннем учете характера возмущений и особенностей динамики создаваемых систем.

Основными методами виброзащиты являются:

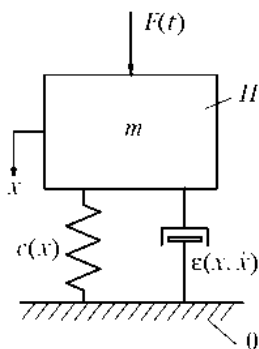
1. *Снижение виброактивности источника* – осуществляется уравниванием рычажных механизмов и балансировку роторов.

2. *Внутренняя виброзащита объекта*, при которой заданные механические воздействия будут вызывать менее интенсивные колебания объекта или отдельных его частей.

3. *Динамическое гашение колебаний* – присоединение к объекту дополнительной динамической системы, изменяющей характер его колебаний.

4. *Виброизоляция* – установка между объектом и источником колебаний дополнительной системы, изменяющей характер его колебаний. Устройства, устанавливаемые между источником и объектом, называются виброизоляторами.

Действие виброизоляции сводится к ослаблению связей между источником и объектом; при этом уменьшаются динамические воздействия, передаваемые объекту. Ослабление связей обычно сопровождается нежелательным увеличением статических смещений объекта относительно источника и увеличением амплитуд относительных колебаний при низкочастотных воздействиях.



Случай виброизоляции с помощью упругих амортизаторов показан на рис. 7.1. Между основанием и амортизируемым объектом устанавливается упругий амортизатор (или амортизаторы). К амортизируемому объекту приложена внешняя сила $F(t)$. Задача виброизоляции состоит в снижении динамических сил, передаваемых на основание, за счет введения в систему упругих амортизаторов.

Рисунок 7.1 – Виброизоляция основания

Поведение системы описывается дифференциальным уравнением

$$m\ddot{x} = F(t) + R(x, \dot{x}), \quad (7.1)$$

где m – масса амортизированного объекта; x – обобщенная координата; $F(t)$ – внешняя сила, приложенная к объекту; R – сила, приложенная к массе со стороны виброизолирующего устройства.

Простейшим примером такого внешнего воздействия может служить гармоническая вынуждающая сила

$$F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi), \quad (7.2)$$

где F_0 – амплитуда колебаний, Н; ω – круговая частота, рад/с; φ – начальная фаза колебаний, рад.

В более сложных случаях воздействие на массу m может быть описано конечной суммой гармонических компонентов

$$F(t) = \sum_{i=1}^N F_i \cdot \sin(\omega_i t + \varphi_i).$$

Такое вибрационное воздействие называется *полигармоническим*, оно имеет место при одновременной работе нескольких источников вибраций.

Совокупность сил, действующих на массу со стороны виброизоляционного устройства, чаще всего описывается формулой

$$R(x, \dot{x}) = -cx - \varepsilon \dot{x}, \quad (7.3)$$

где c – коэффициент жесткости пружины амортизатора, Н/м; ε – коэффициент вязкого трения демпфера, Н·с/м.

7.2 Определение параметров виброизолятора при силовом возбуждении

Дифференциальное уравнение (7.1) с учетом условий (7.2) и (7.3)

$$m \ddot{x} + \varepsilon \dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t.$$

Вводя новые переменные

$$\frac{c}{m} = \omega_0^2; \quad \frac{\varepsilon}{m} = 2n$$

приходим к виду

$$\ddot{x} + 2n \dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t. \quad (7.4)$$

Рассматривая работу виброзащиты в стационарном режиме, частичное решение (7.4) можно представить в виде

$$x^* = A \sin(\omega t + \delta), \quad (7.5)$$

где A – амплитуда колебаний массы m , м; δ – сдвиг фаз между колебаниями массы m и внешней силой $F(t)$, рад.

Из решения (7.4) в виде (7.5) находим амплитуду колебаний массы m

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}$$

и тангенс угла сдвига фаз

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{2n\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}.$$

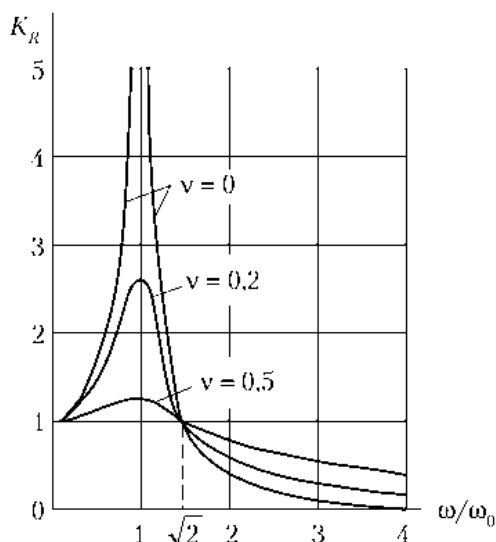
Оценку качества виброизоляции целесообразно проводить, сопоставляя амплитудное значение силы R_0 , развиваемой в амортизаторе и, следовательно, передаваемой на основание, с амплитудным значением внешней силы F_0 .

Коэффициент виброизоляции – отношение амплитудного значения силы R_0 к амплитудному значению внешней силы F_0

$$K_R = \frac{R_0}{F_0} = \frac{\sqrt{\omega_0^4 + 4\omega^2 n^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}. \quad (7.6)$$

Используя понятие *безразмерного коэффициента затухания* – отношения параметра b к частоте собственных колебаний $\nu = n/\omega_0$ переписываем (7.6) в виде

$$K_R = \frac{\sqrt{1 + 4\nu^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4\nu^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}. \quad (7.7)$$



Из (7.7) видно, что коэффициент виброизоляции K_R явным образом зависит от соотношения вынужденной и собственной частот.

Условие эффективности виброзащиты $K_R < 1$ выполняется при любом значении ν в диапазоне $\omega/\omega_0 > \sqrt{2}$,

причем чем меньше ν , тем виброзащита эффективнее. Поэтому виброизоляция эффективна для уменьшения вредного влияния вибраций в широком частном диапазоне.

Рисунок 7.2 – К оценке эффективности виброизоляции

7.3 Динамическое гашение колебаний

Виброгашение осуществляется путем установки вибрирующего оборудования на жесткие массивные виброгасящие фундаменты или железобетонные плиты. По их периметру устанавливают акустический шов, заполненный легкими упругими материалами, который предназначен для ликвидации передачи колебаний от фундамента к строительным конструкциям.

Частным случаем данного типа является динамическое гашение колебаний. Динамический виброгаситель (рис. 7.3) присоединяется к объекту и формирует дополнительные динамические воздействия, прикладываемые к объекту в месте соединения с виброгасителем. Динамическое гашение осуществляется подбором параметров виброгасителя, при которых эти дополнительные

действия компенсируют динамические действия, образующиеся источником вибраций.

На массу m_1 , упруго соединенную с основанием, действует приложенная сила $F(t)$. Эту силу будем в дальнейшем полагать *монохроматической* (имеющей одну частоту колебаний)

$$F = F_0 \cdot \cos \omega t.$$

Необходимо выяснить возможность снижения амплитуды колебаний массы m_1 за счет введения дополнительной массы m_2 , упруго соединенной с массой m_1 . Полагаем, что система недиссипативна, то есть рассеяния энергии в упругих связях не происходит.

Дифференциальные уравнения движения масс m_1 и m_2 имеют вид

$$m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + c_2(x_1 - x_2) = F_0 \cos \omega t; \quad (7.8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2(x_1 - x_2) = 0.$$

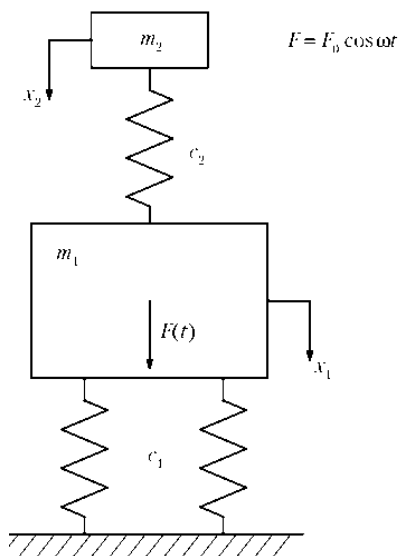


Рисунок 7.3 – Схема динамического виброгасителя

При правильном подборе параметров виброгасителя амплитуда колебаний объекта m_1 становится равной нулю и данная масса становится неподвижной. Такое явление называется *антирезонансом*, а частота колебаний динамического виброгасителя

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}} \quad (7.9)$$

называется *частотой антирезонанса*. Частота антирезонанса совпадает с частотой собственных колебаний массы m_2 при неподвижной массе m_1 . Неподвижность массы m_1 в точке антирезонанса гарантируется только выполнением соотношения (7.9).

Находим амплитуду колебаний массы m_2 в процессе работы динамического виброгасителя

$$A = \frac{F_0 \cdot c_2}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) \cdot (c_2 - m_2 \omega^2) - c_2^2},$$

Очевидно, что если масса m_2 оказывается малой, то при фиксированной частоте ω_A жесткость c_2 также мала и амплитуда A оказывается большой. Чтобы ее уменьшить, приходится увеличивать массу m_2 .

Контрольные вопросы:

1. Что называется вибрацией, какое действие она оказывает на машины?
2. В чем состоит вибрационная защита машин, какие ее методы применяются?
3. Какой метод виброзащиты называется виброизоляцией?
4. Что такое динамическое гашение колебаний?

ТЕМА 8. ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ

8.1 Уравнения движения машины

Вторая задача динамики состоит в установлении истинного закона движения механизмов по заданным внешним силам и массам.

Процесс движения машины включает три периода: разгон, установившееся движение и выбег (рис. 8.1). Разгон характеризует увеличение скорости главного вала машины. При этом происходит нарастание кинетической энергии, это наблюдается при пуске машины в ход или при переводе ее с меньшей скорости на большую. При выбеге (t_b) скорость главного вала уменьшается, происходит убывание кинетической энергии. Разгон и выбег относятся к неустановившемуся движению и называют переходными процессами.

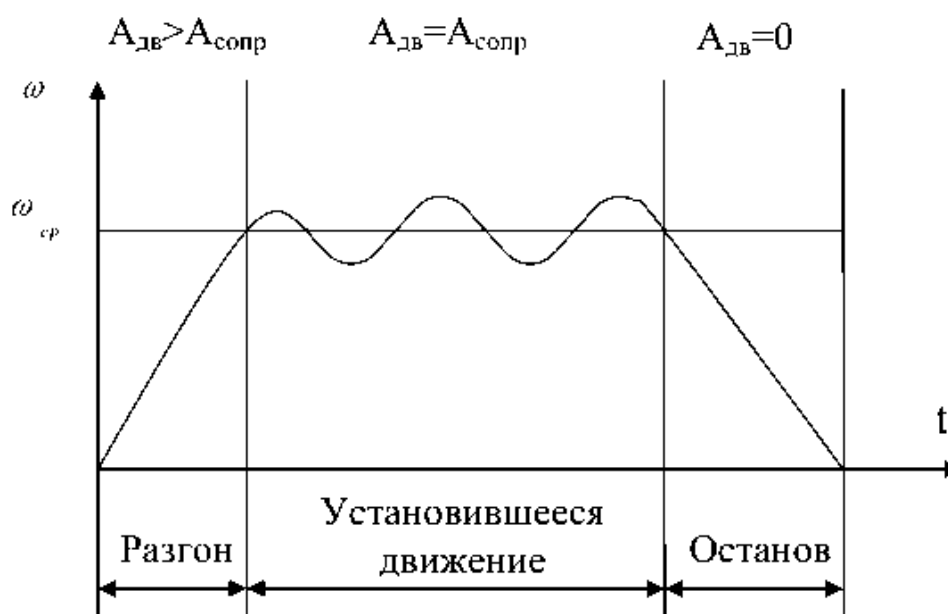


Рисунок 8.1 – Три стадии движения машины

При установившемся движении (t_d) скорость главного вала изменяется периодически. При этом кинетическая энергия и угловая скорость остаются постоянными или колеблются относительно среднего значения.

Для определения закона движения механизма с одной степенью подвижности (таких механизмов большинство) достаточно найти закон движения ведущего звена, на основании которого положения остальных звеньев легко уставить методами кинематики. Для этой цели обычно применяют уравнение Лагранжа второго рода либо уравнение, устанавливаемое теоремой об изменении кинетической энергии системы.

Уравнение Лагранжа второго рода имеет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dE}{d\dot{\varphi}} \right) - \frac{dE}{d\dot{\varphi}} + \frac{dE}{d\varphi} = Q, \quad (8.1)$$

где E – кинетическая энергия механизма; Q – обобщенная сила; φ – обобщенная координата.

Уравнение кинетической энергии в общем виде выражает теорему об изменении кинетической энергии системы

$$\Delta E = E_{i+1} - E_i = \sum A_k, \quad (8.2)$$

где E_{i+1} – текущее значение кинетической энергии системы; E_i – предыдущее значение; A_k – сумма работ всех сил и моментов сил, приложенных к системе при перемещении последней из положения i в положение $i+1$.

Кинетическая энергия E механизма, машины, машинного агрегата равна сумме кинетических энергий отдельных звеньев. В плоском механизме звенья могут совершать поступательное, вращательное, плоскопараллельное движение. Если звено движется поступательно, то его кинетическая энергия

$$E = \frac{mv^2}{2},$$

где m – масса звена, v – скорость тела.

Если звено находится во вращательном движении вокруг неподвижной оси, то его кинетическая энергия

$$E = \frac{J_0\omega^2}{2},$$

где J_0 – момент инерции звена относительно оси вращения; ω – угловая скорость звена.

Если звено совершает плоскопараллельное движение, то кинетическая энергия такого звена определяется по формуле

$$E = \frac{mv_s^2}{2} + \frac{J_s\omega^2}{2},$$

где m , v_s , J_s и ω – масса, скорость центров масс, момент инерции и угловая скорость звена, соответственно.

Следовательно, кинетическая энергия системы (механизма, машинного агрегата) определяется по формуле

$$E = \sum_{k=1}^n E_k = \sum_{k=1}^n \left(\frac{m_k v_{sk}^2}{2} + \frac{J_{sk} \omega_k^2}{2} \right), \quad (8.3)$$

где n – количество подвижных звеньев; k – номер звена.

8.2 Уравнение движения машины в дифференциальной форме

В соответствии с законом изменения кинетической энергии дифференциал dE кинетической энергии массы равен элементарной работе dA приложенной к ней сил:

$$dE = dA. \quad (8.4)$$

Но поскольку

$$E = \frac{J_{np}\omega^2}{2}, \quad A = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{np} d\varphi,$$

то выражение (8.4) в дифференциальной форме имеет вид

$$d\left(\frac{J_{np}\omega^2}{2}\right) = d\left(\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{np} d\varphi\right) = M_{np} d\varphi,$$

или

$$\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{J_{np}\omega^2}{2}\right) = M_{np}. \quad (8.5)$$

Если приведенный момент инерции является функцией угла поворота звена приведения

$$J_{np} = J_{np}(\varphi),$$

то (8.5) дифференцируют как функцию двух независимых переменных ω и J_{np} :

$$M_{np} = J_{np} \cdot \frac{d}{d\varphi}\left(\frac{\omega^2}{2}\right) + \frac{dJ_{np}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}. \quad (8.6)$$

Производная сложной функции

$$\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{\omega^2}{2}\right) = \frac{d}{dt}\left(\frac{\omega^2}{2}\right) \cdot \frac{dt}{d\varphi} = \frac{d}{dt}\left(\frac{\omega^2}{2}\right) \cdot \frac{1}{\omega} = \frac{d\omega}{dt}. \quad (8.7)$$

Дифференциальное уравнение (8.6) с учетом (8.7) примет вид

$$M_{np} = J_{np} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{dJ_{np}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}. \quad (8.8)$$

Когда силы и массы приводятся к точке, то аналогичным (8.8) уравнением движения будет

$$P_{np} = m_{np} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{dm_{np}}{ds} \cdot \frac{v^2}{2}. \quad (8.9)$$

Приведенные массы (моменты инерции), приведенные силы (моменты сил) можно определить аналитическим, численным или графоаналитическим методами. Суть решения задачи (определения истинного закона движения машины) состоит в анализе характера изменения этих характеристик, полученных на основе исходных данных (линейных размеров, масс, звеньев механизма, сил, действующих на них, и т. д.). Чтобы определить характер изменения массы или приведенного момента инерции (кинетической энергии) механизма (машины, машинного агрегата) за цикл движения машины, необходимо вычислить их значения в конкретных последовательных положениях механизма.

Можно отметить несколько характерных свойств приведенной массы (и приведенного момента инерции):

1. Приведенная масса, приведенный момент инерции вращающегося звена, связанного со звеном приведения постоянным передаточным отношением, есть величина постоянная.

2. Приведенные массы (моменты инерции) остальных звеньев механизма – величины переменные, а следовательно, приведенная масса (момент инерции) машины есть величина переменная.

3. В выражение приведенного момента инерции входят лишь первые передаточные функции (аналоги скоростей), величина которых в данном положении механизма не зависит от величины скорости точки или звена приведения. Значит, закон изменения приведенной массы (приведенного момента инерции) не зависит от скорости звена приведения. Следовательно, приведенная масса (приведенный момент инерции) является функцией положения механизма (функцией обобщенной координаты).

8.3 Неравномерность движения машин в установившемся режиме

В установившемся режиме угловая скорость главного вала двигателя или входного звена исполнительного механизма является периодической функцией времени, период которой равен времени одного цикла (рис. 8.2). В общем случае угловая скорость близка к постоянной и отличается от нее на некоторую периодическую функцию $\psi(t)$:

$$\omega = \omega_0 \cdot \psi(t), \quad \psi(t + t_u) = \psi(t),$$

где t_u – период цикла установившегося движения.

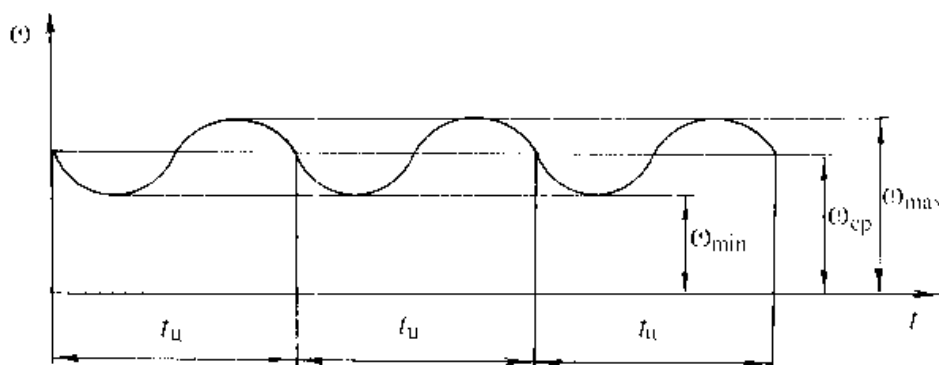


Рисунок 8.2 – Установившееся движение машины

Неравномерность движения отдельных звеньев в механизмах в установившемся режиме зависит не только от характера внешних сил, распределения масс, но и от структуры механизма, его геометрии. Например, в рычажных механизмах все звенья, совершающие поступательные и плоскопараллельные движения, движутся неравномерно с переменными скоростями и ускорениями. В таких механизмах кинетическая энергия, мощность приведенной массы, моменты инерции, приведенные моменты сил являются функциями положения ведущего звена. Следовательно, динамическая модель механизма, машины, машинного агрегата – звено приведения, функцию которого выполняет ведущее звено, нагруженное переменным приведенным моментом сил и обладающее переменной кинетической энергией, движется неравномерно. Ведущее звено в механизме обычно имеет наибольшую скорость по сравнению с другими звеньями. Следовательно, неравномерность движения ведущего звена усилит неравномерность остальных звеньев,

вызывает появление дополнительных реакций в кинематических парах, упругие колебания в звеньях, вызывает появление дополнительных реакций в кинетических парах, упругие колебания в звеньях. Все это вредно сказывается на работе машины, прочности ее звеньев, точности выполняемых операций.

Каждой машине соответствует свой коэффициент неравномерности δ , который определяет степень максимального отклонения скорости (в сторону увеличения до ω_{max} , уменьшения – до ω_{min}) от ее среднего значения ω_{cp}

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}, \quad \omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \quad (8.10)$$

В машинах, в которых требуется высокая точность наполняемых операций, например в станках, коэффициент неравномерности $\delta = 1/30-1/50$, в двигателях внутреннего сгорания $\delta = 1/50-1/80$, в механизмах с очень высокой скоростью ведущего звена (например, в электрогенераторах, авиационных двигателях, турбогенераторах) коэффициент неравномерности еще меньше: $\delta = 1/100-1/300$. В механизмах и машинах с небольшой скоростью вращения ведущего звена (не более 100 об/мин) и с невысокими требованиями к точности выполняемых операций коэффициент неравномерности колеблется от 1/5 до 1/30 (в насосах, сельскохозяйственных машинах).

Задача динамического анализа определить на основе исходных данных (геометрических параметров, масс, сил) и результатов кинематического анализа истинного закона изменения угловой скорости ведущего звена, для того чтобы сравнить фактическую неравномерность с допускаемой. Если фактический коэффициент неравномерности превышает допустимый, то следует предусмотреть меры, снижающие неравномерность до определенного предела.

Контрольные вопросы:

1. Какие стадии движения машины существуют?
2. Что называется обобщенной координатой, каков ее физический смысл?
3. Что выражает уравнение Лагранжа 2 рода.
4. Как записывается уравнение движения машины в дифференциальной форме?
5. Что характеризует коэффициент неравномерности движения, какие значения он может принимать?
6. В чем состоит физический смысл приведенной массы и приведенного момента инерции?

ТЕМА 9. УЧЕТ СИЛ ТРЕНИЯ ПРИ СИЛОВОМ АНАЛИЗЕ

9.1 Трение в кинематических парах

Сила, препятствующая движению одного тела по поверхности другого, называется *силой трения*. Трение является причиной износа деталей машин и увеличения расхода смазки, топлива и энергии. При динамическом анализе и синтезе механизмов в числе прочих сил требуется учитывать силы трения, которые вызваны следующими физическими причинами.

Поверхности тел не абсолютно гладкие, а шероховатые и покрыты большим количеством неровностей. Если поверхности двигать относительно друг друга, то выступы будут задевать друг за друга, деформироваться, возникнет сухое трение. Если же между поверхностями имеется такой промежуточный слой смазки, что поверхности не соприкасаются, то такой вид трения называется жидкостным. Существует также полусухое и полужидкостное трение. Природа сухого и жидкостного трения различна, поэтому различны методы учета сил трения.

По видам относительного движения различают трение скольжения, трение качения, трение качения со скольжением. Трение скольжения при котором поверхность одного тела скользит по поверхности другого. Такой вид трения встречается как в низших, так и в высших кинематических парах. Трение качения при котором одна поверхность перекачивается по другой. Оно встречается в высших парах.

Пусть на ползун в поступательной паре действует движущая сила Q , вес P , нормальная реакция $N = -P$ и сила трения покоя F_{mp0} . При движении ползуна вместо F_{mp0} действует сила трения скольжения F_{mp} , причем $F_{mp} < F_{mp0}$. Тогда полная реакция

$$R = F_{mp} + N.$$

Полная реакция R отклонена от нормальной реакции N на угол φ (угол трения) в сторону, противоположную движению ползуна. При трогании с места угол трения равен углу трения φ_0 покоя. По закону Кулона

$$F_{mp} = f \cdot N,$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Угол трения покоя можно определить из рис. 9.1, *a*

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{F_{mp0}}{N} = \frac{f \cdot N}{N} = f \Rightarrow \varphi_0 = \operatorname{arctg} f. \quad (9.1)$$

Коэффициент трения f зависит от материалов соприкасающихся поверхностей и чистоты их обработки.

Если изменять направление движения ползуна, то соответственно будет отклоняться и полная реакция. Геометрическое место полных реакций образует коническую поверхность, которая называется конусом трения (рис. 9.1, *б*). Если результирующая $P_{рез}$ движущей силы Q и веса P проходит вне конуса трения, то ползун будет двигаться. Иначе возникает явление самоторможения.

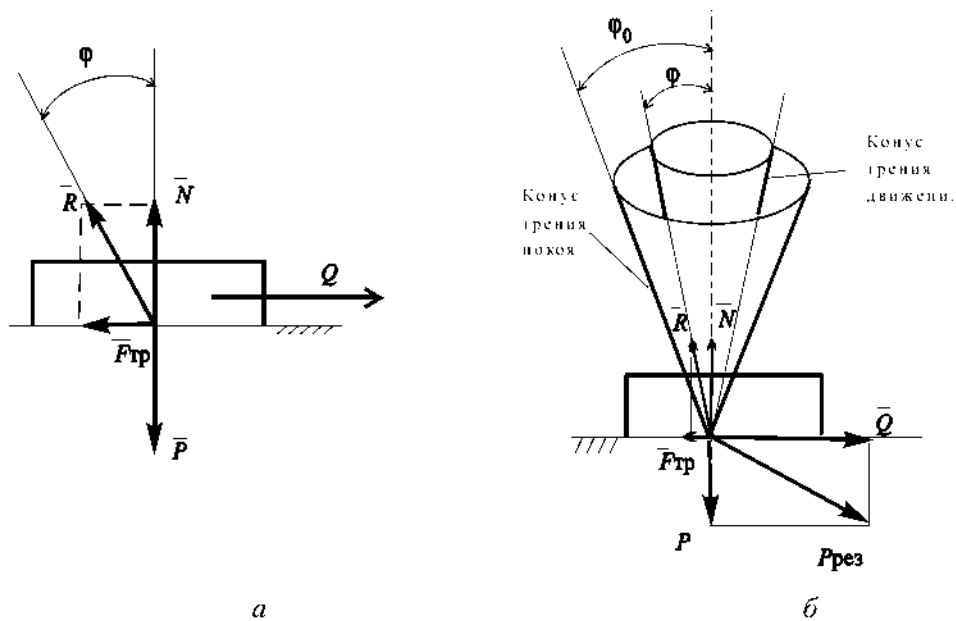


Рисунок 9.1 – К определению коэффициента трения

9.2 Трение в винтовой кинематической паре

При рассмотрении трения в винтовой паре делают ряд допущений:

1. Давление гайки на винт (или наоборот) приложено по средней линии резьбы;
2. Действие сил в винтовой паре сводится к действию сил на ползун, находящийся на наклонной плоскости (рис. 9.2, а). Развертывая среднюю линию винтовой резьбы на плоскость, сводим пространственную задачу к плоской (рис. 9.2, б).

Пусть на гайку A действует сила P и некоторая пара сил в плоскости, перпендикулярной оси винта. Момент M этой пары представим в виде момента силы P_k , приложенной на расстоянии r_1 от оси $z-z$

$$M = P_k \cdot r_1.$$

Чтобы гайка двигалась равномерно вдоль оси $z-z$ в направлении, противоположном направлению силы P , необходимо обеспечить равенство

$$Q \cdot r = P_k \cdot r_1. \quad (9.2)$$

где Q – сила, необходимая для равномерного перемещения тела A (гайки) по наклонной плоскости B (рис. 9.2, б), угол подъема которой равен углу подъема винтовой резьбы β ; r – радиус средней линии резьбы.

Векторное уравнение равновесия сил, действующих на гайку A

$$P + Q + N + F_{тр} = 0. \quad (9.3)$$

Построив план сил согласно (9.3), получаем (рис. 9.2, в)

$$Q = P \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi). \quad (9.4)$$

С учетом (9.3) выражение (9.2) примет вид

$$P_k \cdot r_1 = P \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi). \quad (9.5)$$

Равенство (9.5) связывает величину P с параметрами винтовой пары и углом трения.

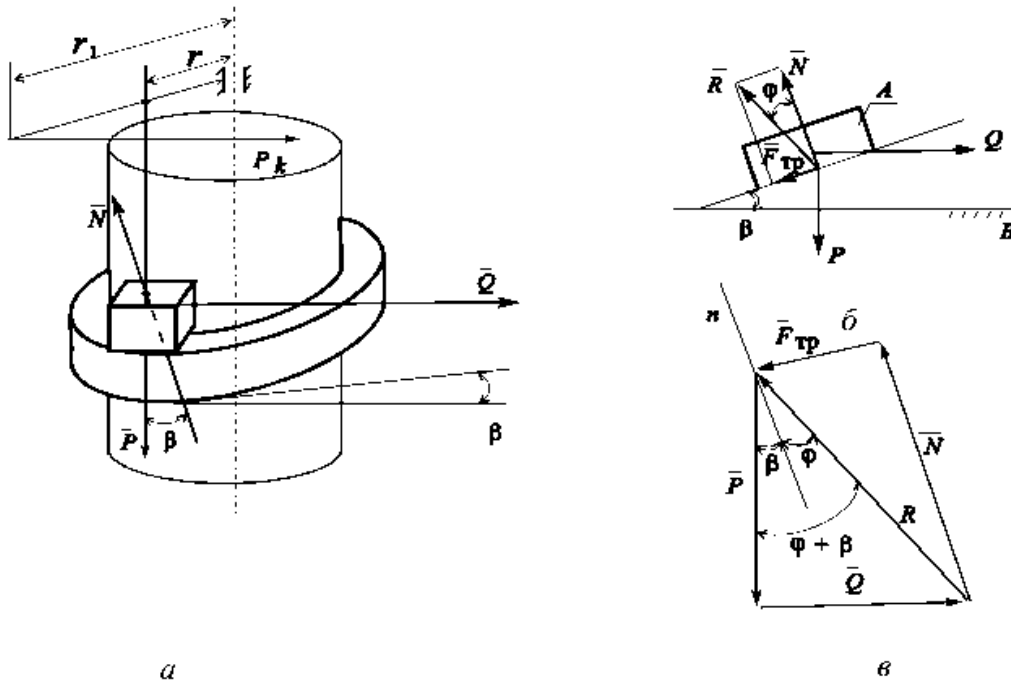


Рисунок 9.2 – Трение в винтовой паре

При движении гайки в направлении, совпадающем с направлением силы P , формула (9.5) примет вид

$$P_k = P \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \operatorname{tg}(\beta - \varphi). \quad (9.6)$$

При $\beta < \varphi$ механизм винт-гайка является самотормозящимся, то есть гайка под действием силы P не будет перемещаться (по аналогии с наклонной плоскостью).

9.3 Трение во вращательной кинематической паре

Предположим, что вал 1, располагающийся в подшипнике 2, находится под действием силы P и внешнего момента M и вращается с постоянной угловой скоростью (рис. 9.3, а). Между валом и подшипником имеется радиальный зазор. Тогда при вращении вала (при наличии трения) он будет набегать на подшипник. Пусть касание вала и подшипника происходит в точке A . Реакция R параллельна силе P и отклонена от нормали N на угол трения.

Величина силы трения

$$F_{mp} = f \cdot N = f \cdot R \cdot \cos \varphi = f \cdot P \cdot \cos \varphi \quad (9.7)$$

так как при равновесии вала $R = P$.

Момент M , приложенный к валу, уравнивается моментом трения

$$M_{mp} = F_{mp} \cdot r = f \cdot P \cdot r \cdot \cos \varphi = P \cdot r \cdot \sin \varphi = P \cdot \rho. \quad (9.8)$$

Если из центра вала O описать радиусом окружность (рис. 9.3, б), то полная реакция R будет направлена по касательной к этой окружности. Круг радиуса ρ называют *кругом трения*. Так как угол трения мал, то можно считать $\sin \varphi \approx \operatorname{tg} \varphi$, тогда $\rho = r \cdot f$, а момент трения определяется по формуле

$$M_{mp} = P \cdot r \cdot f', \quad (9.9)$$

где f' – коэффициент трения во вращательной паре, который изменяется в значительных пределах в зависимости от материалов, состояния трущихся поверхностей и ряда других факторов.

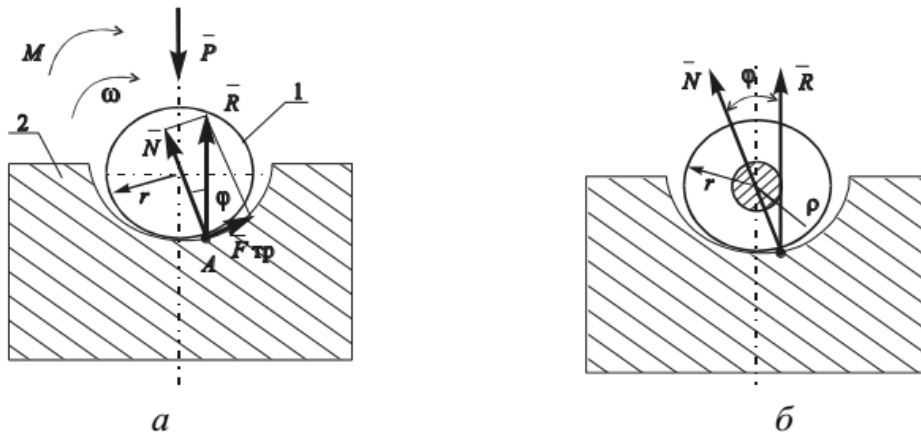
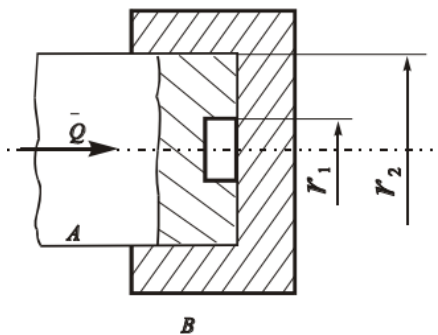


Рисунок 9.3 – Трение во вращательной паре

Для неприработавшихся цапф $f = 3/2 \cdot f'$, для приработавшихся цапф $f = 4/3 \cdot f'$, где f' – коэффициент трения плоских соприкасающихся поверхностей из того же материала.

Если вращательная пара выполнена в виде пяты A и подпятника B , нагруженных осевой силой Q (рис. 9.4), то этом случае на поверхности их соприкосновения возникает сила трения вращения. Если принять распределение давления равномерным по всей ширине кольца, то величина удельного давления



$$P = \frac{Q}{\pi \cdot (r_2^2 - r_1^2)}$$

Рисунок 9.4 – Сила трения вращения

9.4 Коэффициент полезного действия машин

Коэффициент полезного действия (КПД) машин определяется по формуле

$$\eta = \frac{A_{nc}}{A_{дв}}, \quad (9.10)$$

где A_{nc} – работа сил полезного сопротивления; $A_{дв}$ – работа движущих сил.

В свою очередь, работа движущих сил складывается из работы сил полезного и вредного сопротивления

$$A_{дв} = A_{nc} + A_{вс},$$

тогда

$$\eta = 1 - \frac{A_{вс}}{A_{дв}} = 1 - \psi, \quad (9.11)$$

где ψ – коэффициент потерь.

Если $A_{\text{дв}} = A_{\text{вс}}$, то $\eta = 0$. В этом случае движение механизма возможно, но без совершения какой-либо работы (холостой ход).

Если $A_{\text{дв}} < A_{\text{вс}}$, то движения механизма не может быть, это явление носит название самоторможения. Получение при расчетах отрицательного значения КПД служит признаком самоторможения или невозможности движения механизма в заданном направлении. Таким образом, КПД механизма может изменяться в пределах

$$0 \leq \eta \leq 1.$$

КПД n механизмов, соединенных последовательно друг с другом (рис. 9.5, а), можно получить, если перемножить КПД всех механизмов:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (9.12)$$

КПД n механизмов, соединенных параллельно (рис. 9.5, б) равен

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{\text{дв}i} \cdot \eta_i}{\sum_{i=1}^n A_{\text{дв}i}}. \quad (9.13)$$

КПД параллельно соединенных механизмов с одинаковыми КПД равен КПД отдельного механизма.

Согласно формулам (9.12) и (9.13) низкий КПД отдельного механизма при параллельном соединении меньше влияет на КПД всей машины, чем при последовательном соединении механизмов.

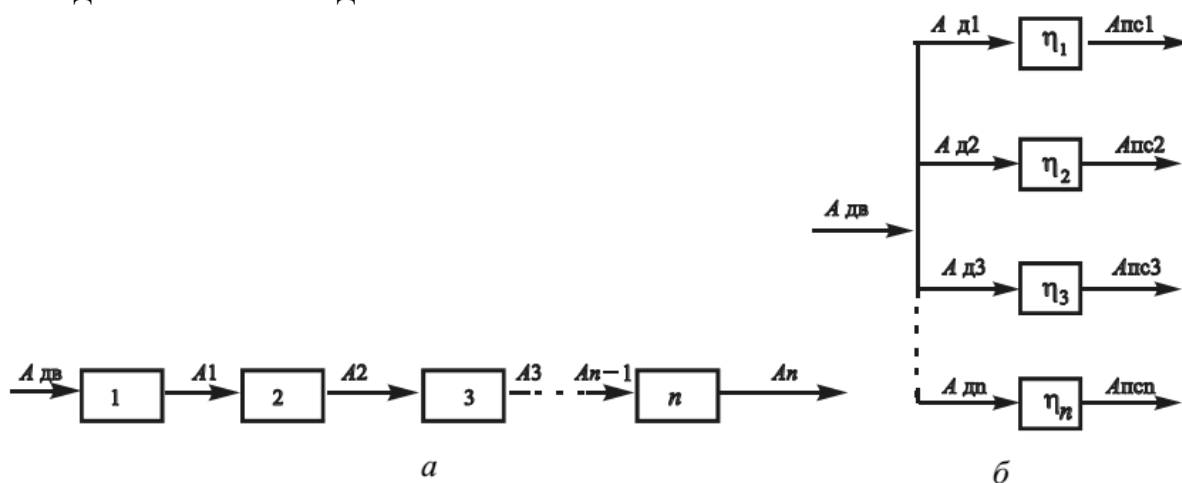


Рисунок 9.5 – КПД машины: а – при последовательном соединении; б – при параллельном соединении

Контрольные вопросы:

1. Что называется трением, какие его виды существуют?
2. В чем состоит природа возникновения трения?
3. Сформулируйте основные законы трения.
4. Что понимается под углом и конусом трения.
5. Что называется коэффициентом полезного действия машины, как силы трения влияют на его величину.
6. Какие силы называются диссипативными? Приведите примеры.

ТЕМА 10. СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

10.1 Общие сведения о зубчатых механизмах

Зубчатые механизмы предназначены для передачи вращательного движения от одного вала к другому при заданном отношении их угловых скоростей. Передача в них непрерывного вращательного движения от одного вала к другому осуществляется путем непосредственного взаимодействия ведущего звена на ведомое (зубчатые колеса). В зубчатой передаче оба звена имеют выступы определенной формы (зубья), разделенные впадинами. Во время работы передачи зубья одного звена последовательно входят во впадины другого.

В зависимости от расположения осей зубчатых колес различают следующие передачи:

– *цилиндрическая* – оси колес параллельны. Цилиндрическая пара бывает с внешним (рис. 10.1, а) и внутренним (рис. 10.1, б) зацеплением зубьев. Частным случаем цилиндрической передачи является реечная передача (рис. 10.1, в);

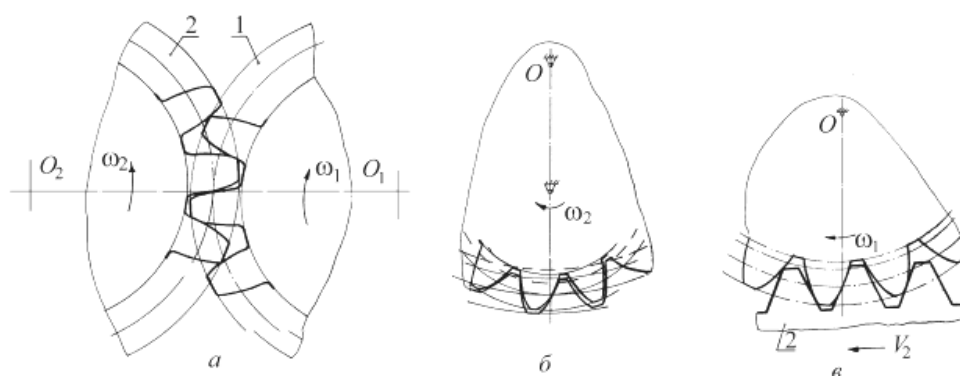


Рисунок 10.1 – Цилиндрическая зубчатая передача: а – с внешним зацеплением; б – с внутренним зацеплением; в – реечная; 1 – ведущее звено; 2 – ведомое звено

– *коническая* – оси колес пересекаются (рис. 10.2, а), чаще всего под прямым углом;

– *гиперболоидная* – оси колес скрещиваются (рис. 10.2, б). Ее частными случаями являются червячная передача (рис. 7.4) и винтовая передача.

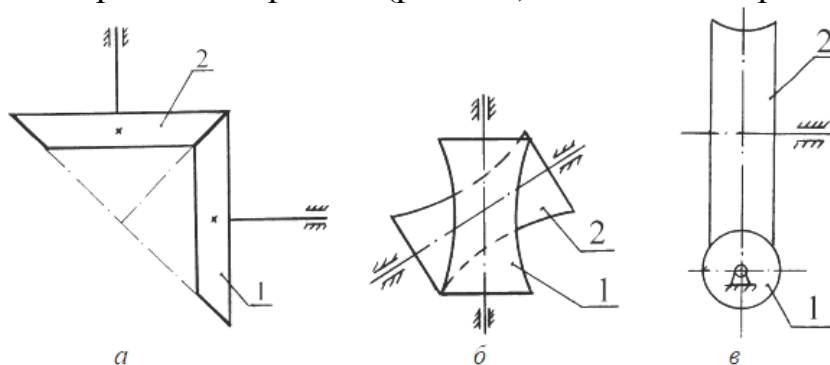


Рисунок 10.2 – Зубчатые передачи: а – коническая; б – гиперболоидная; в – червячная; 1 – ведущее звено; 2 – ведомое звено

Профили зубьев двух колес, передающих непрерывное вращательное движение с постоянным отношением угловых скоростей, не могут иметь произвольный вид. Условия, которым должны отвечать кривые, очерчивающие эти профили, устанавливает *основная теорема зацепления*: общая нормаль к профилям зубчатых колес, проведенная в точке их касания (зацепления), делит межцентровое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

10.2 Эвольвентное зацепление и его свойства

Эвольвента – кривая, которую описывает какая-либо точка прямой, катящейся без скольжения по окружности. Прямая линия называется производящей, а окружность основной (радиуса r_b).

Пусть дана основная окружность радиуса r_b и некоторая точка P вне ее. Требуется построить эвольвенту, проходящую через эту точку. Проведем через точку P (рис. 10.3) касательную к основной окружности. Расстояние PA разделим на 6 равных частей. Длину малого отрезка, получившегося в результате деления, обозначим через h . Далее, из точки A касания образующей прямой делаем 6 засечек на основной окружности раствором циркуля, равным h и нумеруем точки. Через все промежуточные точки проводим касательные к основной окружности. На каждой касательной откладываем такое число отрезков h , которое совпадает с номером соответствующей точки на основной окружности. Полученные точки $0, 1', 2', \dots, P$ соединяем плавной кривой, являющейся искомой эвольвентой. Эвольвенты, описываемые различными точками B, C, \dots образующей прямой при ее качении по окружности, одинаковы.

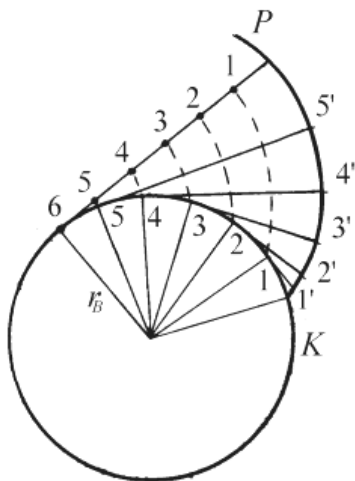


Рисунок 10.3 – Построение эвольвенты

Для теории зацепления важное значение имеют следующие основные свойства эвольвенты:

1. Эвольвента начинается на основной окружности и всегда проходит вне ее.
2. Образующая прямая в каждой точке нормальна к эвольвенте и одновременно касательна к основной окружности.
3. Форма эвольвенты зависит только от радиуса r_b основной окружности.
4. Эвольвента – кривая без перегибов.

Пусть вращательное движение передается при помощи зубьев, профили которых выполнены по эвольвентам \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 основных окружностей r_{b1} и r_{b2} (рис. 10.4). Нормаль к эвольвенте проходит касательно к основной окружности, поэтому проводим общую касательную к основным окружностям N_1-N_2 .

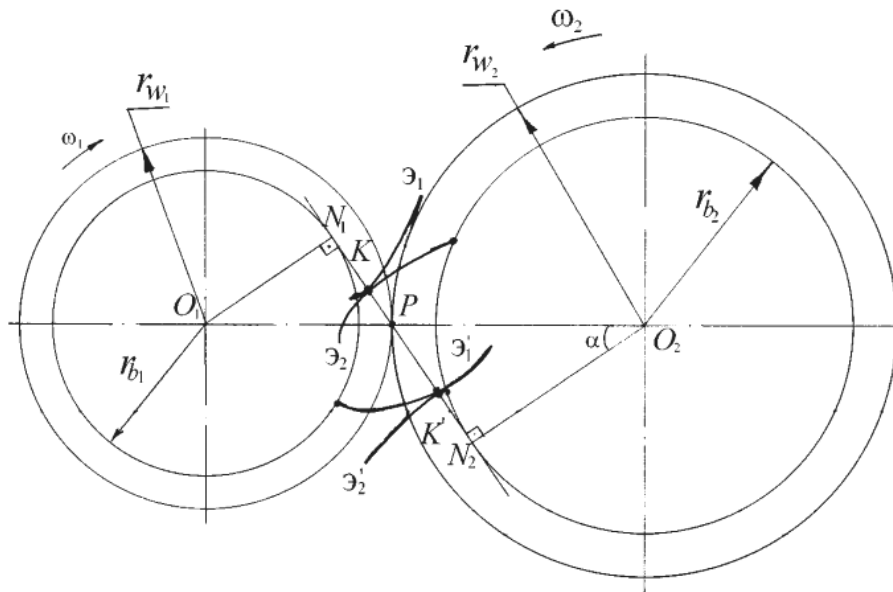


Рисунок 10.4 – К определению угловых скоростей в зубчатом зацеплении

Общая касательная N_1-N_2 к основным окружностям нормальна к каждой из эвольвент и поэтому проходит через точку их касания (точку K). Согласно основной теореме зацепления нормаль N_1-N_2 (к эвольвентам \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2) делит межосевое расстояние O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}.$$

Так как прямая N_1-N_2 касается одних и тех же основных окружностей, то при вращении колес она все время занимает одно и то же положение и постоянно пересекает межосевое расстояние в точке P . Следовательно, при любом положении зубчатых колес имеем передаточное отношение

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = const.$$

Так как эвольвенты \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 были выбраны произвольно, то и другие эвольвенты касаются по прямой N_1-N_2 .

Прямая N_1-N_2 является геометрическим местом контакта двух эвольвентных профилей и называется *линией зацепления*. Так как линия зацепления занимает одно и то же положение, то сила давления одного зуба на другой не меняет своего направления. Это положительно сказывается на прочности передачи. Точка P пересечения линии зацепления с линией центров O_1O_2 , определяющая мгновенный центр скоростей двух профилей в их относительном движении, является *полюсом зацепления*.

Окружности радиуса r_w , касающиеся друг друга в полюсе P и в относительном движении перекатывающиеся друг по другу без скольжения, носят название *начальных*. Эвольвентное зацепление (как внешнее, так и внутреннее) допускает изменения межосевого расстояния O_1O_2 с сохранением

передаточного отношения. Рассмотрим треугольники O_1N_1P и O_2N_2P , они подобны. Из этого следует пропорция

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Таким образом, передаточное отношение ω_1/ω_2 зависит от радиусов основных окружностей, а они не меняются при изменении межосевого расстояния.

10.3 Геометрические параметры зубчатого колеса

Рассмотрим сечение нулевого зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной его оси вращения (рис. 10.5). Одна из окружностей зубчатого колеса является делительной, и ее диаметр обозначается d . Запишем выражение для длины этой окружности:

$$\pi d = pZ,$$

где p – шаг, то есть расстояние по делительной окружности между одноименными точками соседних зубьев; Z – число зубьев на колесе.

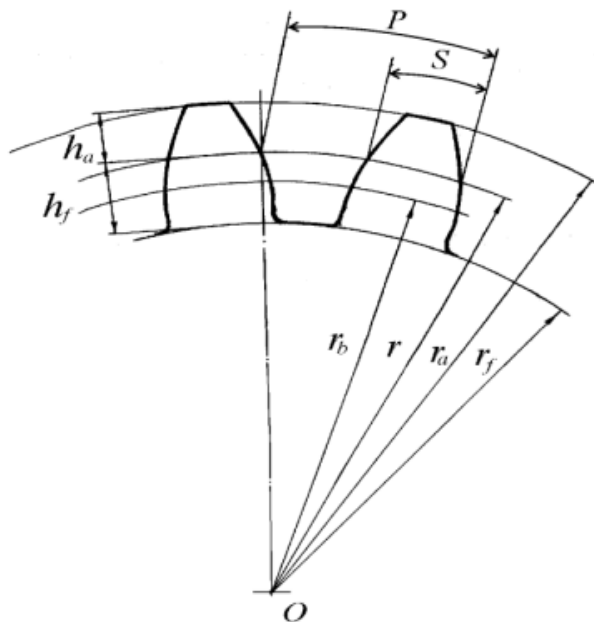


Рисунок 10.5 – Геометрические характеристики зубчатого колеса

Отношение шага p к числу назвали модулем m (мм):

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (10.1)$$

Величина модуля m определяется из расчета на прочность и уточняется по таблице стандартных модулей. С учетом (10.1) записываем формулу для вычисления диаметра делительной окружности:

$$d = m \cdot Z. \quad (10.2)$$

В связи с этим уточним определение делительной окружности, расчетной окружности стандартного модуля и шага. Часть зуба, выступающая за пределы делительной окружности, называется головкой зуба. Для нулевого колеса ее

высота $h_a = m$. Часть зуба, проходящая ниже делительной окружности, носит название ножки зуба. Высота ножки нулевого колеса

$$h_f = 1,25m.$$

Диаметр окружности вершин (головок) d_a (рис. 7.8) равен

$$d_a = m \cdot (Z + 2), \quad (10.3)$$

а диаметр окружности впадин (ножек)

$$d_f = m \cdot (Z - 2,5). \quad (10.4)$$

Расстояние между осями двух колес равно

$$a = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2}. \quad (10.5)$$

Как следует из (10.2) – (10.5), все геометрические параметры колеса вычисляются через модуль m , который является основным параметром геометрии зубчатого колеса.

10.4 Виды зацеплений зубчатых колес

В процессе нарезания зубчатого колеса некоторая делительная прямая рейки касается делительной окружности колеса и перекатывается по ней без скольжения. Прямая передает свой шаг делительной окружности. При этом толщина зуба колеса по делительной окружности будет равна ширине впадины рейки, а ширина впадины колеса толщине зуба рейки.

Параметры нарезаемого колеса зависят от того, какая из делительных прямых рейки катится по делительной окружности колеса. Расстояние между делительной окружностью и средней прямой рейки называется абсолютным смещением рейки xm , где x – относительное смещение рейки. В зависимости от смещения рейки могут быть получены три вида колес:

– нулевое зубчатое колесо (рис. 10.6, а) – средняя прямая рейки касается делительной окружности колеса;

– положительное колесо (рис. 10.6, б) – рейка смещена от оси заготовки так, что средняя прямая располагается на расстоянии $x \cdot m$ от делительной окружности;

– отрицательное колесо (рис. 10.6, в) – рейка придвинута к оси колеса на величину $x \cdot m$, то есть средняя прямая рейки пересекает делительную окружность.

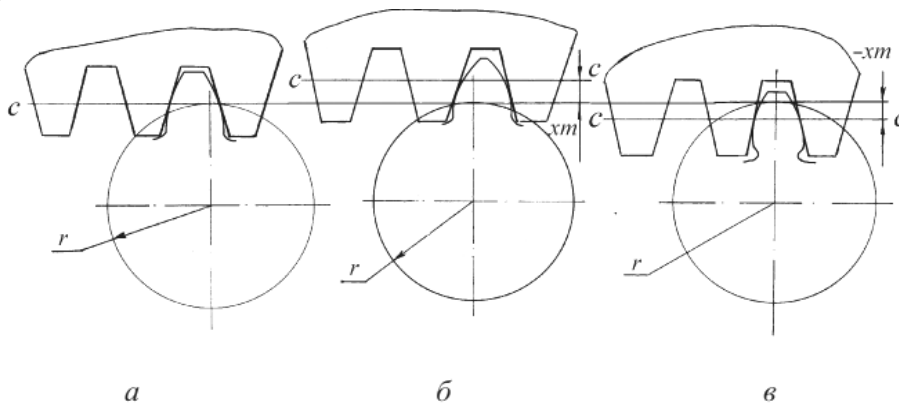


Рисунок 10.6 – Виды зубчатых колес: а – нулевое; б – положительное; в – отрицательное

В зависимости от значений коэффициентов относительного смещения x отдельных колес различают следующие виды зацеплений зубчатых колес:

- нулевое зацепление ($x_1 = 0$ и $x_2 = 0$) – в зацепление входят нулевые колеса;

- равносмещенное зацепление ($x_1 = -x_2$) – в зацепление входят положительное и отрицательное колеса, нарезанные с одинаковым по модулю смещением;

- положительное зацепление ($x_1 + x_2 > 0$) – в зацепление могут входить положительные, отрицательные и нулевые колеса при условии, что по модулю положительное смещение больше отрицательного;

- отрицательное смещение ($x_1 + x_2 < 0$) – в зацепление могут входить положительные, отрицательные и нулевые колеса. При этом отрицательного смещения должен быть больше модуля положительного смещения.

Для построения картины эвольвентного зацепления должны быть известны: количество зубьев на колесах Z_1 и Z_2 , модуль m и коэффициенты относительного смещения x_1 и x_2 . Построение выполняется в такой последовательности (рис. 10.7):

1. Вычисляется угол зацепления α_w , радиусы начальных окружностей r_{w1} и r_{w2} и межцентровое расстояние a_w . Проводится линия центров, на которой отмечаются центры O_1 , O_2 и полюс P , после чего наносятся начальные окружности.

2. Через полюс P проводится общая касательная к начальным окружностям и к ней под углом α_w – линия зацепления. Из центров O_1 и O_2 восстанавливаются перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 к линии зацепления. Длины этих перпендикуляров являются радиусами основных окружностей (r_{b1} и r_{b2} , соответственно).

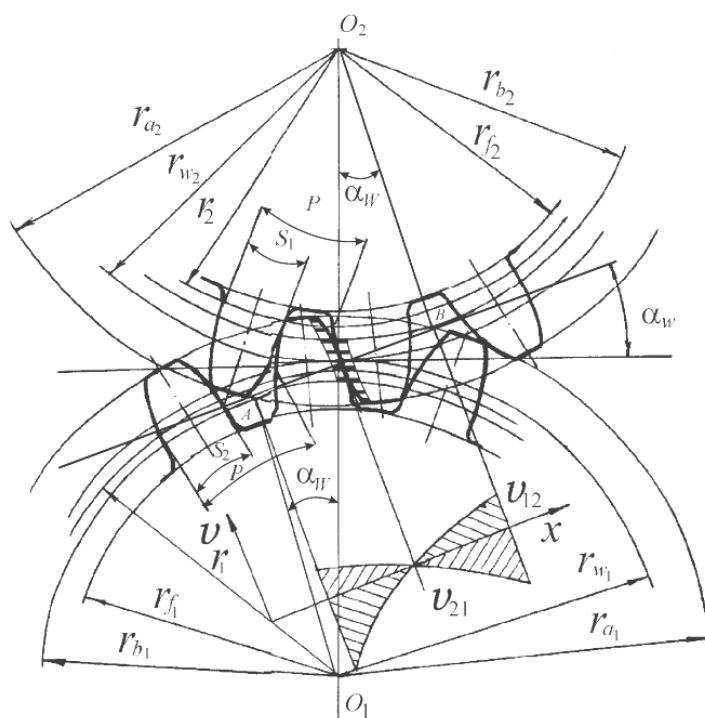


Рисунок 10.7 – Построение эвольвентного зацепления

3. Вычисляются радиусы делительных окружностей r_1 и r_2 , вершин зубьев r_{a1} и r_{a2} , впадин зубьев r_{f1} и r_{f2} , и наносятся на чертеж.

4. Перекатывая линию зацепления сначала по одной основной окружности, а затем по другой, описывают точкой P этой линии эвольвенты профили зубьев в пределах от основной окружности до окружности вершин (эти эвольвенты касаются в полюсе P). Если $r_f > r_b$, то весь профиль зуба от окружности впадин до окружности вершин очерчивается по эвольвенте. Когда $r_f < r_b$, часть профиля между основной окружностью и окружностью впадин выполняется отрезком радиальной прямой, сопряженной с эвольвентой.

5. Вычисляется толщина зуба S_1 и S_2 по делительной окружности. От точки пересечения эвольвенты 1 колеса с делительной окружностью радиуса r_1 откладывается толщина зуба S_1 и проводится симметричный эвольвентный профиль. Таким же образом строится зуб второго колеса.

6. Вычисляется шаг P по делительной окружности. Далее выполняются шаблоны для зубьев и с их помощью строятся другие зубья на расстоянии P друг от друга.

Из свойств эвольвенты видно, что она не может проходить внутри основной окружности радиуса r_b . Поэтому если линия головок рейки в процессе нарезания зубчатого колеса будет пересекать линию зацепления ниже точки N (рис. 10.8, а), то произойдет подрез зуба у его основания (рис. 10.8, б). Для предотвращения этого явления инструментальную рейку надо сместить как минимум так, чтобы линия головок рейки проходила через точку N (рис. 10.8, а).

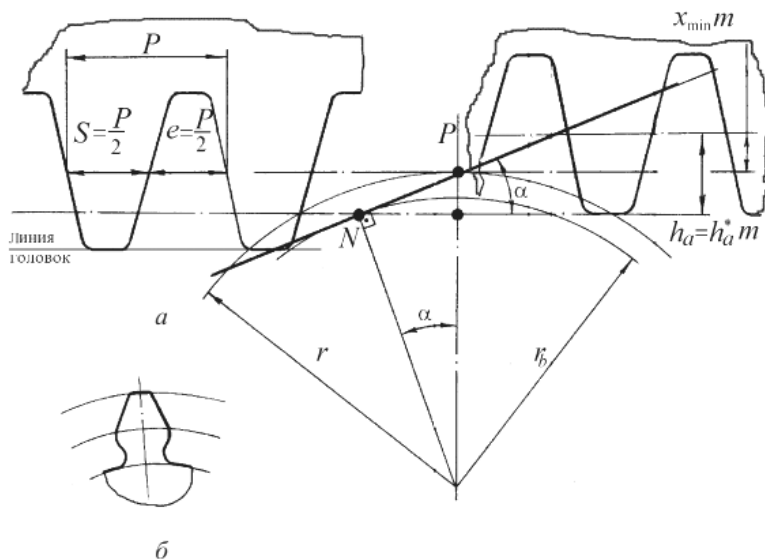


Рисунок 10.8 – Явление подрезания зуба

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение основной теоремы зацепления.
2. Сформулируйте основные свойства эвольвенты.
3. Что называется эвольвентной зубчатой передачей?
4. Что называется линией зацепления в эвольвентной зубчатой передаче?

ТЕМА 11. КОСОЗУБЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

11.1 Общие сведения о косозубых передачах

Косозубые колеса также передают вращательное движение между параллельными валами. Образование боковой поверхности косоугольного зуба можно представить, если рассмотреть качение (без скольжения) плоскости S (рис. 11.1, *a*) по основному цилиндру. Если на плоскости S выбрать прямую AA , составляющую с образующей цилиндра некоторый угол, то каждая из точек прямой AA опишет эвольвенту. Сама прямая опишет поверхность, называемую развевтывающимся геликоидом. Пересечение поверхности геликоида с основным цилиндром представляет собой винтовую линию BB .

Угол β , образованный осью колеса и винтовой линией, носит название угла наклона зубьев по основному цилиндру (рис. 11.1, *б*). Два сопряженных колеса должны иметь равные углы наклона зубьев. При внешнем зацеплении винтовая линия на колесе должна быть левой, а на другом – правой. При внутреннем зацеплении винтовые линии должны быть либо обе правыми, либо обе левыми.

Вследствие наклона зубьев увеличиваются длина дуги зацепления и коэффициент перекрытия. Длина добавочной дуги зацепления

$$l_{cd} = b \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где b – ширина венца колеса, β – угол наклона зубьев по делительному цилиндру.

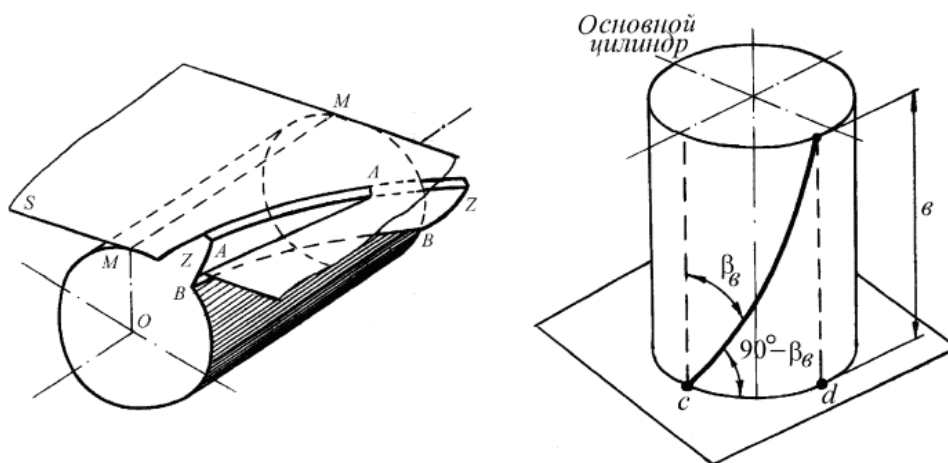


Рисунок 11.1 – Образование боковой поверхности косоугольного зуба

Из схематического изображения развевтки обода косоугольного колеса (рис. 11.2, *a*) видно, что следует различать два шага зацепления по делительному цилиндру: торцовый P_t и нормальный P_n . Торцовый шаг получается в пересечении колеса плоскостью, перпендикулярной оси $O-O$ делительного цилиндра в торцовом сечении. Нормальный шаг P_n получается пересечением колеса плоскостью, нормальной к винтовой линии на делительной окружности. Связь между шагами имеет следующий вид:

$$P_t = \frac{P_n}{\cos\beta}. \quad (11.1)$$

Соответственно может быть установлена связь между модулем m_t в торцовом сечении и модулем m_n в нормальном сечении. Стандартным модулем является m_n . Заменяв в формуле (11.1) шаг на модуль, получим

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}. \quad (11.2)$$

Коэффициент перекрытия ε_v в передаче с косозубыми колесами определяется по формуле

$$\varepsilon_v = \varepsilon_\alpha + \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta}{P_t}. \quad (11.3)$$

Из (11.3) следует, что коэффициент перекрытия косозубых колес может быть значительно больше, чем у прямозубых. Нагрузка в этих передачах распределяется по нескольким зубьям, поэтому косозубые колеса широко применяются для передач с большими скоростями и мощностями. Особенностью косозубой передачи является появление осевого усилия. Для устранения этого недостатка используют колеса с шевронными зубьями (рис. 11.2, б), представляющими собой как бы два косозубых колеса с симметричным расположением зубьев. У этих колес осевые усилия взаимно уравновешиваются.

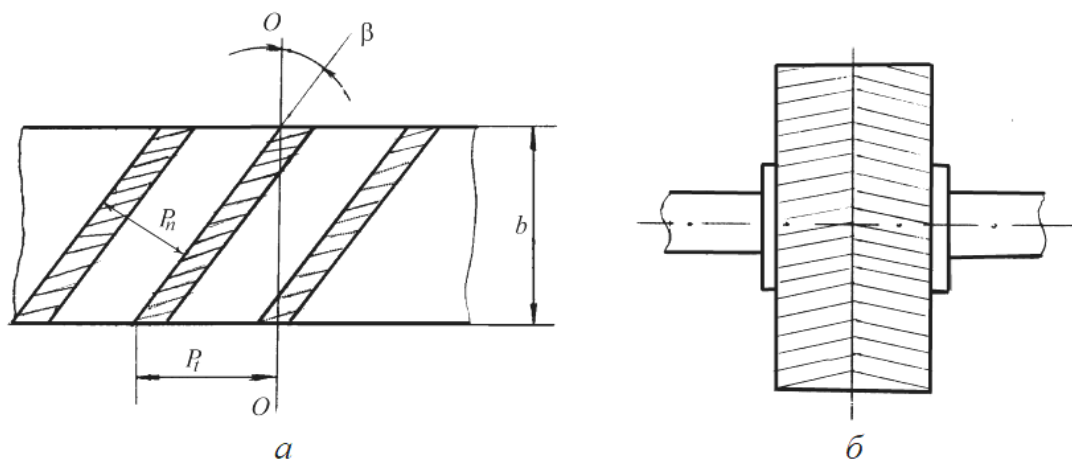


Рисунок 11.2 – Цилиндрические передачи: а – косозубая; б – шевронная

11.2 Зацепление Новикова

М.Л. Новиков предложил косозубое зацепление с неэвольвентными профилями зубьев. Зубья располагаются по некоторым винтовым линиям, имеющим равные углы наклона. Профили зубьев зацепления Новикова вообще могут быть выполнены по различным кривым. Наиболее простыми являются профили, очерченные в торцевом сечении по окружностям.

Построение профилей указанного типа производится следующим образом (рис. 11.3). На прямой $n-n$, образующей с общей касательной к начальным окружностям угол α , выбирается точка K . Профиль зуба малого колеса 1 очерчивается по дуге радиуса $\rho_1 = PK$ и является выпуклым. Профиль зуба

большого колеса 2 очерчивается по дуге окружности радиуса ρ_2 , несколько большего, чем радиус ρ_1 . Профиль зуба колеса 2 является вогнутым. При малой разнице радиусов ρ_1 и ρ_2 профили зубьев на некотором участке $K'-K''$ почти совпадают, что снижает удельные давления на зубья.

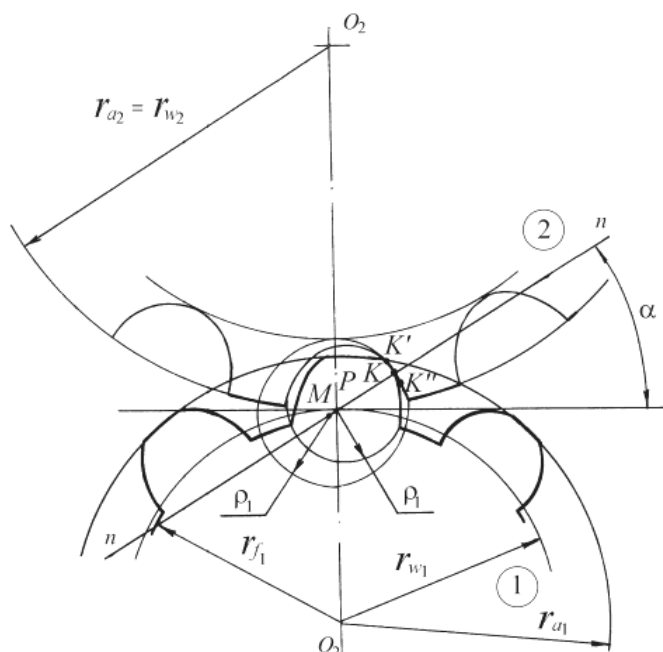


Рисунок 11.3 – Построение зацепления Новикова

Радиус r_{a2} окружности вершин большого колеса следует выбрать равным радиусу r_{w2} начальной окружности. Толщины зубьев S_1 и S_2 колес 1 и 2 выбираются по условию $S_1 = (1,3 \dots 1,5) \cdot S_2$ и $S_1 + S_2$ несколько меньше шага P . Рекомендуется придерживаться следующих соотношений: угол $\alpha = 20 \dots 30^\circ$, угол наклона $\beta = 5 \dots 40^\circ$, радиус $\rho_1 = 1,35m$, радиус $\rho_2 = (1,03 \dots 1,10) \cdot \rho_1$.

К недостаткам зацепления Новикова следует отнести то, что коэффициент перекрытия меньше, чем в косозубых колесах с эвольвентным профилем.

11.3 Пространственные зубчатые передачи

Коническая передача образована качением двух конусов OP_1P и OP_2P (рис. 11.4, а), которые называются *начальными конусами*. В точке P окружные скорости обоих конусов равны $v_{p1} = v_{p2}$, то есть

$$O_1P \cdot \omega_1 = O_2P \cdot \omega_2 \text{ или } OP \cdot \sin \delta_1 \cdot \omega_1 = OP \cdot \sin \delta_2 \cdot \omega_2.$$

Передаточное отношение конической передачи имеет выражение

$$U_{\text{кон}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Для расчета геометрических параметров конических зубчатых колес используют те же формулы, что и для цилиндрических, поэтому вводится понятие *эквивалентных цилиндрических колес*. Для них число зубьев

$$z'_1 = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad z'_2 = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (11.4)$$

Используются следующие геометрические параметры конических зубчатых колес (рис. 11.4, б):

- делительная окружность $r = 0,5m \cdot z$;
- основная окружность $r_b = r \cdot \cos 20^\circ$;
- окружность выступов $r_a = r + m \cdot \cos \delta$;
- окружность впадин $r_f = r - 1,2m \cdot \cos \delta$;
- высота головки зуба $h_a = m$;
- высота ножки зуба $h_f = 1,2m$;
- конусное расстояние $L = OP$;
- ширина колеса $B = (4 \dots 12) \cdot m$.

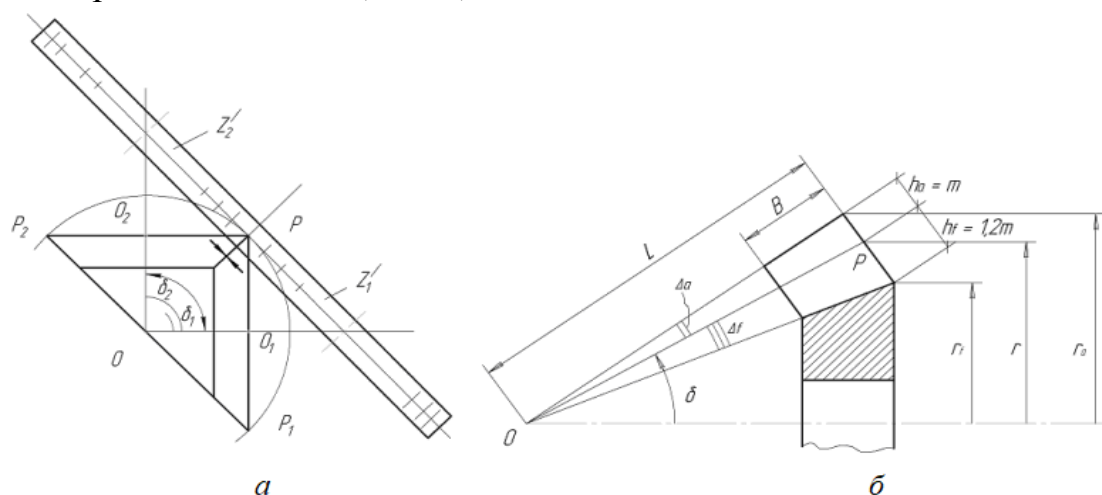


Рисунок 11.4 – Геометрические параметры: а – конической передачи; б – конического колеса

К *достоинствам* конической передачи следует отнести возможность передачи вращательного движения между осями под различными углами и больший коэффициент перекрытия, чем у цилиндрической передачи. *Недостатки* конической передачи: сложность изготовления зубчатых колес (по сравнению с цилиндрическими), повышенная чувствительность к изменению конусного расстояния и пониженная нагрузочная способность из-за консольного расположения одного из колес и несимметричного расположения второго относительно опор.

Гиперboloидные передачи образуются условным качением двух гиперboloидов (рис. 11.5, а) Γ_1 и Γ_2 друг по другу при вращении их вокруг перекрещивающихся осей O_1 и O_2 , где γ – угол между осями. Прямая $\tau - \tau$ является общей касательной гиперboloидов, углы между нею и осями вращения O_1 и O_2 равны соответственно β_1 и β_2 .

Передаточное отношение гиперboloидной передачи вычисляется по формуле

$$U_{\text{гип}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1}, \quad (11.5)$$

где Z_1 и Z_2 , r_1 и r_2 – числа зубьев и радиусы делительных окружностей зацепляющихся колес.

Из (11.5) следует, что в отличие от цилиндрических, в гиперболоидных передачах можно воспроизводить необходимое передаточное отношение, подбирая не две, а четыре величины (r_1 и r_2 , β_1 и β_2). Недостатком таких передач является то, что сопряженные профили зубьев соприкасаются в точке, а не по линии. Следовательно, возникают значительные удельные давления, которые в совокупности с большими скоростями скольжения зубьев друг по другу вызывают их быстрый износ.

Червячная передача (рис. 11.5, б) является одной из разновидностей винтовой передачи, чаще всего угол между осями $\gamma = 90^\circ$. Как правило, ведущим звеном является червяк. Величина передаточного отношения может составлять $U_{чер} = 10 \dots 100$, что дает преимущество по сравнению с другими зубчатыми передачами.

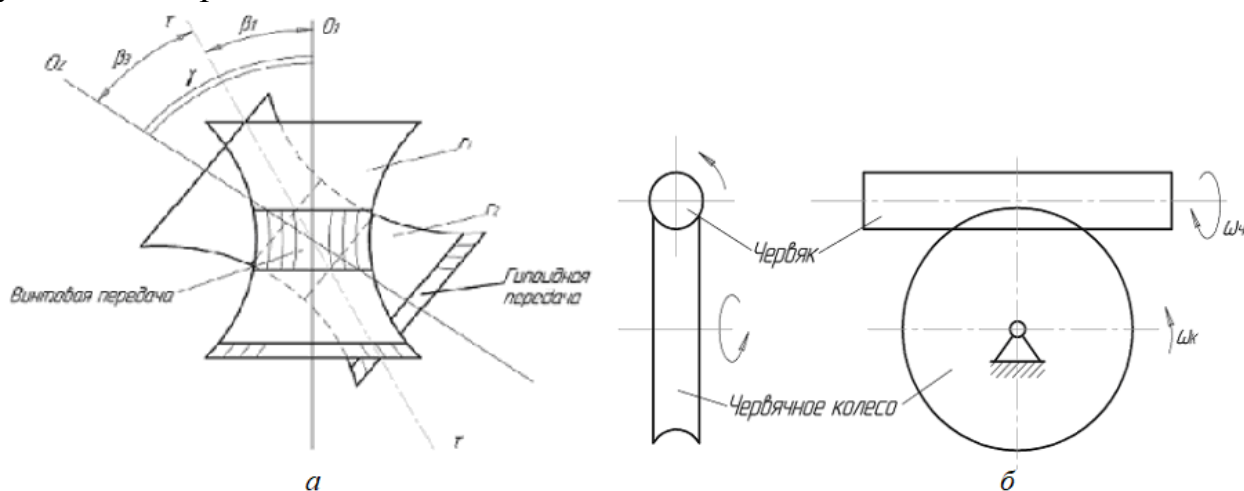


Рисунок 11.5 – Гиперболоидная передача: а – образование; б – червячная передача

Недостатком гиперболоидных передач является невысокий механический КПД. В ряде случаев для его увеличения используют разные материалы, из которых изготовлены зубчатые колеса или их венцы. Это снижает коэффициент трения скольжения в месте контакта зубьев. Например, в червячной передаче червяк изготавливают из стали или чугуна, а венец зубчатого колеса – из бронзы.

Контрольные вопросы:

1. Какие особенности цилиндрических косозубых передач?
2. Каковы преимущества косозубых эвольвентных передач по сравнению с прямозубыми?
3. Укажите отличие передачи Новикова от эвольвентной.
4. Почему зацепление Новикова не может быть прямозубым?
5. Опишите конструкцию червячной передачи.
6. Из каких материалов изготавливаются детали червячной передачи?

ТЕМА 12. СЛОЖНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ И ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

12.1 Общие сведения о сложных механизмах

Сложные зубчатые механизмы – механизмы с зубчатыми передачами с числом зубчатых колес больше двух. Это могут быть механизмы с оригинальными структурными схемами или механизмы, образованные последовательным и (или) параллельным соединением простейших типовых зубчатых механизмов.

Механизмы, в которых кинематические цепи образуют один или несколько замкнутых контуров и в которых входной поток механической мощности в процессе передачи и преобразования делится на несколько потоков, а затем суммируется на выходном звене, называются *многопоточными механизмами*.

Распределение передаваемых усилий по нескольким кинематическим парам уменьшает нагрузку на элементы пар и позволяет существенно уменьшать габаритные размеры и массу механизмов. Многозонный контакт звеньев механизма существенно увеличивает жесткость механизма, а также, за счет осреднения ошибок и зазоров, уменьшает мертвый ход и кинематическую погрешность механизма. Однако за счет образования в структуре механизма внутренних контуров число избыточных связей в механизме увеличивается. Поэтому при изготовлении и сборке механизма необходимо либо повышать точность изготовления деталей, либо увеличивать зазоры в кинематических парах.

Сложные зубчатые механизмы, в которых ось хотя бы одного колеса подвижна, называются *планетарными механизмами*. К типовым планетарным механизмам относятся:

- однорядный планетарный механизм;
- двухрядный планетарный механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением;
- двухрядный планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями;
- двухрядный планетарный механизм с двумя внутренними зацеплениями.

Элементы планетарного механизма имеют специальные названия:

- зубчатое колесо с внешними зубьями, расположенное в центре механизма, называется *солнечным*;
- колесо с внутренними зубьями называют *коронной*, или *эпициклом*;
- колеса, оси которых подвижны, называют *сателлитами*;
- подвижное звено, на котором установлены сателлиты, называют *водилом*. Звено водила принято обозначать не цифрой, а латинской буквой *h*.

На рис. 12.1 приведены структурные схемы типовых планетарных механизмов, а также диапазоны рекомендуемых передаточных отношений U и ориентировочные значения коэффициента полезного действия при этих передаточных отношениях.

№	Структурная схема механизма	U редуктора	КПД
1		$u_{1h}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ 3...10	0,97...0,99
2		$u_{1h}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ 7...16	0,96...0,98
3		$u_{1h}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ $\frac{1}{25} \dots \frac{1}{150}$	0,9...0,3
4		$u_{1h}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ $\frac{1}{25} \dots \frac{1}{150}$	0,9...0,3

Рисунок 12.1 – Типовые планетарные механизмы

12.2 Кинематическое исследование рядного зубчатого механизма аналитическим и графическим методами

Рядным зубчатым механизмом называется сложный зубчатый механизм с неподвижными осями колес, образованный последовательным соединением нескольких простых зубчатых механизмов. Рассмотрим кинематику рядного механизма, составленного из двух зубчатых передач: одной внешнего зацепления и одной внутреннего зацепления (рис. 12.2).

Для вращательного движения твердого тела относительно оси, проходящей через точку A , примем для размеров масштаб μ_l , мм/м, а для линейных скоростей – масштаб μ_v , мм/м·с⁻¹. Угловая скорость звена i равна

$$\omega_i = \frac{V_B}{l_{AB}} = \frac{\mu_l}{\mu_v} \cdot \frac{BB'}{AB} = \frac{\mu_l}{\mu_v} \cdot \operatorname{tg} \psi_i = c \cdot \operatorname{tg} \psi_i.$$

Таким образом, при графическом кинематическом анализе угловая скорость звена равна произведению тангенса угла наклона прямой распределения линейных скоростей на отношение масштабов длин и скоростей.

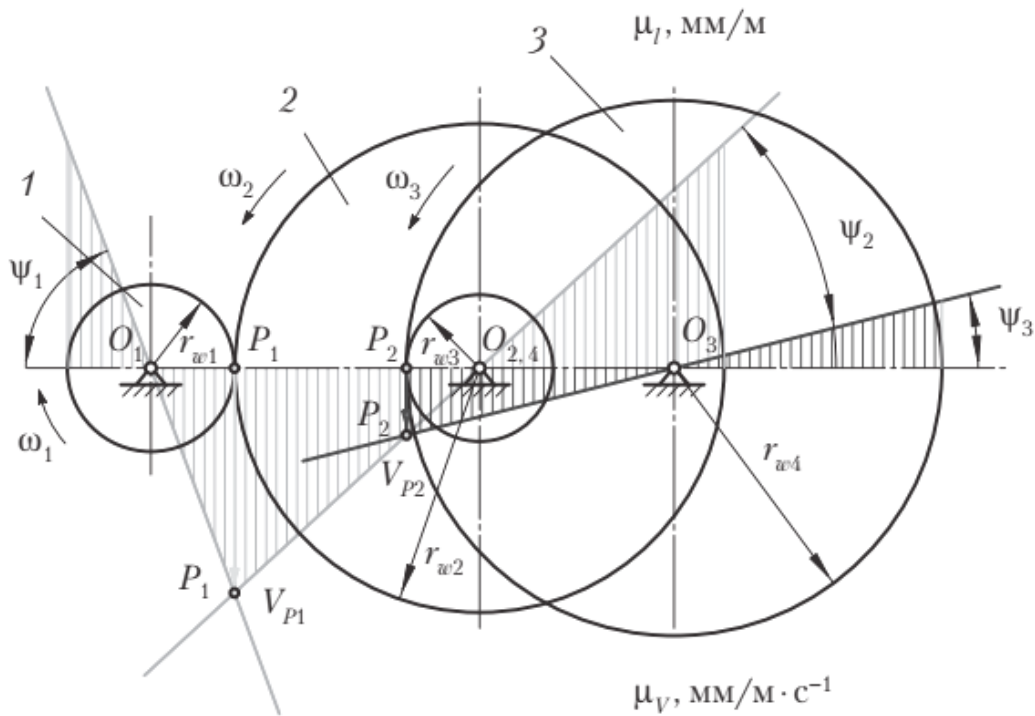


Рисунок 12.2 – Схема рядного двухступенчатого механизма

Аналитическое исследование

Из основной теоремы зацепления для первой пары зубчатых колес с внешним зацеплением можно записать

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{z_2}{z_1},$$

а для второй пары зубчатых колес с внутренним зацеплением

$$\frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_{w4}}{r_{w3}} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

Передаточное отношение механизма в целом будет равно

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} = u_{12} \cdot u_{23} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Передаточное отношение сложного рядного зубчатого механизма, образованного из нескольких соединенных последовательно простых зубчатых механизмов, равно произведению передаточных отношений этих механизмов.

Графическое исследование

Изобразим в масштабе μ_l , мм/м, кинематическую схему рядного зубчатого механизма (рис. 12.2). Нанесем на эту схему линейную скорость точки P_1 , изобразив ее в произвольном масштабе μ_v , мм/м·с⁻¹ отрезком P_1P_1' . Соединим конец этого отрезка точку P_1' центрами вращения колес 1 и 2 точками O_1 и O_2 и получим прямые, определяющие распределение линейных скоростей этих звеньев, для точек, лежащих на линии центров. Эти прямые образуют с линией центров соответственно углы ψ_1 и ψ_2 . Точка P_2 является точкой касания начальных окружностей колес 3 и 4. Так как в точке касания начальных окружностей линейные скорости звеньев 2 и 3 равны, а

распределение линейных скоростей по линии центров для звена 2 известно, то можно определить отрезок P_2P_2' , который изображает скорость точки P_2 в масштабе μ_V , мм/м·с⁻¹. Соединив прямой точку P_2' с центром вращения звена 3, получим прямую распределения линейных скоростей для точек звена 3, лежащих на линии центров. Угол, который образует эта прямая с линией центров, обозначим ψ_3 . Угловые скорости звеньев определяются из этой графической расчетной схемы по формулам

$$\omega_1 = \frac{\mu_1}{\mu_V} \cdot \operatorname{tg} \psi_1 = c \cdot \operatorname{tg} \psi_1; \quad \omega_3 = \frac{\mu_1}{\mu_V} \cdot \operatorname{tg} \psi_3 = c \cdot \operatorname{tg} \psi_3.$$

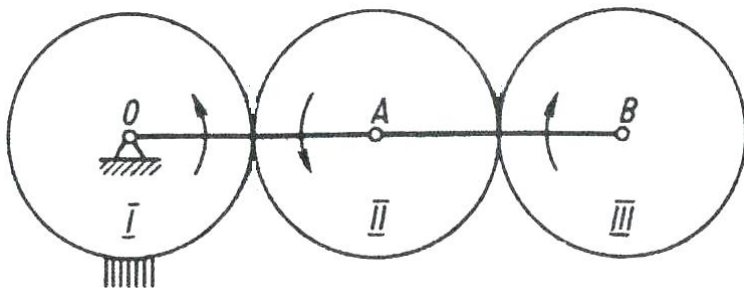
Передаточное отношение рассматриваемого рядного зубчатого механизма будет равно

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\operatorname{tg} \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_3}.$$

12.3 Метод и формулы Виллиса

Метод Виллиса (метод остановки) используется в задачах движения планетарных механизмов внешнего и внутреннего зацеплений, то есть когда происходит сложение вращений вокруг параллельных или пересекающихся осей.

Планетарный (эпициклический) механизм – зацепление двух или нескольких колес, из которых одно колесо неподвижное или движется вокруг неподвижной оси, а другие вращаются вокруг осей, закрепленных на подвижном водиле. На рис. 12.3 показана схема планетарного механизма с



неподвижным колесом II, водилом OB и подвижными колесами II и III, оси которых перемещаются в пространстве. Колесо II называют солнечным, а колеса II и III – сателлитами.

Рисунок 12.3 – Планетарный механизм

Задаем мнимое вращение плоскости рисунка по часовой стрелке с угловой скоростью ω_{OB} . Тогда колеса II и III, до этого осуществлявшие сложное движение вокруг двух параллельных осей, будут вращаться вокруг неподвижных осей A и B .

Для удобства составляем табл. 12.1 угловых скоростей всех звеньев механизма до и после остановки ведущего звена. Для механизма на рис. 12.3 такая таблица имеет следующий вид.

Таблица 12.1

Звенья механизма	OB	I	II	III
До остановки	ω_{OB}	0	ω_2	ω_3
После остановки	0	$-\omega_{OB}$	$\omega_2 - \omega_{OB}$	$\omega_3 - \omega_{OB}$

После построения таблицы находят зависимости между угловыми скоростями каждых двух соседних колес после остановки. При этом следует помнить, что в случае внешнего зацепления отношение угловых скоростей отрицательное, а в случае внутреннего – положительное.

Отношение угловых скоростей после остановки для колес *I* и *II*

$$\frac{\omega_{II}}{\omega_I} = -\frac{r_1}{r_2} \Rightarrow \frac{\omega_2 - \omega_{OB}}{-\omega_{OB}} = -\frac{r_1}{r_2}. \quad (12.1)$$

Аналогично для колес *II* и *III* имеем

$$\frac{\omega_{III}}{\omega_{II}} = -\frac{r_2}{r_3} \Rightarrow \frac{\omega_3 - \omega_{OB}}{\omega_2 - \omega_{OB}} = -\frac{r_2}{r_3}. \quad (12.2)$$

Из полученных отношений определяют искомые абсолютные угловые скорости ω_2 и ω_3 . Формулы вида (12.1) и (12.2) называются *формулами Виллиса*, они широко применяются в ТММ при расчете многих механизмов.

Формулы Виллиса выведены на основании основной теоремы зацепления и устанавливает соотношение между угловыми скоростями зубчатых колес в планетарном механизме.

Контрольные вопросы:

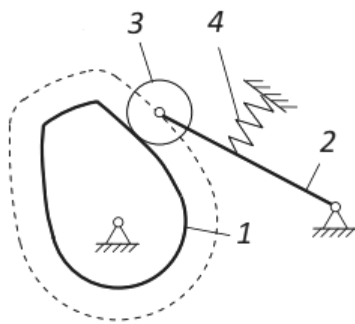
1. Какой зубчатый механизм называется сложным?
2. Какой механизм называется планетарным?
3. Как определить передаточное отношение планетарного механизма аналитическим способом?
4. Какова цель метода обращения движения при кинематическом анализе планетарного механизма?
5. Как используется графический метод для определения угловых скоростей зубчатых колес планетарных механизмов?

ТЕМА 13. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

13.1 Кулачковые механизмы, их достоинства и недостатки

Кулачковые механизмы – плоские или пространственные механизмы, которые служат для преобразования одного вида движения (на входе), изменяющегося по определенному закону, в другой вид движения (на выходе) иного закона с одновременным преобразованием передаваемых силовых параметров (сил, моментов).

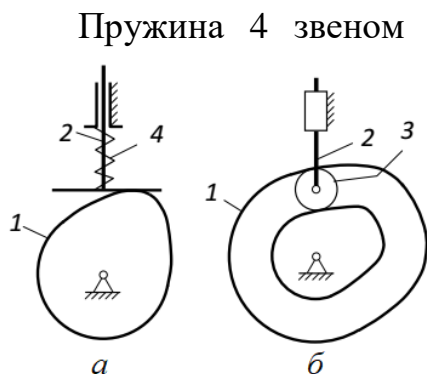
Кулачковые механизмы обладают некоторыми важными свойствами, которых нет у рассмотренных ранее рычажных механизмов. С их помощью можно легко получать прерывистые движения ведомого звена, т.е. его движение с остановками, и практически любой закон движения ведомого звена, который определяется в основном профилем кулачка.



Кинематическая цепь (рис. 13.1) простейшего кулачкового механизма состоит из двух подвижных звеньев – кулачка 1 образующего высшую кинематическую пару с толкателем 2 или с роликом 3, шарнирно установленным на толкателе, контакт звеньев может быть линейным или точечным. Каждое из этих звеньев также входит в низшую кинематическую пару со стойкой.

Рисунок 13.1 – Схема кулачкового механизма

Ведущим звеном механизма обычно является *кулачок*, который в большинстве случаев совершает непрерывное вращательное движение. Кулачок обладает сложным профилем, форма которого зависит от заданной схемы механизма и закона движения ведомого звена. Ведомый *толкатель* и совершает возвратно-прямолинейное и возвратно-вращательное движение относительно стойки.



Пружина 4 звеном не считается, она рассматривается как элемент, обеспечивающий так называемое *силовое замыкание* пары кулачок – толкатель. Чем больше скорость вращения кулачка, тем сильнее должна быть пружина и тем выше дополнительная нагрузка на все кинематические пары. Чтобы избавиться от пружины, применяют схемы с *геометрическим замыканием* (рис. 13.2).

Рисунок 13.2 – Замыкание кулачковых механизмов: *а* – силовое; *б* – геометрическое

При увеличении радиуса кулачка R толкатель удаляется от центра вращения A , а при его уменьшении – приближается к центру вращения. Если

профиль кулачка является дугой окружности, то толкатель будет неподвижным, находясь в дальнем или ближнем стоянии. Законом движения выходного звена кулачкового механизма называют зависимость от времени перемещения толкателя, его скорости или ускорения. Характерными участками закона движения являются: $t_{\text{в}}$ – период удаления толкателя; $t_{\text{н}}$ – период его приближения; $t_{\text{д.с.}}$ и $t_{\text{б.с.}}$ – периоды дальнего и ближнего стояния.

Преимущества кулачковых механизмов: с их помощью можно обеспечить любой закон движения толкателя, поскольку профиль кулачка может иметь различную форму. Благодаря этому качеству кулачковые механизмы широко используются в машинах-автоматах, где обеспечивается согласованное движение нескольких выходных звеньев, они являются наиболее распространенными после зубчатых механизмов благодаря большому количеству возможных законов движения выходного звена.

Недостатки кулачковых механизмов: наличие высшей кинематической пары, в которой контакт происходит в точке или по линии. Это приводит к большим удельным давлениям в месте контакта и, как следствие, быстрому износу соприкасающихся деталей. Наиболее опасен износ кулачка, который является достаточно сложной деталью и обеспечивает закон движения выходного звена. Также к недостаткам следует отнести необходимость обеспечения постоянного замыкания звеньев, образующих кинематическую пару.

13.2 Классификация кулачковых механизмов

По конструкции кулачковые механизмы делятся на:

– *плоские* – наиболее распространенные, все точки звеньев такого механизма движутся в параллельных плоскостях (рис. 13.3);

– *пространственные* – точки звеньев механизма движутся в разных плоскостях (рис. 13.4).

По виду движения кулачка и выходного звена кулачковые механизмы классифицируются следующим образом:

– механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в возвратно-поступательное движение толкателя (рис. 13.3, *а-д* и 13.4, *а-г*);

– механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в колебательное движение коромысла (рис. 13.3, *е-и* и 13.4, *б* и *д*);

– механизмы, превращающие возвратно-поступательное движение кулачка в возвратно-поступательное движение толкателя (рис. 13.3, *е*);

– механизмы, превращающие колебательное движение кулачка в возвратно-поступательное движение выходного звена (рис. 13.3, *и*);

– механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в сложное движение выходного звена (рис. 13.3, *з*);

– механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в одностороннее вращательное движение выходного звена (рис. 13.4, *е*);

– механизмы, превращающие сложное движение кулачка в возвратно-поступательное или колебательное движение выходного звена (рис. 13.4, *ж, з, и*).

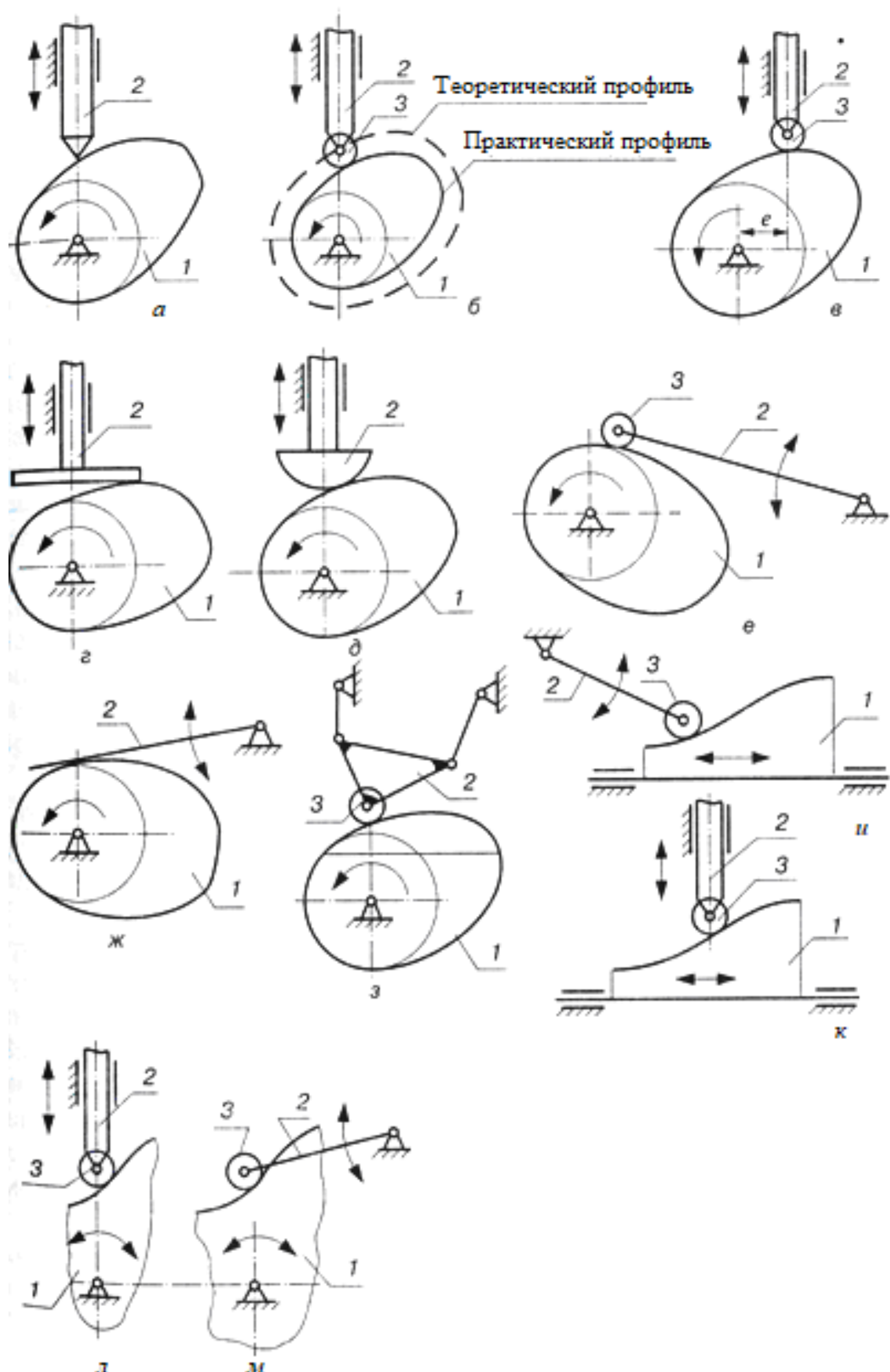


Рисунок 13.3 – Основные типы плоских кулачковых механизмов

Выходное звено кулачковых механизмов может быть:

– заостренным (рис. 13.3, а) – используется достаточно редко только при малых скоростях и незначительных нагрузках, так как оно имеет малую износостойкость;

– цилиндрическим или сферическим (рис. 13.3, *д*) – используются чаще, но также не обеспечивает высокой износостойкости из-за трения в высшей кинематической паре;

– плоским (рис. 13.3, *з, е*) – имеет такие же характеристики, что и цилиндрическое.

На практике для устранения трения в высшей паре используют промежуточный ролик (рис. 13.3, *б, в, е, з–м*).

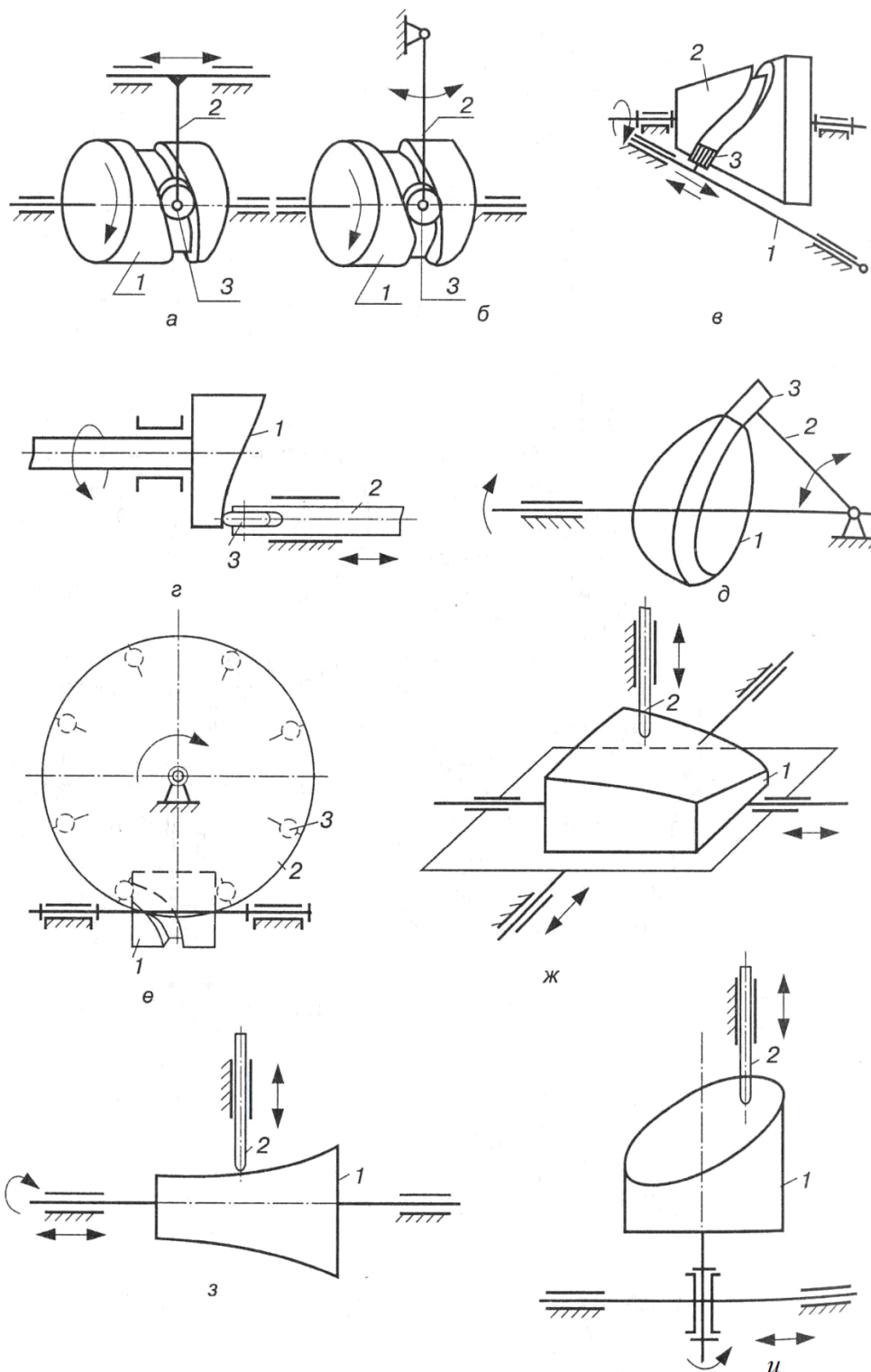
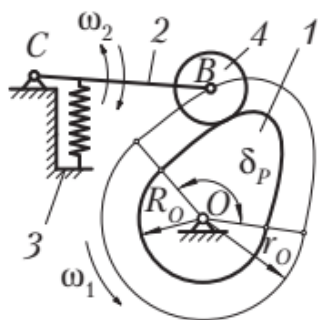


Рисунок 13.4 – Основные типы пространственных кулачковых механизмов

Пространственные кулачковые механизмы могут иметь две степени подвижности (рис. 13.4, $e - z$). Используются они в основном в вычислительных устройствах для механического исследования функции двух переменных. Необходимый тип кулачкового механизма определяют в зависимости от задачи синтеза, то есть от необходимого закона движения выходного звена.

13.3 Центровой профиль кулачка и угол давления

При кинематическом исследовании и проектировании механизмов с роликовым или закругленным толкателем вводят понятие центрального (или теоретического) профиля кулачка (на рис. 13.5 показан тонкой линией).



Центровой профиль проходит через центр B ролика или закругления, он эквидистантен конструктивному профилю кулачка. Это дает возможность условно исключить ролик из состава механизма или ликвидировать закругление толкателя и рассматривать точку B как точку, находящуюся на конце толкателя и непосредственно контактирующую с центровым профилем, заменившим конструктивный.

Рисунок 13.5 – Центровой профиль кулачка

Структурная формула Чебышева позволяет рассчитывать число степеней свободы кулачковых механизмов:

1. Для механизмов с роликовым толкателем

$$W = 3n - 2p_n - p_v = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 1 - 1 = 2.$$

Полученное число степеней свободы $W = 2$ включает одну основную $W_{осн} = 1$ и одну местную $W_m = 1$ степень. *Основная* – это независимое движение (вращение), которое задается кулачку и преобразуется в требуемое движение толкателя. *Местная* – это вращение ролика вокруг своей оси, не оказывающее никакого влияния на процесс преобразования основного движения.

2. Механизм с толкателем без ролика, а также условные механизмы с центровым профилем кулачка имеют только одну, основную степень свободы

$$W = W_{осн} = 3n - 2p_n - p_v = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

В соответствии с направлением движения толкателя – от центра вращения кулачка или к центру – различают четыре фазы цикла работы кулачкового механизма: удаление, дальнее стояние, сближение и ближнее стояние. Движение толкателя 2 на фазе его удаления происходит под действием силы F_{21} , действующей со стороны кулачка 1 (рис. 13.6, a). При этом толкатель, преодолевая силу сопротивления F_{2C} и силу трения F_{2T} в направляющих стойки, перемещается со скоростью V_B . Сила F_{21} в механизме с роликовым толкателем направлена практически по нормали $n-n$ к центрному профилю кулачка, так как трение качения в паре кулачок-ролик незначительно.

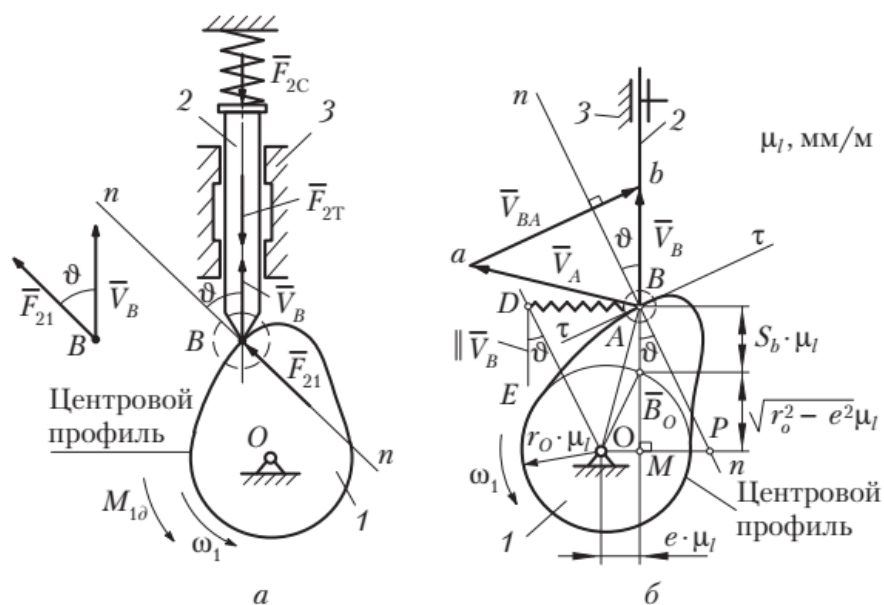


Рисунок 13.6 – Угол давления кулачкового механизма

Угол θ между вектором силы, действующей со стороны ведущего звена на ведомое, и вектором скорости точки ведомого звена, в которой приложена сила, называется *углом давления*.

Несовпадение направления движущей силы F_{21} и направления движения толкателя на фазе его удаления вызывает перекося толкателя в направляющих стойки. Чем больше угол давления, тем сильнее прижат толкатель к направляющим, тем больше трение в них и их износ. При этом увеличение силы трения F_{2T} вызывает необходимость увеличить движущую силу F_{21} , в результате чего возрастают изгибные и контактные напряжения в звеньях механизма. При большем значении угла давления сила трения F_{2T} настолько увеличивается, что толкатель заклинивается в направляющих и остается неподвижным, сколь большой ни была бы движущая сила F_{21} – механизм становится неработоспособным.

Угол давления, при котором происходит заклинивание, называется *углом заклинивания*. На фазе сближения, когда кулачок не является ведущим звеном и толкатель перемещается от пружины (в механизмах с силовым замыканием), заклинивания не происходит.

Величина угла давления θ изменяется в течение цикла и зависит от геометрических и кинематических параметров кулачкового механизма. Для того чтобы записать эту зависимость в аналитической форме, на схеме кулачкового механизма (рис. 13.6, б) выполняют следующие построения. Через центр O вращения кулачка проводят прямую OP , перпендикулярную вектору скорости V_B точки B толкателя, и строят план скоростей, решая графически уравнение сложного движения двух точек

$$V_B = V_A + V_{BA},$$

где V_A – скорость точки A центрального профиля, геометрически совпадающей в данный момент с точкой B толкателя; V_{BA} – скорость относительного движения контактирующих точек B и A пары, образованной

толкателем 2 и кулачком 1. Эта скорость, согласно свойству высших пар, направлена по касательной τ - τ , т.е. перпендикулярно нормали n - n . Из подобия двух треугольников с взаимно перпендикулярными сторонами ($\Delta A_b a \sim \Delta OPA$) следует соотношение

$$\frac{OP}{OA} = \frac{V_B}{V_A}, \text{ откуда}$$

$$OP = OA \cdot \frac{V_B}{V_A} = OA \cdot \frac{V_B}{\omega_1 \cdot OA / \mu_l} = \mu_l \cdot \frac{V_B}{\omega_1} = \mu_l \cdot V_{qB}.$$

Тангенс угла давления θ можно определить из ΔBMP

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{MP}{MB} = \frac{OP - \mu_l \cdot e}{MB_0 + B_0B} = \frac{\mu_l \cdot (V_{qB} - e)}{\mu_l \cdot \left(\sqrt{r_0^2 - e^2} + s_B \right)} = \frac{V_{qB} - e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s_B}, \quad (13.1)$$

здесь r_0 – начальный радиус кулачка, e – эксцентриситет (внеосность); s_B – перемещение точки B толкателя (из начального положения B_0). Знак «минус» в числителе относится к механизму, в котором толкатель расположен правее центра O вращения кулачка (правый эксцентриситет). В случае левого эксцентриситета – в числителе знак «плюс».

Формула (13.1) показывает, что при прочих равных условиях (то есть при постоянном эксцентриситете e и заданных изменениях V_{qB} и s_B) уменьшение начального радиуса r_0 вызывает увеличение угла давления (так как r_0 в знаменателе). И наоборот, чтобы уменьшить угол давления, приходится увеличивать габариты кулачкового механизма. Взаимосвязь угла давления и размеров в кулачковом механизме с коромысловым толкателем аналогична.

В процессе проектирования кулачкового механизма стремятся уменьшить размеры его звеньев за счет увеличения угла давления θ , учитывая при этом, что увеличение угла давления θ возможно лишь до некоторого максимального *допустимого угла давления* $\theta_{дон}$, гарантирующего надежную и долговечную работу механизма. Таким образом, обязательным условием проектирования является выполнение неравенства

$$\vartheta < \vartheta_{дон}. \quad (14.2)$$

В механизмах с силовым замыканием это условие должно выполняться только на фазе удаления, когда кулачок является ведущим звеном. В механизмах с геометрическим замыканием обязательное условие (14.2) необходимо выполнять и на фазе удаления, и на фазе сближения.

Величина допустимого угла давления значительно меньше величины угла заклинивания, для механизмов с прямолинейно движущимся роликовым толкателем рекомендованное значение $\theta_{дон} = 30^\circ \dots 35^\circ$, для механизмов с коромысловым толкателем $\theta_{дон} = 40^\circ \dots 50^\circ$.

Контрольные вопросы:

1. Назовите особенности кулачковых механизмов.
2. Каковы основные недостатки кулачковых механизмов.
3. Назовите этапы синтеза кулачковых механизмов.
4. Назовите основные фазы движения толкателя.

ТЕМА 14. МАНИПУЛЯЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

14.1 Манипуляционные роботы, их классификация, назначение и области применения

Робототехника – новое направление науки и техники, связанное с созданием и применением робототехнических систем. Робот – один из основных объектов изучения в робототехнике, представляющий собой автоматическую машину для воспроизведения двигательных функций человека. Важнейшим классом роботов являются автоматические манипуляционные роботы и их частный вид – промышленные роботы.

Промышленные роботы являются практически единственным средством автоматизации мелкосерийного производства, они позволяют наиболее просто совместить в едином цикле как транспортные, так и основные технологические операции, что позволяет создать на базе универсального оборудования гибкие автоматизированные производства.

Исполнительное устройство промышленного робота обеспечивает движение рабочего органа, именно от этого устройства во многом зависят такие важные характеристики робота, как быстродействие, маневренность, точность позиционирования, возможность работы в стесненных пространствах.

Манипуляционный робот – техническое устройство, предназначенное для выполнения работ универсального характера, исполнительными устройствами которого служат манипуляционные механизмы (механические руки). Манипуляционные роботы подразделяются на три типа: автоматические, биотехнические и интерактивные.

Автоматические манипуляционные роботы возникли из систем программного управления станками. Процесс управления их действиями может происходить с участием и без непосредственного участия человека, их функциональная схема представлена на рис. 14.1.

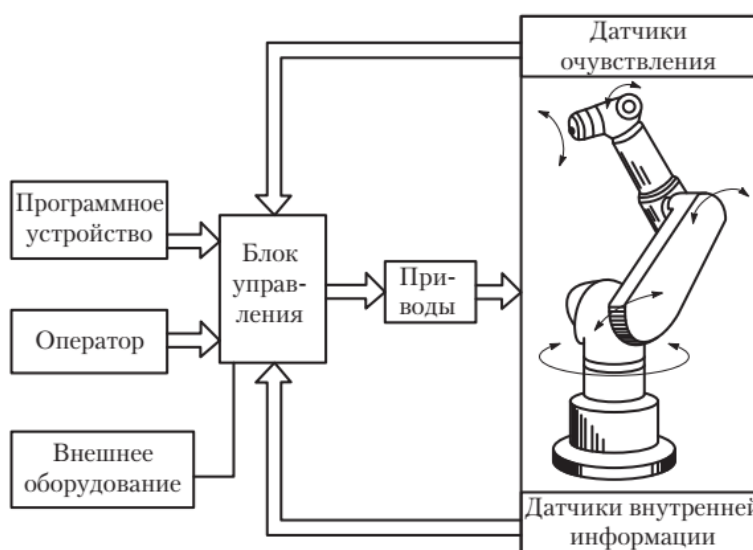


Рисунок 14.1 – Функциональная схема автоматического манипуляционного робота

Манипулятор имитирует движения руки человека и представляет собой многозвенный разомкнутый механизм с одноподвижными вращательными и поступательными кинематическими парами. Число степеней подвижности манипуляторов изменяется в пределах от 3 до 10. В автоматических манипуляционных роботах существует три разновидности в зависимости от связи с человеком-оператором: программные, адаптивные и интеллектуальные.

Программные роботы работают по жесткой программе, заложенной в устройстве памяти, однако их можно перенастраивать на работу с другой жесткой программой действий. Их также называют автоматическими программными манипуляторами, или промышленными роботами. Простота изменения программы, т.е. возможность переобучения промышленных роботов новым операциям, сделала этих роботов достаточно универсальными и гибко перенастраиваемыми на различные классы задач.

Адаптивные роботы отличаются от программных большим количеством внешних (оптических, телевизионных, тактильных) и внутренних датчиков. Системы управления роботами этого типа более сложные, не ограничиваются только работой по жесткой программе движения и могут в зависимости от внешних условий несколько корректировать ее. Как правило, они требуют для своей реализации управляющую ЭВМ. Важной частью адаптивных роботов является их развитое программное обеспечение, предназначенное для обработки информации, поступающей от внешних и внутренних датчиков и оперативного изменения программы движения. Благодаря способности воспринимать изменения во внешней среде и приспосабливаться к существующим условиям функционирования адаптивные роботы могут манипулировать с неориентированными деталями произвольной формы и производить сборочные операции.

Характерной особенностью *интеллектуальных роботов* является их способность вести диалог с человеком, распознавать и анализировать сложные ситуации, планировать движения манипулятора и осуществлять их реализацию в условиях ограниченной информации о внешней среде. Все это обеспечивается совершенством управляющих систем, включающих в себя элементы искусственного интеллекта, способность к обучению и адаптации в процессе работы.

Биотехнические манипуляционные роботы берут свое начало от копирующих и командных механических систем. Операции, которые могут выполнять роботы этого типа, являются менее определенными, чем технологические операции, осуществляемые автоматическими роботами. Широкое распространение они получили при работе с радиоактивными материалами. Управление манипуляторами этого типа роботов осуществляется оператором, а ЭВМ используется для облегчения его работы. Различают три разновидности управления биотехническими манипуляционными роботами: копирующее, командное и полуавтоматическое.

Копирующее управление осуществляется с помощью задающего устройства, кинематически подобного исполнительной руке робота. Такие

системы называют копирующими манипуляторами. Оператор перемещает задающее устройство, а манипулятор повторяет эти движения одновременно по всем степеням подвижности.

В случае *командного управления* оператор с командного устройства дистанционно задает движение звеньям манипулятора путем поочередного включения соответствующих приводов.

При *полуавтоматическом управлении* оператор, манипулируя управляющей рукояткой, имеющей несколько степеней свободы, задает движение схвата манипулятора. ЭВМ по сигналу от управляющей рукоятки формирует сигналы управления на приводы всех звеньев манипулятора. Существуют также биотехнические системы, в которых управление манипулятором осуществляется при помощи биоимпульсов от соответствующих мышц человеческой руки.

Интерактивные манипуляционные роботы отличаются активным участием человека в процессе управления, которое выражается в различных формах взаимодействия его с ЭВМ. Здесь также различают три разновидности управления: автоматизированное, супервизорное и диалоговое.

При *автоматизированном управлении* простые операции робот выполняет без управляющего воздействия со стороны оператора, а остальные – при участии оператора в биотехническом режиме.

Супервизорное управление отличается тем, что весь цикл операций разбивается на части, выполняемые манипуляционным роботом автоматически, но переход от одной части к другой осуществляется оператором путем подачи соответствующих команд.

При *диалоговом управлении* оператору и ЭВМ предоставляется возможность совместно принимать решения и управлять манипулятором в сложных ситуациях.

14.2 Кинематические схемы, структура и характеристики манипуляторов

В процессе выполнения операций с объектами манипулирования в большинстве случаев манипуляторы имитируют движение рук человека. Поэтому структурная схема манипулятора должна обладать кинематическими характеристиками, аналогичными характеристикам руки человека.

Подвижности, имеющиеся у руки человека (без учета подвижностей пальцев), можно обеспечить с помощью пространственной кинематической цепи, у которой к неподвижному звену 4 (аналог – лопатка) посредством различных кинематических пар присоединяются звенья (рис. 14.2): трехподвижной парой *A* – звено 1 (плечо); одноподвижной парой *B* – звено 2 (предплечье); трехподвижной парой *C* – звено 3 (кисть). Используя для оценки степени подвижности руки человека формулу Малышева без учета движения кисти (пальцев и фаланг), получим $W = 7$; с учетом всех звеньев и в самой кисти имеем $W = 27$.

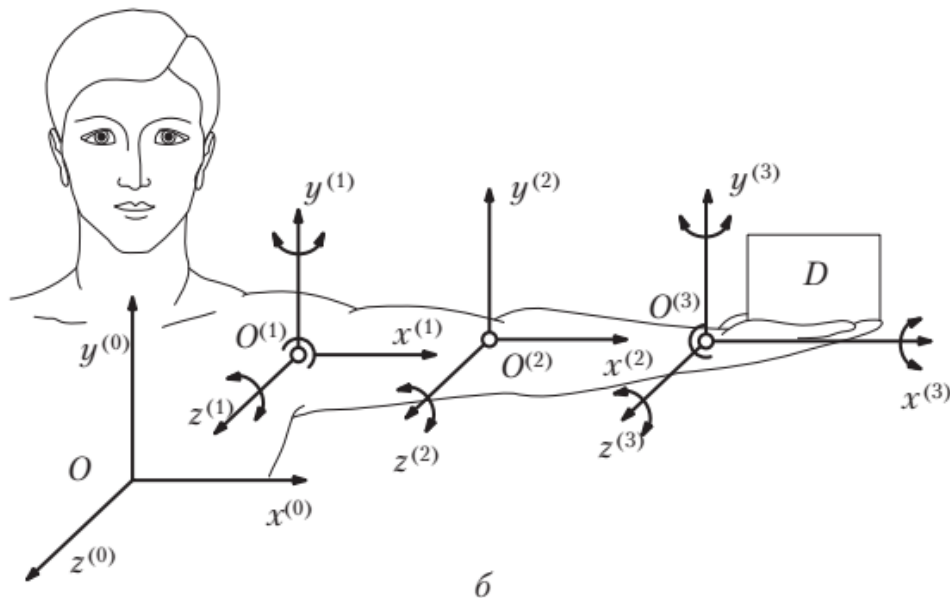
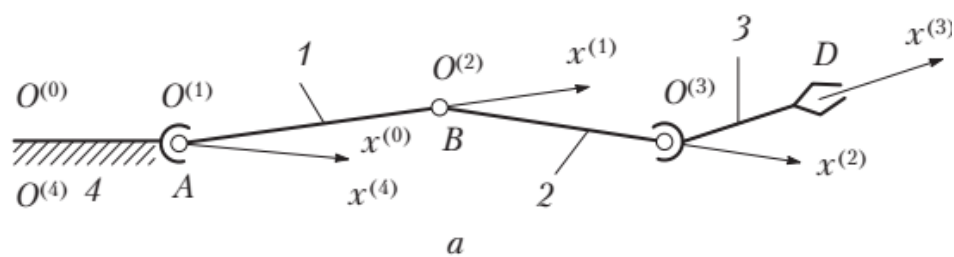


Рисунок 14.2 – Структурная схема работа манипулятора (а) и принцип ее построения

Каждая степень подвижности манипуляционного робота управляется индивидуальным приводом, в результате чего исполнительный орган получает направленное, вполне определенное движение. В современных манипуляторах используют электромеханические, гидравлические, пневматические или комбинированные приводы.

Поскольку манипулятор предназначен для замены физических функций руки человека, у робота можно выделить три основные группы движений: глобальные, региональные и локальные.

Глобальные движения осуществляются путем перемещения подвижного основания робота с помощью двигательной системы. В стационарных роботах глобальные движения отсутствуют. Их станины неподвижно крепятся к полу, кронштейну или потолку возле технологического оборудования.

Региональные движения – перемещения схвата робота в различные зоны рабочего пространства, определяемого размерами звеньев манипулятора.

Локальные движения – перемещения схвата, соизмеряемые с его размерами, в частности ориентация в малой зоне рабочего пространства. Иногда глобальные и региональные движения называют транспортирующими, а локальные – ориентирующими.

Существует большое количество схем манипуляторов, по-разному реализующих региональные движения, но наибольшее распространение в промышленности получил *манипулятор, функционирующий в декартовой*

системе координат (рис. 14.3). Оп прост в управлении и отличается высокой точностью действий, схват манипулятора поступательно перемещается вдоль трех основных осей: x , y и z (слева направо, вперед-назад и вверх-вниз).

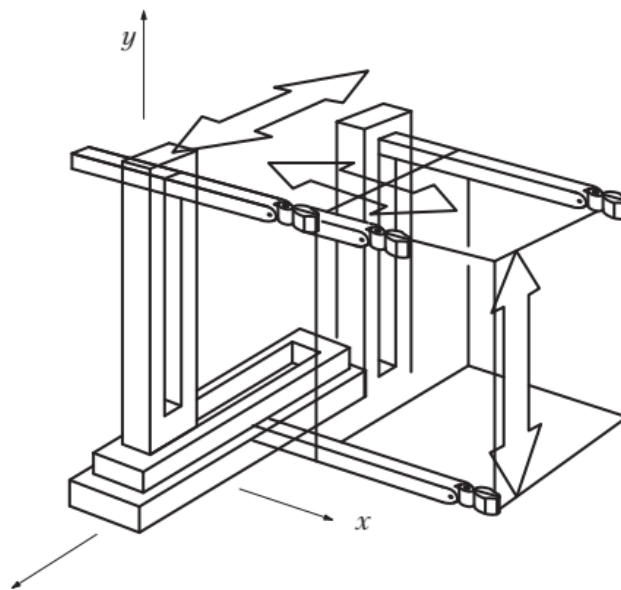


Рисунок 14.3 – Манипулятор с поступательными исполнительными движениями

Аналогично функционирует *цилиндрический манипулятор* (рис. 14.4). Его схват может выдвигаться и втягиваться, а также перемещаться вверх и вниз вдоль стойки. Кроме того, весь узел манипулятора может поворачиваться вокруг оси основания, но не на полный оборот, что позволяет ему выполнять операции в окружающей цилиндрической зоне.

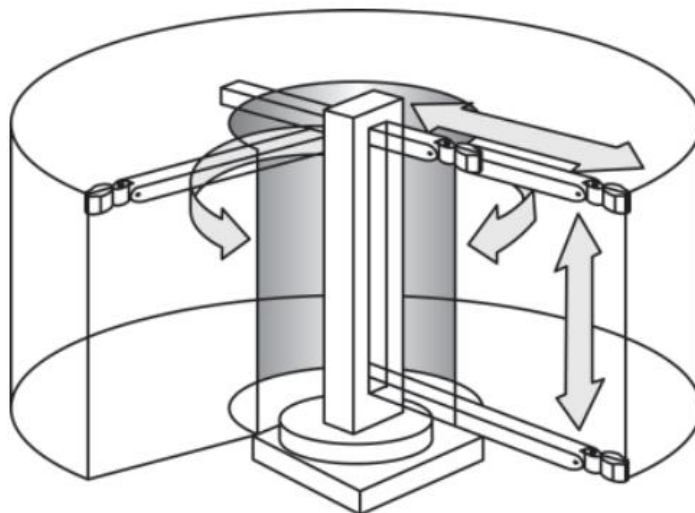


Рисунок 14.4 – Цилиндрический манипулятор

У *сферического* (или *полярного*) *манипулятора* (рис. 14.5) схват может выдвигаться и втягиваться. Вертикальные перемещения манипулятора достигаются путем поворота его в вертикальной плоскости в «плечевом» суставе. Весь узел манипулятора может также поворачиваться вокруг оси основания. Зона действия подобного манипулятора представляет усеченную

сферу. Первые модели промышленных роботов были сконструированы именно по этому принципу.

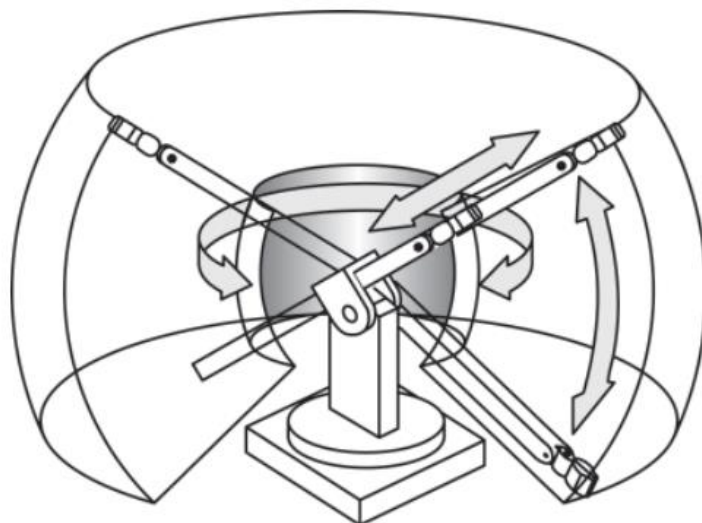


Рисунок 14.5 – Сферический манипулятор

Шарнирный манипулятор (рис. 14.6), действующий в ангулярной системе координат, не имеет поступательных кинематических пар, а имеет только вращательные кинематические пары. Манипулятор такого типа очень напоминает руку человека, поскольку имеет «плечевое» и «локтевое» сочленения, а также «запястье». Его зона обслуживания значительно больше, чем у роботов других типов. Он способен обходить препятствия гораздо более разнообразными путями и даже складываться, но вместе с тем он исключительно сложен в управлении.

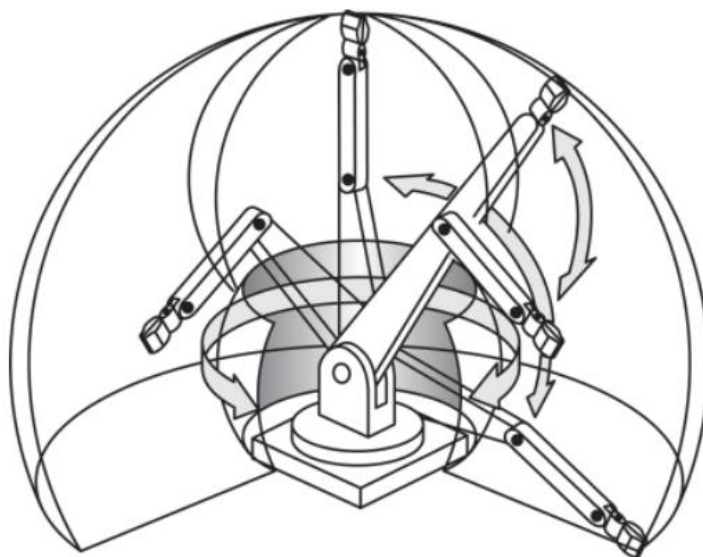


Рисунок 14.6 – Шарнирный манипулятор

Число степеней подвижности схвата манипулятора можно подсчитать как сумму подвижностей всех пар открытой кинематической цепи. Сказанное не противоречит формуле Малышева для пространственных механизмов, так как в открытых цепях число подвижных звеньев всегда равно числу кинематических

пар. Для рассмотренных механизмов манипуляторов с одноподвижными парами (рис. 14.3–14.6) можно использовать формулу

$$W = 6n - 5p_1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 = 3,$$

где n – число подвижных звеньев; p_1 – число одноподвижных пар.

Маневренность манипулятора – число его степеней подвижности при неподвижном схвате. Маневренность характеризует возможность кинематической цепи манипулятора занимать разные положения при одном и том же положении схвата.

Рабочее пространство манипулятора – часть физического пространства, в котором может находиться исполнительное устройство при функционировании манипулятора.

Исполнительное устройство – устройство, выполняющее все двигательные функции робота.

Рабочий орган – составная часть исполнительного устройства для непосредственного выполнения технологических операций или вспомогательных переходов.

Рабочая зона – пространство, в котором может находиться рабочий орган. Не в любой точке рабочей зоны схват может занимать произвольное положение из-за конструктивных ограничений на углы поворота в шарнирах, поэтому рабочая зона реально уменьшается до зоны обслуживания.

Зона обслуживания – пространство, в котором рабочий орган выполняет свои функции в соответствии с назначением.

Контрольные вопросы:

1. Что называется манипулятором или промышленным роботом?
2. Для чего предназначены промышленные роботы?
3. В чем заключаются особенности структуры кинематических цепей манипуляторов промышленных роботов?
4. От чего зависят двигательные возможности манипулятора промышленного робота?
5. Что такое подвижность манипулятора, как она определяется?
6. Дайте определение рабочего пространства манипулятора.
7. Дайте определение зоны обслуживания манипулятора.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЭКЗАМЕНУ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ»

1. Структура дисциплины ТММ, значение теории машин и механизмов в процессе подготовки будущих специалистов.
2. Основные виды механизмов, их функциональная классификация.
3. Кинематические цепи. Группы Ассура и их классификация.
4. Структурные формулы кинематических цепей.
5. Связи и степень подвижности механизма.
6. Основной принцип образования механизмов.
7. Структурный анализ плоских механизмов. Классификация механизмов.
8. Задачи и методы кинематического анализа механизмов.
9. Исследование движения механизмов методами планов скоростей и ускорений.
10. Аналитический метод анализа механизмов.
11. Построение положений звеньев механизма и траекторий отдельных точек.
12. Исследование движения механизмов методом кинематических диаграмм.
13. Графическое дифференцирование и интегрирование.
14. Задачи динамического исследования механизмов.
15. Определение сил инерции. Главный вектор и главный момент сил инерции.
16. Рычаг М.Е. Жуковского, его применение в инженерных расчетах.
17. Приведение сил и моментов сил.
18. Приведение масс и моментов инерции.
19. Уравнение и режимы движения механизма.
20. Классификация сил при силовом расчете механизмов.
21. Метод кинетостатики при силовом расчете механизмов.
22. Формула Эйлера для расчета сил трения между шкивом и гибкой лентой.
23. Уравнение энергетического баланса машины.
24. Механический коэффициент полезного действия машины, коэффициент потерь.
25. Кинетическая энергия механизма.
26. Уравнение движения машинного агрегата.
27. Задачи и этапы синтеза механизмов. Методы оптимизации.
28. Условия существования кривошипа в четырехзвенных механизмах.
29. Построение схемы четырехзвенного механизма по заданному коэффициенту изменений средней скорости ведомого звена.
30. Проектирование механизма по заданному ходу выходного звена.
31. Приводы, принципы их работы.
32. Механизм и машина. Силы, действующие в машинах.

33. Силовое исследование двухповодковых групп и ведущего звена механизмов второго класса.
34. Коэффициент полезного действия в машинах и механизмах при различных конструктивных исполнениях.
35. Исследование движения механизмов методом Виттенбауэра.
36. Исследования движения механизмов методом Жуковского.
37. Регулирование движения машин. Коэффициент регулирования скорости.
38. Средняя скорость и коэффициент неравномерности движения машины.
39. Определение момента инерции маховика методом Виттенбауэра.
40. Регуляторы скорости.
41. Виды трения в машинах и механизмах, законы трения.
42. Трение скольжения. Трение в поступательных, винтовых и вращательных парах.
43. Угол и конус трения. Трение в поступательных и вращательных кинематических парах.
44. Трение при качении. Трения в роликовых и шариковых подшипниках.
45. Расчет износа элементов в кинематических парах.
46. Общие сведения о кулачковых механизмах.
47. Основные типы и параметры кулачковых механизмов.
48. Кинематический анализ кулачковых механизмов.
49. Динамический синтез кулачковых механизмов.
50. Определение угла передачи движения для кулачкового механизма со смещенным толкателем.
51. Методика построения профиля кулачка с роликовым толкателем. Силовое замыкание пары кулачок-толкатель.
52. Общие сведения о фрикционных передачах.
53. Основные параметры фрикционных передач.
54. Классификация зубчатых передач.
55. Кинематика рядного зубчатого механизма. Передаточное отношение многоступенчатых механизмов.
56. Планетарные и дифференциальные передачи. Формула Виллиса для расчета передаточного отношения.
57. Зубчатые механизмы: основной закон зацепления.
58. Эвольвента и ее свойства.
59. Геометрические элементы зубчатых колес. Модуль зубчатого колеса.
60. Зубчатая рейка, исходный контур, его основные параметры.
61. Методы изготовления зубчатых колес.
62. Геометрические показатели качества зацепления.
63. Основная теорема зубчатого зацепления.
64. Расчет геометрических параметров цилиндрических передач.
65. Кинематические и геометрические условия существования передачи.
66. Зацепление Новикова, его основные характеристики.
67. Общие сведения о многозвенных зубчатых механизмах.

68. Зубчатые механизмы с неподвижными осями.
69. Планетарные механизмы, их синтез.
70. Волновые зубчатые передачи.
71. Основные задачи синтеза рычажных механизмов.
72. Синтез механизмов по заданным законам движения звеньев.
73. Синтез механизмов по заданным положениям звеньев.
74. Общие сведения о механизмах прерывистого движения.
75. Задача об уравнивании механизмов.
76. Определение положения центра масс плоского механизма.
77. Уравнивание и балансировки вращающихся масс. Статическая и динамическая балансировка.
78. Основные понятия и определения теории машин.
79. Структура машин, системы управления машинами по времени и по пути.
80. Манипуляторы и промышленные роботы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Качественное освоение материала учебной дисциплины «Теория машин и механизмов» является обязательным этапом формирования педагога профессионального обучения, уровень подготовки которого соответствует требованиям рынка труда. Приобретенные при изучении теории машин и механизмов знания, в первую очередь, потребуются для изучения учебной дисциплины «Детали машин», в которой рассматриваются прочностные расчеты зубчатых передач, опирающиеся на геометрию зубчатых зацеплений. Знание видов зацеплений и их геометрии также необходимо при выполнении курсового проекта по учебной дисциплине «Детали машин».

Педагогам профессионального обучения транспортного профиля, на которых рассчитана данная учебная дисциплина, не придется создавать новые транспортные средства, но для грамотной их эксплуатации требуются не меньшие, чем у проектировщиков, знания. Эксплуатационникам-автомобилистам потребуются практически весь изложенный в учебном пособии материал, поскольку в конструкции автомобиля используются все основные виды механизмов: рычажные, кулачковые и зубчатые. Именно на основе полученных знаний будущий специалист сможет достоверно прогнозировать вероятность отказов деталей и узлов автомобиля, выяснять причину поломок и грамотно их устранять.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин : учебник для студентов высших технических учебных заведений / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 2011. – 640 с.
2. Чмиль В.П. Теория механизмов и машин : учебно-методическое пособие. Серия: Учебники для вузов. Специальная литература / В.П. Чмиль. – СПб. : Альянс, 2012. – 639 с.
3. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин : учебное пособие для бакалавров. Серия: Бакалавр. Базовый курс / Г.А. Тимофеев. – М. : Юрайт, 2012. – 351 с.
4. Умнова Н.В. Теория механизмов и машин : учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки и специальностям / Н.В. Умнова. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 170 с.
5. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Смелягин. – М. : Издательский дом «Инфра-М», 2014. – 263 с.
6. Гончаров П.Э. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / П.Э. Гончаров, М.В. Драпалюк, Р.В. Юдин. – Воронеж : Изд-во Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, 2015. – 171 с.
7. Плешаков В.Н. Теория механизмов и машин: курсовое проектирование / В.Н. Плешаков, В.С. Курасов, Е.Е. Самурганов, Р.Н. Букатин. – Краснодар : Изд-во КубГАУ, 2013. – 99 с.
8. Шматкова А.В. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.В. Шматкова. – Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 2014. – 168 с.
9. Свечников А.А. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / А.А. Свечников, В.В. Янковский. – Самара : Изд-во Самарского гос. ун-та путей сообщения, 2015. – 78 с.
10. Карелина М.Ю. Теория механизмов и машин : учебное пособие / Под ред. М.Н. Бугольца. – М. : Изд-во МАДИ, 2015. – 80 с.
11. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин : учебник и практикум / Г.А. Тимофеева. – 3-е издание, переработанное и дополненное. – Сер. 60 Бакалавр. Прикладной курс. – М. : Юрайт, 2015. – 429 с.
12. Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин : учебник / А.Н. Евграфов. – СПб. : Изд-во Санкт-Петербургского гос. политех. ун-та, 2015. – 248 с.
13. Волокитин Г.Г. Теория механизмов и механика машин : учеб. пособие для студентов мех. специальностей строит. вузов / Г.Г. Волокитин, В.Ф. Филиппов, Н.И. Кузьменко. – Томск : Изд-во ТГАСУ, 2003. – 360 с.
14. Лачуга Ю.Ф. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчет / Ю.Ф. Лачуга, А.М. Баусов, А.Н. Воскресенский, А.М. Абалихин. – 2-е издание, переработанное и дополненное – М. : Бибком, 2015. – 416 с.

15. Семенов Ю.А. Теория механизмов и машин в примерах и задачах / Ю.Ф. Семенов, Н.С. Семенова. – СПб. : Изд-во Санкт-Петербургского политех. ун-та им. Петра Великого, 2015. – 284 с.
16. Белов М.И. Теория механизмов и машин : учебное пособие для студентов высших учебных заведений / М.И. Белов, С.В. Сорокин. – М. : Изд-во МСХА им. К.А. Тимирязева, 2014. – 249 с.
17. Молчанов В.И. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / В.И. Молчанов, В.П. Шарова. – Орел : Изд-во Орловского гос. аграрного ун-та, 2015. – 83 с.
18. Схиртладзе А.Г. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / А.Г. Схиртладзе, А.Н. Соболев, А.Я Некрасов, Ю.И. Бровкина. – М. : Курс, 2016. – 160 с.
19. Курасов В.С. Теория механизмов и машин : учебное пособие / В.С. Курасов, И.Е. Припоров, Е.Е. Самурганов. – Краснодар : Изд-во КубГАУ, 2016. – 186 с.
20. Бурлаченко О.В. Теория механизмов и машин : методические рекомендации / О.В. Бурлаченко. – Волгоград : Изд-во ВГАСУ, 2013. – 45 с.
21. Капустин А.В. Теория механизмов и машин. Практикум: учебное пособие / А.В. Капустин – М. : Юрайт, 2016. – 65 с.
22. Павлов О.Ю. Структурный и кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма // Научный форум: Технические и физико-математические науки: сб. ст. по материалам VIII междунар. науч.-практ. конф. – № 7(8). – М., Изд. «МЦНО», 2017. – С. 46-54.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

**КАЛАЙДО Александр Витальевич
СЕРДЮКОВА Елена Яковлевна**

Теория машин и механизмов

Учебное пособие

В авторской редакции

**Подп. в печать 22.11.2019 г. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсет. Гарнитура Times New Roman
Печать ризографическая. Усл. печ. л. 5,81.
Тираж 100 экз. Зак. № 97.**

Издатель

**ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет
имени Тараса Шевченко»
«Книга»
ул. Оборонная, 2, г. Луганск, 91011. Т/ф: (0642) 58-03-20.
e-mail: knitaizd@mail.ru**