

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Учебное пособие

Рассмотрены структурный, кинематический, кинетостатический и динамический анализы механизмов, теория зубчатого зацепления, синтез кулачковых механизмов и основы робототехники. Представлены тесты для самопроверки. В приложении приведены глоссарий основных терминов, образцы отчетов по лабораторным работам, методические указания к курсовому проекту.

Содержание пособия соответствует курсу дистанционного образования по дисциплине «Теория механизмов и механика машин» и может быть использовано студентами не только при изучении теоретического курса, но и при выполнении курсовых и расчетно-графических работ.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ	5
2. АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ.....	10
2.1. Классы и виды кинематических пар	10
2.2. Определение числа степеней свободы рычажных механизмов	12
2.3. Кинематический анализ рычажных механизмов	13
2.4. Кинетостатический расчет механизмов.....	16
3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА	21
3.1. Основные данные для динамического анализа.....	23
3.2. Связь между коэффициентом неравномерности и моментом инерции маховика.....	23
3.3. Построение графика избыточных работ	25
3.4. Построение графиков кинетической энергии звеньев и приведенного момента инерции механизма.....	28
3.5. Порядок расчета момента инерции маховика по методу Н.И. Мерцалова	29
3.6. Расчет момента инерции по методу Ф. Виттенбауэра (с помощью диаграммы энергомоментов)	30
3.7. Определение основных размеров маховика.....	33
3.8. Дисковый маховик	34
4. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВИБРОЗАЩИТЕ МАШИННОГО АГРЕГАТА.....	35
4.1. Статическое уравнивание рычажных механизмов	35
4.2. Балансировка ротора.....	37
5. ТЕОРИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	41
5.1. Профиль зуба зубчатого колеса.....	41
5.2. Основные размеры нормальных зубчатых колес	47
5.3. Построение картины внешнего зацепления	50
5.4. Практическая линия зацепления	51
5.5. Сопряженные точки и рабочие участки профилей зубьев	51
5.6. Коэффициент перекрытия.....	52
5.7. Удельное скольжение сопряженных профилей зубьев	54
5.8. Способы нарезания зубчатых колес.....	57
5.9. Нарезание зубчатых колес инструментальной рейкой	60
5.10. Явления подрезания и заклинивания. Устранение подрезания. Коэффициент относительного смещения	60
5.11. Исправление зубчатых колес	63
5.12. Определение основных размеров исправленных колес	65
6. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ (ПЛАНЕТАРНЫЕ) МЕХАНИЗМЫ	69
6.1. Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями и планетарной передачи	70

6.2. Определение передаточного отношения планетарных механизмов различных схем	70
6.3. Синтез (проектирование) планетарных механизмов.....	75
7. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ, ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ	78
7.1. Основные схемы и параметры кулачковых механизмов	79
7.2. Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка.....	81
7.3. Понятие об угле давления	82
7.4. Синтез (проектирование) кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя.....	84
7.5. Определение минимального радиуса кулачковой шайбы по известному закону движения толкателя	86
7.6. Построение профиля кулачка	87
8. ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ.....	89
8.1. Понятие о промышленном роботе	89
8.2. Классификация промышленных роботов	90
8.3. Технические показатели промышленных роботов.....	93
8.4. Описание исполнительного механизма – манипулятора.....	94
8.5. Структурный синтез манипулятора	95
8.6. О влиянии выбора видов кинематических пар на форму зоны обслуживания	96
8.7. Исследование кинематики и кинетостатики манипуляторов промышленных роботов	98
9. ТЕСТЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ	102
9.1. Структура и классификация механизмов	102
9.2. Синтез и анализ механизмов с низшими парами – плоских рычажных механизмов	106
9.3. Синтез и анализ механизмов с высшими кинематическими парами.....	108
9.4. Силовой анализ и уравнивание механизмов	115
9.5. Динамический анализ машинного агрегата	122
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	124
Приложение 1. Глоссарий основных терминов	125
Приложение 2. Образцы отчетов по лабораторным работам.....	139
Приложение 3. Методические указания к выполнению курсового проекта	147
Приложение 4. Титульный лист пояснительной записки к курсовому проекту	160
Приложение 5. Указания к выполнению расчетов для курсового проекта ТМММ на ЭВМ.....	161

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и механика машин (ТМММ) – научная дисциплина (или раздел науки), которая изучает строение (структуру), кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом (И.И. Артоболевский, К.В. Фролов).

Цель ТМММ – анализ и синтез типовых механизмов и их систем.

Задачи ТМММ – разработка общих методов исследования структуры, геометрии, кинематики и динамики типовых механизмов и их систем.

Типовыми механизмами будем называть простые механизмы, имеющие различное функциональное назначение и широко применяющиеся в машинах. Для таких механизмов разработаны типовые методы и алгоритмы синтеза и анализа.

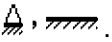
Рассмотрим в качестве примера кривошипно-ползунный механизм. Он широко применяется в различных машинах: двигателях внутреннего сгорания, поршневых компрессорах и насосах, станках, ковочных машинах и прессах. В каждом варианте функционального назначения при проектировании необходимо учитывать специфические требования к механизму. Однако математические зависимости, описывающие структуру, геометрию, кинематику и динамику механизма, при всех различных применениях будут практически одинаковыми. Главное отличие ТМММ от учебных дисциплин, изучающих методы проектирования специальных машин, заключается в том, что ТМММ основное внимание уделяет методам синтеза и анализа, общим для данного вида механизма и не зависящим от его конкретного функционального назначения. Специальные дисциплины изучают проектирование только механизмов данного конкретного назначения, уделяя основное внимание специфическим требованиям. При этом широко используются и общие методы синтеза и анализа, которые изучаются в курсе ТМММ.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Теория механизмов и механика машин занимаются исследованием и разработкой высокопроизводительных механизмов и машин.

Механизм – совокупность подвижных материальных тел, одно из которых закреплено, а все остальные совершают вполне определенные движения относительно неподвижного материального тела.

Звенья – материальные тела, из которых состоит механизм.

Стойка – звено, принятое за неподвижное. Она изображается следующим образом: .

Звено, которому изначально сообщается движение, называется *входным* (начальным, ведущим), а звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, – *выходным*.

На рис. 1.1 показан кривошипно-ползунный механизм (A, B, C, D – кинематические пары, $1, 2, 3, 4$ – звенья).

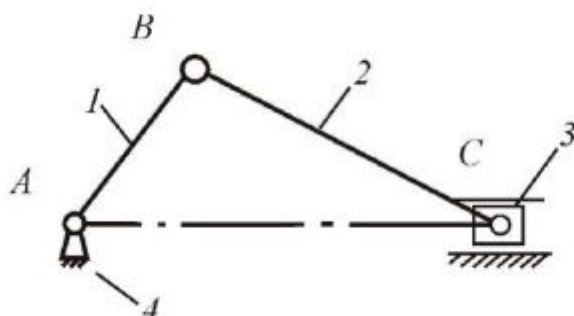




Рис. 1.1. Центральный кривошипно-ползунный механизм

Если это механизм компрессора, то звено 1 – входное, а звено 3 – выходное. Если на рис.1.1 показан механизм двигателя внутреннего сгорания (ДВС), то звено 3 – входное, а звено 1 – выходное.

Кинематическая пара (КП) – подвижное соединение звеньев, допускающее их относительное движение.

Все кинематические пары на схеме обозначают буквами латинского алфавита, например A, B, C и т.д.

Если стойка совмещена с вращательной парой () , то КП вращательная; если стойка совмещена с поступательной парой () , то КП поступательная.

Звенья нумеруются, начиная с входного звена, стойка имеет последний номер.

Звенья бывают:

- простые – из одной детали;
- сложные – из нескольких деталей, жестко скрепленных друг с другом и совершающих одно и то же движение.

Звенья, соединяясь друг с другом, образуют кинематические цепи. Эти цепи разделяют на простые и сложные, замкнутые и разомкнутые.

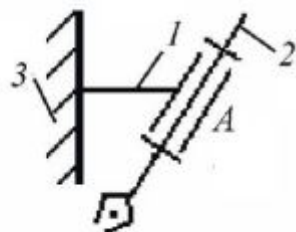


Рис. 1.2. Разомкнутая кинематическая цепь манипулятора

Пример замкнутой кинематической цепи показан на рис. 1.1, а разомкнутой – на рис. 1.2.

Машинами называются такие искусственные устройства, которые предназначены для облегчения физического и умственного труда человека, увеличения его производительности, для полной или частичной замены человека.

По выполняемым функциям машины можно разделить на следующие классы:

- 1) энергетические (машины-двигатели);
- 2) технологические;
- 3) транспортные;
- 4) контрольно-управляющие;
- 5) логические;
- 6) кибернетические;
- 7) промышленные роботы и манипуляторы.

Машины-двигатели предназначены для преобразования одного вида энергии в другой. Примерами энергетических машин являются электрические двигатели, двигатели внутреннего сгорания, турбины.

Наиболее обширен класс технологических машин, которые предназначены для выполнения технологических процессов, связанных с изменением свойств, состояния, формы или положения обрабатываемого материала либо объекта (станки, текстильные машины, машины сельского хозяйства, полиграфические, пищевые и др.). К транспортным машинам относятся локомотивы, автомобили, тракторы, лифты и т.д.

Аппаратами называются искусственные устройства, в которых происходят различные химические, тепловые, электрические и другие процессы, необходимые для изготовления или обработки изделий, продуктов, материалов.

Огромное значение для развития всех отраслей современного производства имеет внедрение методов контроля обрабатываемых объектов. Устройства, используемые для этой цели, называются *приборами*. Аппараты и приборы изучаются в специальных курсах, поэтому особенности рабочих органов этих устройств рассматривать не будем.



Рис. 1.3. Машинный агрегат

Большинство машинных устройств действительно содержат энергетические машины, передаточный механизм и другие машины. Машинное устройство (рис. 1.3), состоящее из двигателя, передаточных механизмов и рабочей машины, называется *машинным агрегатом* (МА).

Машины называются *автоматами*, если все технологические процессы осуществляются ими без содействия человека, но под его контролем.

В некоторых отраслях промышленности автоматы, выполняющие последовательные операции по превращению заготовки (сырья) в готовые изделия, составляют непрерывную автоматическую линию.

Принципиально новыми элементами современных технических систем являются промышленные *роботы*, которые состоят из манипулятора и системы управления им, причем управление может осуществляться человеком-оператором, жесткой программой, искусственным интеллектом.

Манипулятор – техническое устройство, предназначенное для воспроизведения функций рук человека и дистанционно управляемое оператором или программным устройством.

Промышленные роботы позволяют совместить в едином цикле технические операции, повысить производительность труда и завершить комплексную механизацию и автоматизацию производства.

Всякий механизм и всякая машина состоят из отдельных деталей. В стационарных машинах и механизмах одни детали неподвижны, другие детали движутся относительно них. В подвижных машинах и механизмах, например в двигателе самолета или автомобиля, за неподвижные условно принимаются детали, неизменно связанные с корпусом самолета или автомобиля. Одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма, называют *звеном*.

Каждая подвижная деталь или группа деталей, образующая одну общую жесткую подвижную систему тел, называется подвижным звеном механизма или машины. Например, шатун, двигателя (рис. 1.4) будет одним

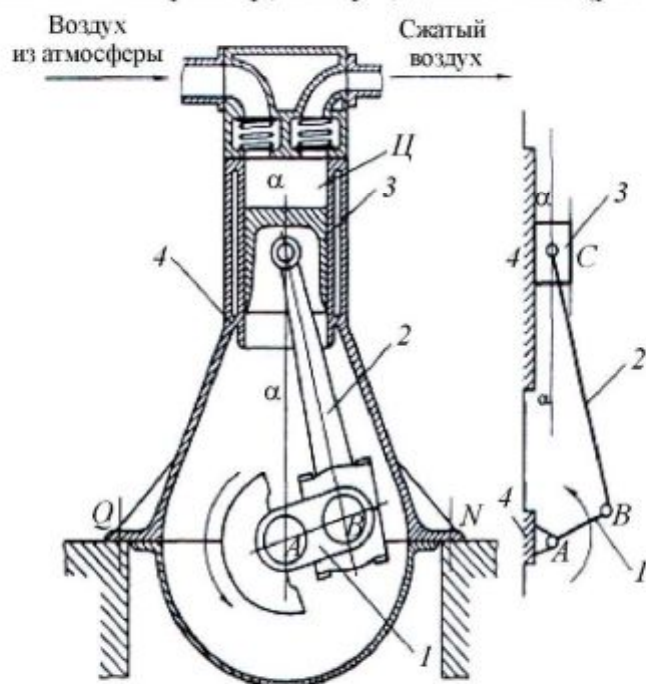


Рис. 1.4. Структурная схема двигателя внутреннего сгорания: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – картер; A, B, C – кинематические пары; Ц – камера

подвижным звеном, так как все детали, из которых состоит шатун (тело шатуна, крышка 3, шатунные подшипники 4), образуют одну жесткую систему тел, не имеющих движения относительно друг друга.

Все неподвижные детали составляют одну жесткую неподвижную систему тел, называемую неподвижным звеном или стойкой. Например, картер 4 двигателя образует стойку.

Таким образом, в любом механизме или машине имеется одно неподвижное звено и одно (например кривошип) или несколько подвижных.

Энергетические машины разделяют на двигатели и трансформаторные машины.

Двигатель – техническое устройство, преобразующее один вид энергии в другой (например, ДВС).

Трансформаторная машина – техническое устройство, потребляющее энергию извне и совершающее полезную работу (например, насосы, станки, прессы).

Двигатель и рабочая машина имеют определенные механические характеристики, которые указаны в техническом паспорте. Например, ω_1 – скорость, с которой вращается вал двигателя; ω_2 – скорость, с которой будет вращаться главный вал рабочей машины.

Предположим, что ω_1 и ω_2 нужно поставить в соответствие друг другу. Например, число оборотов двигателя $n_1 = 7000$ об/мин, а число оборотов машины $n_2 = 70$ об/мин.

Чтобы привести в соответствие механические характеристики двигателя и рабочей машины, между ними устанавливают передаточный механизм, который имеет свои механические характеристики.

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{7000}{70} = 100,$$

где u_{1-2} – передаточное число.

В качестве передаточных механизмов могут быть использованы передачи: фрикционные (с использованием трения), цепные (привод мотоцикла), зубчатые.

В рабочей машине наиболее часто используют рычажные механизмы.

Приведем схемы основных рычажных механизмов.

Центральный кривошипно-ползунный механизм показан на рис. 1.1, а *внеосный* (дезоксимальный) – на рис. 1.5, где 1 – кривошип, т.к. звено совершает полный оборот вокруг своей оси; 2 – шатун, не связан со стойкой, совершает плоское движение; 3 – ползун (поршень), совершает поступательное движение; 4 – стойка; e – эксцентриситет.

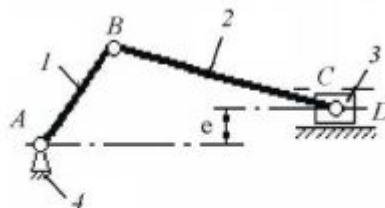


Рис. 1.5. Внеосный кривошипно-ползунный механизм

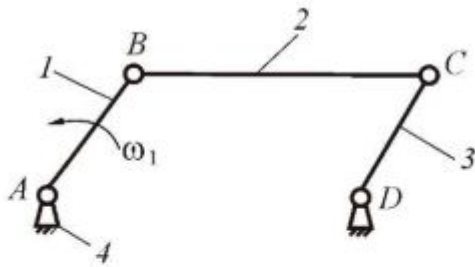


Рис. 1.6. Кривошипно-шарнирный четырехзвенник

Если звенья 1, 3 – коромысла, то механизм *двухкоромысловый*.

Кулисный механизм показан на рис. 1.7, где 1 – кривошип; 2 – камень кулисы (втулка). Вместе со звеном 1 втулка 2 совершает полный оборот вокруг стойки A, а также движется вдоль звена 3, приводя его во вращение; 3 – коромысло (кулиса).

Схема **гидроцилиндра** (в кинематическом отношении он подобен кулисному механизму) показана на рис. 1.8, где A, B, C, D – кинематические пары.

В процессе проектирования конструктор решает задачи:

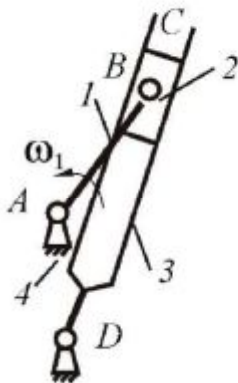


Рис. 1.8. Схема гидроцилиндра

На рис. 1.6 показан **четырёхшарнирный механизм**. Звенья 1, 3 могут быть кривошипами. Если звенья 1, 3 – кривошипы, то механизм *двухкривошипный*.

Если звено 1 – кривошип (совершает полный оборот), а звено 3 – коромысло (совершает неполный оборот), то механизм *кривошипно-коромысловый*.

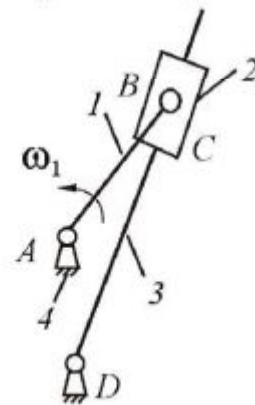


Рис. 1.7. Кулисный механизм

- *анализа* (исследует готовый механизм);
- *синтеза* (проектирует новый механизм по требуемым параметрам).

Более подробный словарь основных терминов и понятий приведен в приложении 1.

2. АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Классы и виды кинематических пар

Кинематическая пара существует, если не происходит деформация и отрыв звеньев друг от друга.

Ограничения, накладываемые на независимые движения звеньев, образующих кинематическую пару, называются *условиями связи S*.

Число степеней свободы механизма

$$W = S + H,$$

где H – подвижность.

Любое незакрепленное тело в пространстве имеет 6 степеней свободы, на плоскости – 3.

Кинематические пары классифицируют либо по числу связей, либо по числу подвижностей:

Число связей	Класс КП	Число подвижностей
$S = 1$	p_1	$H = 5$
$S = 2$	p_2	$H = 4$
$S = 3$	p_3	$H = 3$
$S = 4$	p_4	$H = 2$
$S = 5$	p_5	$H = 1$

Существует 5 классов кинематических пар. Примеры различных КП приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Вид пары и ее ход	Схема пары и ее подвижности	Подвижность пары	Условные обозначения пары на структурных и кинематических схемах
Вращательная		1	
Поступательная		1	
Винтовая		1	
Цилиндрическая		2	
Сферическая		3	

Вид пары и ее ход	Схема пары и ее подвижности	Подвижность пары	Условные обозначения пары на структурных и кинематических схемах
Плоскостная		3	
Линейная		$\frac{3}{(4)}$	
Точечная		5	

По характеру контакта образующих КП звеньев выделяют следующие пары:

- 1) низшие:
 - вращательные,
 - поступательные;
- 2) высшие.

Контакт звеньев в низшей кинематической пары осуществляется по поверхности, а в высшей – либо по линии, либо в точке.

2.2. Определение числа степеней свободы рычажных механизмов

В *плоском механизме* все звенья движутся в одной плоскости, все оси параллельны друг другу и перпендикулярны плоскости механизма.

Число степеней свободы таких механизмов определяется по *формуле Чебышева*:

$$W = 3n - 2p_H - p_B,$$

где n – число подвижных звеньев механизма; p_H и p_B – соответственно число низших и высших КП.

Например, для механизма, показанного на рис. 1.5, число степеней свободы рассчитывается следующим образом:

$$n = 3, p_H = 4, p_B = 0, W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

В *пространственном механизме* оси непараллельные, звенья могут двигаться в разных плоскостях.

Допустим, что механизм, изображенный на рис. 1.5, – пространственный и все кинематические пары относятся к 5-му классу, т.е. пары A_5, B_5, C_5, D_5 одноподвижны, тогда

$$W = 6n - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1),$$

где p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – число кинематических пар i -го класса.

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 4 = -2,$$

следовательно, цепь статически неопределимая.

Для получения $W_{\text{действ}} = 0$ добавим 3 движения. В результате появляются избыточные связи

$$q = W_{\text{действ}} - W = 1 - (-2) = 3.$$

Для того чтобы их устранить, надо изменить класс некоторых кинематических пар, при этом нельзя изменять класс КП A . Поэтому сделаем КП B сферическим шарниром, т.е. отнесем его к 3-му классу (добавим 2 подвижности), а КП C – к 4-му классу (добавим 1 подвижность). Тогда

$$W_{\text{пр}} = 6 \cdot 3 - (5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1) = 18 - 17 = 1.$$

Формула, по которой определяется число степеней свободы рычажного пространственного механизма, называется *формулой Сомова – Малышева*:

$$W_{\text{пр}} = 6n - \sum_{i=1}^n p_i + q,$$

где p_i – число кинематических пар соответствующего класса.

2.3. Кинематический анализ рычажных механизмов

Зависимость линейных координат x_C в какой-либо точке механизма (например в точке C) от обобщенной координаты называется *линейной функцией положения данной точки в проекциях на соответствующие оси координат*.

$$x_C = f(\varphi_1),$$

где φ_1 – обобщенная координата.

Зависимость угловой координаты φ_2 какого-либо звена механизма от обобщенной координаты называется *угловой функцией положения данного звена*.

$$\varphi_2 = f(\varphi_1).$$

Первая производная линейной функции положения точки по обобщенной координате называется *линейной передаточной функцией данной точки в проекциях на соответствующие оси координат* (иногда ее называют аналогом линейной скорости).

Дифференцируя линейные координаты по обобщенной координате, получаем аналоги скоростей:

$$\frac{dx_C}{d\varphi_1} = V_{qCx}, \quad \frac{dy_C}{d\varphi_1} = V_{qCy}, \quad \frac{dx_C}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} = V_{qCx},$$

$$\frac{dx_C}{dt} = V_C, \quad \frac{dt}{d\varphi_1} = \frac{1}{\omega_1}, \quad \frac{V_{Cx}}{\omega_1} = V_{qCx},$$

$$V_{Cx} = \omega_1 V_{qCx}, \quad V_{Cy} = \omega_1 V_{qCy},$$

где V_{qCx}, V_{qCy} – аналоги скорости точки C по оси x и y соответственно.

Полная скорость т. C

$$V_C = \sqrt{V_{Cx}^2 + V_{Cy}^2}.$$

Первая производная угловой функции положения звена по обобщенной координате называется *передаточным отношением*.

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = u_{2-1} \frac{dt}{dt} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{2-1},$$

где u_{2-1} – обобщенная функция.

Вторая производная линейной функции положения по обобщенной координате называется *аналогом линейного ускорения точки в проекциях на соответствующие оси*.

$$\frac{d^2 x_C}{d\varphi_1^2} = a_{qCx}, \quad \frac{d^2 y_C}{d\varphi_1^2} = a_{qCy},$$

где a_{qCx}, a_{qCy} – аналоги линейного ускорения точки в проекциях на оси x и y соответственно.

Вторая производная угловой функции положения звена по обобщенной координате называется *аналогом углового ускорения звена*.

Рассмотрим аналитический способ определения кинематических параметров рычажных механизмов.

Дано: ω_1 – угловая скорость входного звена; l_{AB} – длина звена AB ; l_{BS_2} – координата центра масс звена 2; l_{BC} – длина звена BC ; l_{AC} – длина звена AC .

Определить V_i – скорость i -го звена.

Для определения этой скорости целесообразно использовать метод проецирования векторного контура на оси координат.

Чтобы определить функции положения точки C , представим длины звеньев в виде векторов (рис. 2.1).

Запишем условие замкнутости контура:

$$\vec{l}_{AB} + \vec{l}_{BC} = \vec{l}_{AC}, \quad (2.1)$$

$$l_{AB} \cos \varphi_1 + l_{BC} \cos \varphi_2 = x_C, \quad (2.2)$$

$$l_{AB} \sin \varphi_1 + l_{BC} \sin \varphi_2 = 0. \quad (2.3)$$

Из рис. 2.1 и уравнения (2.3) следует, что

$$\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{l_{AB} \sin \varphi_1}{l_{BC}} \right). \quad (2.4)$$

Продифференцируем (2.3) и (2.2) по обобщенной координате:

$$l_{AB} \cos \varphi_1 + l_{BC} \cos \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \underbrace{V_{qC} y}_{=0}, \quad -\frac{l_{AB} \cos \varphi_1}{l_{BC} \cos \varphi_2} = u_{2-1}; \quad (2.5)$$

$$-l_{AB} \sin \varphi_1 - l_{BC} \sin \varphi_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = V_{qC} x.$$

Определяем скорости:

$$V_{Cx} = \omega_1 V_{qCx},$$

$$V_{Cy} = \omega_1 V_{qCy} = 0,$$

$$V_C = \sqrt{V_{Cx}^2 + V_{Cy}^2}.$$

Если необходимо определить функции положения центра масс, то выделим векторный контур ABS_2 (рис. 2.2).

Условие замкнутости данного векторного контура имеет следующий вид:

$$\vec{l}_{AB} + \vec{l}_{BS_2} = \vec{l}_{AS_2}, \quad (2.6)$$

$$l_{AB} \cos \varphi_1 + l_{BS_2} \cos \varphi_2 = x_{S_2}, \quad (2.7)$$

$$l_{AB} \sin \varphi_1 + l_{BS_2} \sin \varphi_2 = y_{S_2}.$$

Продифференцируем уравнения (2.6) и (2.7) по обобщенной координате и получим аналогии линейных скоростей точки S_2 в проекциях на оси x и y :

$$V_{S_2x} = \omega_1 V_{qS_2x}, \quad V_{S_2y} = \omega_1 V_{qS_2y}, \quad V_{S_2} = \sqrt{V_{S_2x}^2 + V_{S_2y}^2}. \quad (2.8)$$

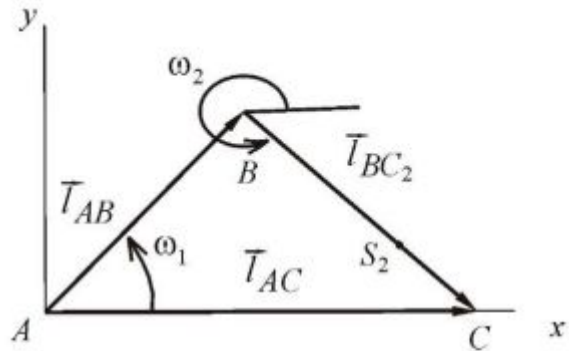


Рис. 2.1. К аналитическому способу определения кинематических параметров

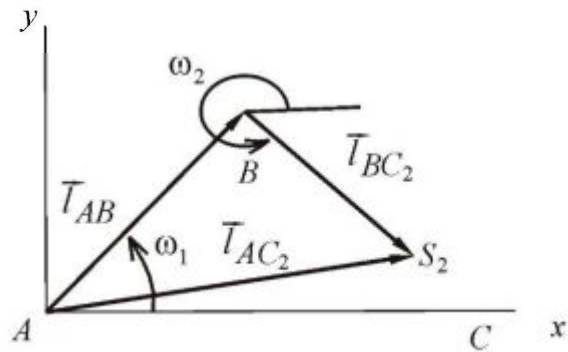


Рис. 2.2. Векторный контур рычажного механизма

2.4. Кинетостатический расчет механизмов

Силовой расчет механизмов заключается в нахождении неизвестных сил при заданном законе движения ведущего звена. Действительно, нельзя одновременно задать все силы, действующие на звенья механизма, и закон движения. Поэтому некоторые силы должны определяться из условия обеспечения требуемого движения механизмов. Такие силы будем называть в дальнейшем *уравновешивающими* (F_y). Число их равно подвижности механизма, т.е. числу ведущих звеньев. В механизме с одной степенью свободы определяется одна *уравновешивающая* сила. В ряде случаев вместо *уравновешивающей* силы определяется пара сил, момент которых будем называть *уравновешивающим*.

По уравновешивающей силе можно судить о силе движущей или силе сопротивления, при которой сохраняется заданный закон движения.

Пусть на ползун C механизма (рис. 2.3) действует сила F_c . (остальными силами в данном примере пренебрежем).



Рис. 2.3. Кривошипно-ползунный механизм

Если это механизм компрессора, а F_c – сила сопротивления нагнетанию, то по уравновешенному моменту M_y можно определить движущую силу.

Если же это механизм двигателя внутреннего сгорания, а F_d – сила давления газов на поршень, то по M_y находят момент сопротивления M_c на главном валу AB , который может быть определен при сохранении заданного закона движения.

В общем случае M_c будет различным в различных положениях механизма, и практически невозможно обеспечить закон изменения движущихся сил или сил сопротивления. Так, при заданном направлении и равномерном вращении кривошипа $\omega = \text{const}$ появляется неравномерность хода

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}},$$

где ω_{\max} , ω_{\min} , $\omega_{\text{ср}}$ – максимальная, минимальная и средняя угловые скорости.

Кроме уравновешивающих моментов при силовом расчете определяются силы взаимодействия звеньев – реакции в кинематических парах, знание которых необходимо конструктору для расчета механизма на прочность. Реакции также не остаются постоянными, поэтому строятся годографы и расчет на прочность производится по наибольшим усилиям. Что-

бы определить уравновешивающий момент и реакции в кинематических парах механизма, надо знать приложенные к его звеньям силы.

Силовой расчет удобнее всего проводить, основываясь на принципе Даламбера. Он позволяет применить к телу, движущемуся с ускорением, уравнения статики. Для этого нужно ко всем действующим на данное тело силам добавить так называемые силы инерции (кинетостатический метод).

2.4.1. Статическая определимость структурных групп

Силовой расчет плоских механизмов ведется при предположении, что кинематические пары являются низшими и содержат только вращательные и поступательные пары, так как имеющиеся высшие кинематические пары могут быть заменены для каждого мгновенного положения механизма низшими.

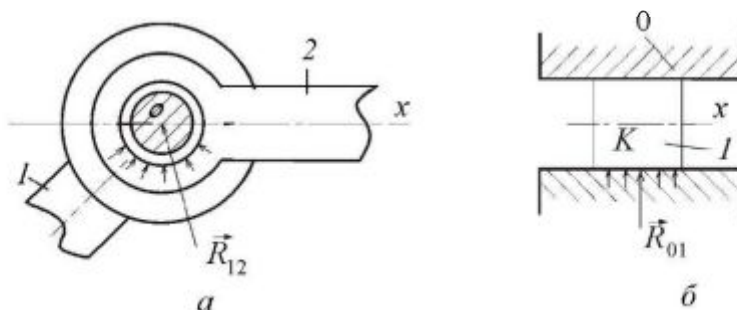


Рис 2.4. Вращательная (а) и поступательная (б) кинематические пары: 1, 2 – звенья; 0 – стойка, R_{12} , R_{01} – реакция

Без учета сил трения сила взаимодействия между двумя звеньями (рис. 2.4) всегда направлена по нормали к поверхности их касания и, очевидно, во вращательной кинематической паре должна пройти через центр нулевой пары. Но неизвестными остаются величина силы и направление действия этой силы.

В поступательной паре сила взаимодействия между двумя звеньями перпендикулярна к оси движения $x-x$ этой пары, т.е. известна линия действия этой силы, но неизвестна точка ее приложения и величина.

Таким образом, для каждой низшей кинематической пары при силовом расчете механизма получаем две неизвестные величины. Если число низших пар равно p_5 , то число неизвестных будет $2p_5$. Для каждого звена плоского механизма можно составить три уравнения статики. Если в механизме n звеньев, то можно составить $3n$ уравнений. Следовательно, чтобы кинематическая цепь была статически определимой, количество уравнений должно быть равно количеству неизвестных: $3n = 2p_5$. А этому условию удовлетворяют все кинематические цепи с нулевой степенью подвижности, называемые структурными группами Ассура.

2.4.2. Силовой расчет ведущего звена

В общем случае на ведущее звено при равномерном его вращении действуют следующие силы: силы веса \vec{G}_1 , сила инерции \vec{F}_{U1} , реакция от стойки \vec{R}_{01} и \vec{R}_{21} со стороны отсоединенных структурных групп (рис. 2.5).

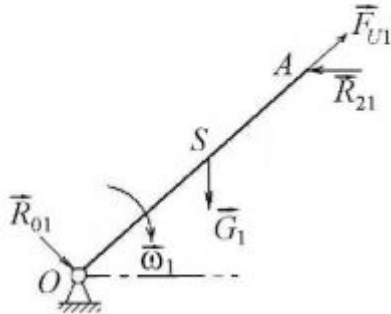


Рис. 2.5. Ведущее звено

В предыдущем разделе было установлено, что статически определимы только структурные группы. Ведущее звено, входящее в кинематическую пару пятого класса со стойкой, относится к механизму первого класса. Действительно, из формулы $3n = 2p_5$ следует, что $3n - 2p_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$, т.е. число уравнений равновесий, которые мы можем составить,

будет на единицу больше числа не известных, подлежащих определению.

Для того чтобы имело место равновесие, необходимо дополнительно ввести силу или пару сил, уравнивающую силы, приложенные к ведущему звену. Как указывалось ранее, эта сила (момент пары сил) называется уравнивающей (уравнивающим моментом).

При анализе работы любой машины можно убедиться в этом, так как к ведущему звену действительно приложены движущий момент или сила,

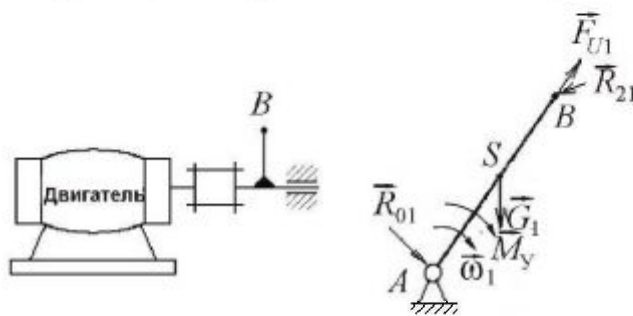


Рис. 2.6. Привод ведущего звена

которые приводят в движение рассматриваемую машину. Например, если главный вал рабочей машины соединен с валом двигателя посредством муфты, то для равновесия ведущего звена прикладывается уравнивающий момент \vec{M}_y

(рис. 2.6). Если главный вал рабочей

машины соединен с валом двигателя посредством зубчатой передачи, то для равновесия ведущего звена прикладывается уравнивающая сила \vec{F}_y . На рис. 2.6 изображен привод ведущего звена передачи.

Уравнивающая сила или момент определяются из уравнения моментов всех сил, действующих на звено AB , относительно точки A :

$$\vec{M}_y = -[\vec{M}_A(\vec{G}_1) + \vec{M}_A(\vec{R}_{21})] \mu_L. \quad (2.9)$$

где μ_L – масштабный коэффициент длины звена.

Реакция \vec{R}_{01} в кинематической паре A находится из уравнения равновесия

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = \vec{F}_{u1} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0. \quad (2.10)$$

2.4.3. Определение реакций в кинематических парах структурной группы второго класса второго вида

Порядок рассмотрения групп при кинестатическом расчете будет обратным порядку кинематического исследования. Рассматриваем структурную группу 2₂, состоящую из звеньев 2-3. Эта структурная группа со всеми действующими на нее силами, включая силы инерции, показана на рис. 2.7.

Действия отброшенных звеньев заменено действием реакций \vec{R}_{03} и \vec{R}_{12} , которые необходимо определить. Разложим реакцию \vec{R}_{12} на две составляющие: \vec{R}_{12}^n , действующую вдоль звена BC;

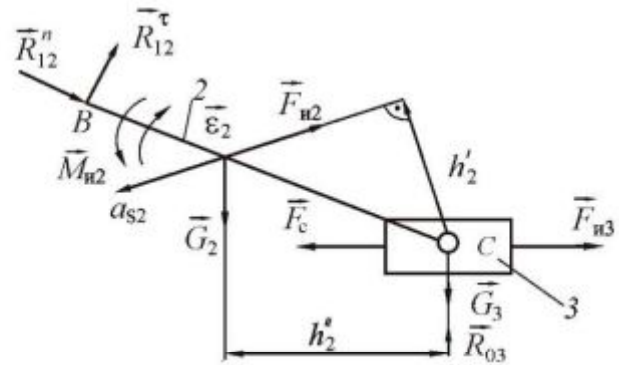


Рис. 2.7. Структурная группа 2₂

действующую вдоль звена BC; \vec{R}_{12}^{τ} , действующую перпендикулярно звену BC.

При этом $\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^{\tau}$.

Реакция \vec{R}_{03} будет проходить через центр шарнира C, так как все силы, действующие на звено 3, проходят через этот центр (без учета трения).

Таблица 2.2.

Определяемая величина	Составленное уравнение	Рассматриваемое звено
\vec{R}_{12}^{τ}	$\sum_{i=1}^n \vec{M}_C = 0$	2
\vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03}	$\sum_{i=1}^n \vec{F}_{23} = 0$	2 и 3
\vec{R}_{23}	$\sum_{i=1}^n \vec{F}_3 = 0$	3

Далее приступаем к написанию развернутых уравнений равновесия и к определению сил:

1. Величина \vec{R}_{12}^{τ} (табл. 2.2) может быть непосредственно получена из уравнения равновесия, написанного для звена 2. Звено 2 находится под действием следующих сил: веса \vec{G}_2 , результирующей силы инерции $F_{и2}$, составляющих \vec{R}_{12}^{τ} и \vec{R}_{12}^n реакции \vec{R}_{12} и реакции \vec{R}_{32} , которой заменено действие отсоединенного звена 3. Так как направление реакции силы \vec{R}_{12}^{τ}

нам неизвестно, то при составлении уравнения моментов всех сил, действующих на звено 2 относительно точки C , задаемся произвольным знаком этой силы. Если величина силы окажется отрицательной, то ее направление должно быть выбрано противоположным.

$$\sum_{i=1}^n M_C = \bar{R}^{\tau}_{12}(BC)\mu_l - G_2 h_2'' \mu_l + F_{и2} h_2' \mu_l + M_{и2} = 0. \quad (2.11)$$

Согласно векторному уравнению (2.10) строим план сил (рис. 2.8).

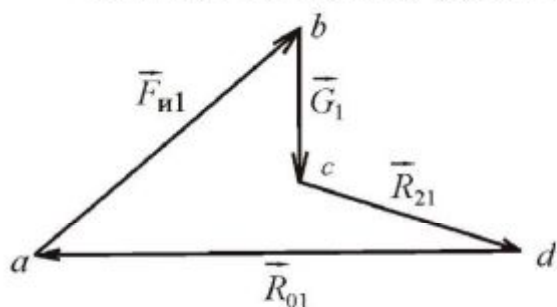


Рис. 2.8. План сил ведущего звена (ab, bc, cd, da – вектора сил)

Построение плана сил для диады 2_2 показано на рис.(2.9).

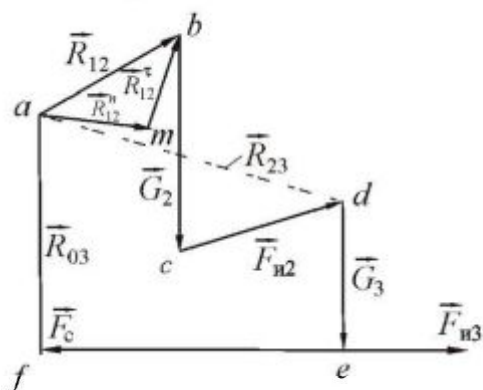


Рис. 2.9. План сил структурной группы 2_2

Реакцию во внутренней кинематической паре определяем из условия равновесия звена 3 или звена 2:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F}_3 = \bar{R}_{23} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{и3} + \bar{F}_c + \bar{R}_{03} = 0.$$

Так как при построении плана сил структурной группы 2_2 силы были сгруппированы по звеньям, то нового плана для звена 3 строить не требуется. Достаточно соединить конец R_{03} (точка a) с началом G_3 (точка d), чтобы получить реакцию $R_{23} = -\bar{R}_{32}$:

$$R_{23} = \mu_F(ad)$$

2. Составляем уравнение равновесия структурной группы 2_2 , приравняв к нулю векторную сумму всех сил, действующих на группу:

$$\sum_{i=1}^n \bar{F}_{23} = \bar{R}^n_{12} + \bar{R}^{\tau}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{и2} + \bar{F}_{и3} + \bar{G}_3 + \bar{F}_c + \bar{F}_{03} = 0.$$

Масштаб плана сил μ_f назначаем по максимальной приложенной силе.

Если наибольшая сила F_c , то

$$\mu_F = \frac{F_c}{ef} [\text{Н/мм}].$$

Используя графоаналитический метод, рассчитываем полную реакцию в шарнире B (см. рис. 2.7):

$$\bar{R}_{12} = \mu_F(ab).$$

3. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Одна из основных задач динамики машин – изучение истинного закона движения ведущего звена под действием приложенных сил (моментов). Движение ведущего (главного) вала определяет движение остальных звеньев механизма.

В общем случае скорости ведущего звена механизма при установившемся движении являются величинами переменными. Колебания скоростей этого звена внутри одного цикла вызываются в основном двумя факторами:

1) несоответствием между приведенными моментами движущих сил и сил сопротивления;

2) непостоянством приведенного к главному валу момента инерции отдельных механизмов.

Эти колебания вызывают в кинематических парах дополнительные динамические давления, понижающие общий коэффициент полезного действия машины и надежность ее работы. Кроме того, колебания скоростей могут стать причиной значительных упругих колебаний в звеньях механизма, приводящих к дополнительным потерям мощности и к снижению прочности этих звеньев, а также могут ухудшить тот рабочий технологический процесс, который выполняется механизмом.

Колебания скоростей ведущего звена характеризуются коэффициентом неравномерности хода

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} \quad (3.1)$$

Для большинства технических расчетов принимают

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad \text{или} \quad \omega_{\text{ср}} = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.2)$$

где n – число оборотов вала в минуту.

Для каждого типа машин в зависимости от их назначения устанавливают определенный коэффициент неравномерности хода δ . Например:

для насосов $\delta = 0,03 \dots 0,20$;

для металлорежущих станков $\delta = 0,02 \dots 0,05$;

для двигателей внутреннего сгорания $\delta = 0,005 \dots 0,015$.

В зависимости от причин, нарушающих равновесие между действующими в машине моментами, применяют и соответствующие средства для выравнивания (регулирования) скоростей главного вала.

Если периодические колебания скоростей главного вала обуславливаются характером технологического процесса, выполняемого данной машиной, и структурой ее механизмов, а также рабочим процессом самого двигателя, то для уменьшения неравномерности движения машину снабжают маховым колесом (маховиком).

Если изменения скоростей главного вала вызываются причинами, имеющими случайный характер (внезапный сброс нагрузки и др.), то регулирование скорости производят при помощи специальных регуляторов скорости, изменяющих количество энергии, подводимой к машине.

Ниже рассмотрены вопросы расчета маховика, необходимого для обеспечения заданного коэффициента неравномерности хода.

Кинетическая энергия машины постоянно изменяется, что вызывает, в свою очередь, изменение угловой скорости ведущего звена. Так,

$$T = \frac{J_{\text{п}}\omega^2}{2}, \quad (3.3)$$

где T – кинетическая энергия машины; $J_{\text{п}}$ – приведенный момент инерции звеньев механизма; ω – угловая скорость ведущего звена в конце рассматриваемого периода.

$$\Delta T = A_{\text{изб}},$$

здесь ΔT – приращение кинетической энергии машины; $A_{\text{изб}}$ – избыточная работа.

Колебание угловой скорости будет при этом тем меньше (следовательно, меньше будет и коэффициент неравномерности хода δ), чем больше приведенный момент инерции механизма.

Уменьшение периодических колебаний скорости ведущего звена может быть достигнуто за счет увеличения момента инерции машины. Для этого на ведущий вал устанавливается маховик с моментом инерции $J_{\text{м}}$, имеющий форму сплошного диска или шкива со спицами и являющийся аккумулятором кинетической энергии.

Физически роль маховика в машине можно представить следующим образом. Если в пределах некоторого угла поворота ведущего звена механизма работа движущих сил больше работы сил сопротивления, то ведущее звено вращается ускоренно и кинетическая энергия механизма увеличивается. При наличии в машине маховика прирост кинетической энергии распределяется между массами звеньев механизма и массой маховика, а при отсутствии маховика весь прирост кинетической энергии должен быть отнесен к массам звеньев механизма. Так как маховик увеличивает общую массу механизма, то при этом же увеличении кинетической энергии прирост угловой скорости механизма без маховика будет больше, чем при наличии маховика, т.е. маховик является аккумулятором кинетической энергии, накапливающим ее в тот промежуток времени, в течение которого работа движущих сил больше работы сил сопротивления, и расходующим ее, когда имеет место обратное отношение.

3.1. Основные данные для динамического анализа

К этим данным относятся:

1. Схема машины со всеми параметрами звеньев (размеры, вес, моменты инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести, положение центров тяжести).

2. Закон изменения действующих движущих сил (моментов) или сил сопротивления для одного периода установившегося движения.

3. Средняя угловая скорость главного (ведущего) вала машины и требуемый коэффициент неравномерности хода δ .

При расчете предполагается, что кинематический анализ машины произведен, т. е. скорости и ускорения характерных точек механизма и угловые скорости и ускорения его звеньев известны.

Для определения момента инерции маховика необходимо построить графики зависимости приращений кинетической энергии ΔT и кинетической энергии звеньев $T_{зв}$ или приведенного момента инерции механизма $J_{п}$ от угла поворота ведущего звена φ .

Полную кинетическую энергию машины можно представить в виде

$$T = T_0 + \Delta T, \quad (3.4)$$

где T_0 – постоянная кинетическая энергия, приобретенная в период разгона; ΔT – приращение кинетической энергии, которое периодически изменяется из-за неравенства работ движущих сил и сил сопротивления внутри периода установившегося движения.

Полную кинетическую энергию можно представить и как сумму кинетической энергии звеньев и энергии маховика:

$$T = T_{м} + T_{зв}. \quad (3.5)$$

Приравнивая правые части выражений (3.4) и (3.5), получим

$$T_{м} = T_0 + \Delta T - T_{зв}. \quad (3.6)$$

Значение T_0 нам известно, значения же ΔT и $T_{зв}$ можно определить.

3.2. Связь между коэффициентом неравномерности и моментом инерции маховика

Уравнение движения машины в форме кинетической энергии имеет вид

$$A_{изб} = \frac{J_{п} \omega^2}{2} - \frac{J_{п0} \omega_0^2}{2}, \quad (3.7)$$

где $J_{п}$, $J_{п0}$ – приведенный к ведущему звену момент инерции механизма в конце и в начале рассматриваемого периода соответственно; ω , ω_0

угловая скорость ведущего звена в конце и в начале рассматриваемого периода.

$$A_{\text{изб}} = A_{\text{д}} - A_{\text{с}} = \Delta A = \Delta T', \quad (3.8)$$

где $A_{\text{д}}$ – работа движущих сил; $A_{\text{с}}$ – работа сил сопротивления; ΔA – приращение работы.

Приведенный момент инерции механизма $J_{\text{п}}$ состоит из трех слагаемых: момента инерции маховика $J_{\text{м}}$, момента инерции звена приведения J_0 и связанного с ним постоянного передаточного отношения всех остальных звеньев механизма $J_{\text{зв}}$.

$$J_{\text{п}} = J_{\text{м}} + J_0 + J_{\text{зв}} = J_{\text{м}} + J_{\text{п.зв}}, \quad (3.9)$$

где $J_{\text{п.зв}} = J_0 + J_{\text{зв}}$ – приведенный момент инерции звеньев механизма.

Первые два слагаемых выражения (3.9) всегда постоянны, а последнее слагаемое в общем случае зависит от угла поворота φ ведущего звена, т.е. $J_{\text{зв}}$

$J_{\text{зв}}(\varphi)$. Момент инерции маховика $J_{\text{м}}$ неизвестен, и его необходимо определить. Если в уравнении (3.7) ω принимает максимальное значение, а ω_0 минимальное, то связь между кинетической энергией T' , приведенным моментом инерции $J_{\text{п}}$ и угловыми скоростями ω_{max} и ω_{min} будет иметь вид

$$A_{\text{изб}} = \frac{J_{\text{п max}} \omega_{\text{max}}^2}{2} - \frac{J_{\text{п min}} \omega_{\text{min}}^2}{2}. \quad (3.10)$$

Выразим ω_{max}^2 и ω_{min}^2 через среднюю угловую скорость $\omega_{\text{ср}}$ и коэффициент неравномерности хода δ . На основании равенств (3.1) и (3.2) можно записать:

$$\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}} = \delta \omega_{\text{ср}}, \quad \omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}} = 2\omega_{\text{ср}}. \quad (3.11)$$

Сложим эти равенства и решим получившееся выражение относительно ω_{max} и ω_{min} :

$$\omega_{\text{max}} = \omega_{\text{ср}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right), \quad (3.12)$$

$$\omega_{\text{min}} = \omega_{\text{ср}} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right). \quad (3.13)$$

Возведем последние два уравнения в квадрат:

$$\omega_{\text{max}}^2 = \omega_{\text{ср}}^2 \left(1 + \delta \frac{\delta^2}{4} \right), \quad \omega_{\text{min}}^2 = \omega_{\text{ср}}^2 \left(1 - \delta \frac{\delta^2}{4} \right).$$

Членом $\frac{\delta^2}{4}$ ввиду малости δ можно пренебречь, тогда

$$\omega_{\text{max}}^2 = \omega_{\text{ср}}^2 (1 + \delta), \quad \omega_{\text{min}}^2 = \omega_{\text{ср}}^2 (1 - \delta). \quad (3.14)$$

Подставляя значения (3.14) в уравнение (3.10) и учитывая выражение (3.9), получим

$$A_{\text{изб}} = \frac{(J_{\text{м}} + J_0 + J_{\text{зв max}}) \cdot \omega_{\text{ср}}^2 (1 + \delta)}{2} - \frac{(J_{\text{м}} + J_0 + J_{\text{зв min}}) \cdot \omega_{\text{ср}}^2 (1 - \delta)}{2}. \quad (3.15)$$

Решая уравнение (3.15) относительно $J_{\text{м}}$, получим

$$J_{\text{м}} = \frac{A_{\text{изб}}}{\omega_{\text{ср}}^2 \delta} - J_0 - \frac{J_{\text{зв max}}(1 + \delta) - J_{\text{зв min}}(1 - \delta)}{2\delta}. \quad (3.16)$$

Если приведенный момент инерции звеньев является постоянным: $J_{\text{п.зв}} = \text{const}$, то уравнение (3.16) запишется в виде

$$J_{\text{м}} = \frac{A_{\text{изб}}}{\omega_{\text{ср}}^2 \delta} - (J_0 + J_{\text{зв}}) = \frac{A_{\text{изб}}}{\omega_{\text{ср}}^2 \delta} - J_{\text{п.зв}}. \quad (3.17)$$

При некоторых практических расчетах, когда величина $J_{\text{п.зв}}$ мала по сравнению с первым членом уравнения (3.17), для определения момента маховика пользуются приближенной формулой:

$$J_{\text{м}} \approx \frac{A_{\text{изб}}}{\omega_{\text{ср}}^2 \delta}. \quad (3.18)$$

В общем случае для всякой машины действующие в ней силы (моменты) являются функциями трех независимых параметров: положения, скорости и времени: $M = f(\varphi, \omega, t)$.

3.3. Построение графика избыточных работ

Величину $(A_{\text{изб}})_{\text{max}}$ легко определить, если заданы законы изменения моментов движущих сил $M_{\text{д}}$ и сил сопротивления $M_{\text{с}}$. Работа $A_{\text{изб}}$ для различных участков определяется площадями, заключенными между кривыми $M_{\text{д}}$ и $M_{\text{с}}$, т.к.

$$A_{\text{изб}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{\text{д}} - M_{\text{с}}) d\varphi, \quad (3.19)$$

где φ_1 и φ_2 – углы, соответствующие максимальному ω_{max} и минимальному ω_{min} значениям угловой скорости звена приведения.

Приведенным моментом сил называется момент, условно приложенный к ведущему звену и развивающий мгновенную мощность в данном положении, равную сумме мгновенных мощностей всех сил и моментов, приложенных к звеньям механизма в том же положении машин.

Напишем уравнение для определения приведенного момента, пренебрегая силами трения:

$$M_{\Pi} \omega_{\Pi} = \sum_{i=1}^n P_i V_{si} \cos(\hat{P}_i V_{si}) + \sum_{i=1}^n M_i \omega_i, \quad (3.20)$$

где M_{Π} – приведенный момент; ω_{Π} – угловая скорость звена приведения; P_i – силы, действующие на звенья механизма; V_{si} – скорости точек приложения сил; M_i – моменты, действующие на звенья механизма; ω_i – угловые скорости звеньев, к которым прилагаются моменты.

Тогда

$$M_{\Pi} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i V_{si} \cos(\hat{P}_i V_{si})}{\omega_{\Pi}} + \frac{\sum_{i=1}^n M_i \omega_i}{\omega_{\Pi}}. \quad (3.21)$$

Вычислив по формуле (3.21) значения M_{Π} для 12 положений ведущего звена за один цикл движения машины, строим график зависимости $M_{\text{с}}^{\Pi} = f(\varphi)$ или $M_{\text{д}}^{\Pi} = f(\varphi)$ (рис. 3.1), где $M_{\text{с}}^{\Pi}$ – приведенный момент сил сопротивления, $M_{\text{д}}^{\Pi}$ – приведенный момент движущих сил.

График работ сил сопротивления $A_{\text{с}} = f(p)$ получаем путем графического интегрирования зависимости $M_{\text{с}}^{\Pi} = f(\varphi)$, график работ движущих сил $A_{\text{д}} = A(\varphi)$ – путем графического интегрирования зависимости $M_{\text{д}}^{\Pi} = f(\varphi)$. Заметим, что в этом случае при интегрировании значений $M_{\text{с}}^{\Pi}$ и $M_{\text{д}}^{\Pi}$ за один цикл установившегося движения работа движущих сил равна работе сил сопротивления:

$$A_{\text{д}} = A_{\text{с}}, \quad (3.22)$$

$$\int_0^{\varphi_{\Pi}} M_{\text{д}}^{\Pi} d\varphi = \int_0^{\varphi_{\Pi}} M_{\text{с}}^{\Pi} d\varphi, \quad (3.23)$$

где φ – угол поворота ведущего звена, соответствующий одному циклу движения.

Графическое интегрирование выполним в следующем порядке:

1) проведем (см. рис. 3.1, а) вертикальные линии y_1, y_2, y_3, \dots , соответствующие серединам интервалов 0–1, 1–2, 2–3, ... , а затем отложим на оси ординат отрезки $0a = y_1, 0b = y_2, 0c = y_3, \dots$ и т.д.;

2) на продолжении оси 0φ выберем точку p , причем отрезок $0p = H$ назовем полюсным расстоянием;

3) точку p соединим прямыми с точками a, b, c, \dots и т.д.;

4) на рис. 3,1, б из точки 0 в интервале 0–1 проводим прямую $0a'$ параллельно лучу pa , прямую $a'b$ в интервале 1–2 параллельно лучу pb и т.д.;

5) точки $a', b', c' \dots$ соединяем плавной кривой и получаем график зависимости работы сил сопротивления от угла поворота ведущего звена:

$$A_c = \int_0^{\varphi_{\Pi}} M_c^{\Pi} d\varphi. \quad (3.24)$$

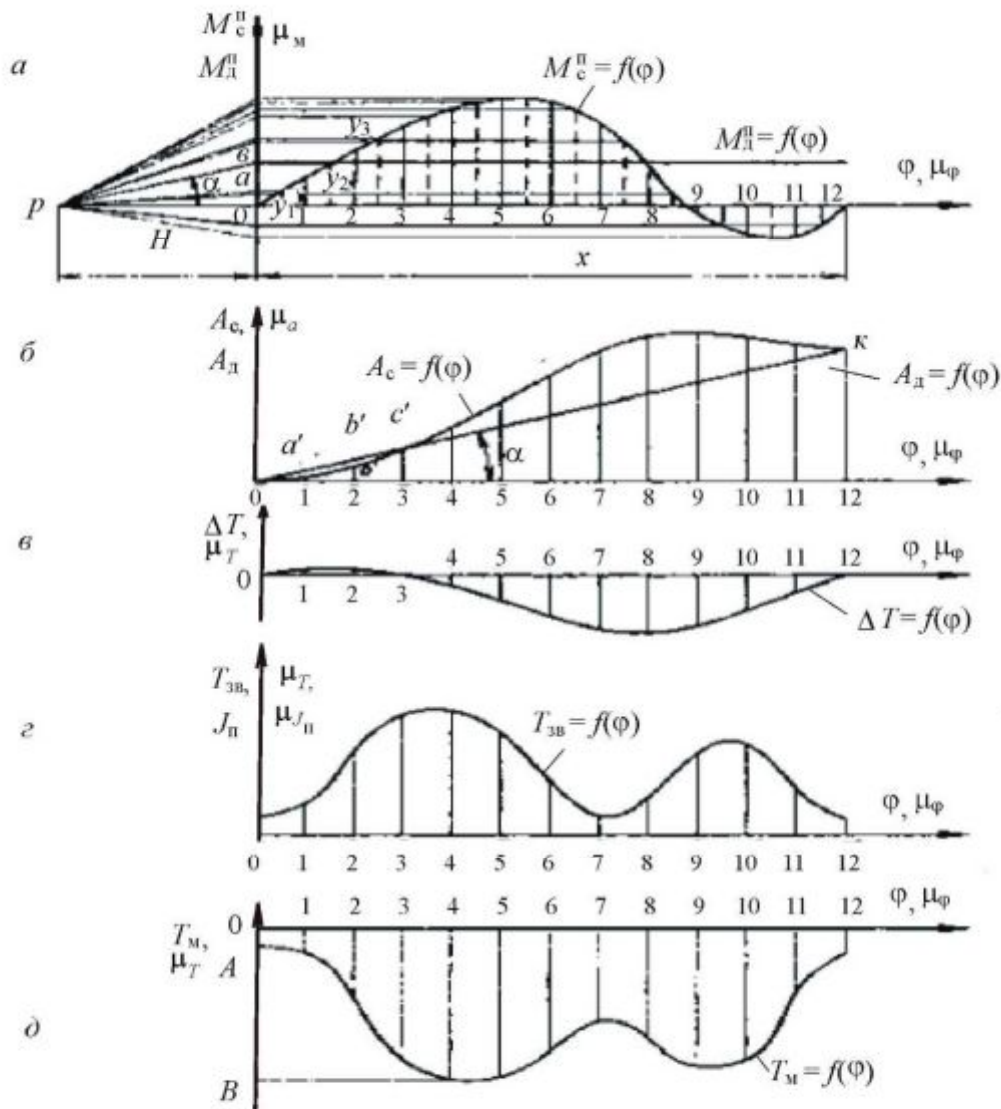


Рис. 3.1. Диаграмма к расчету маховика

Масштаб работ находим по формуле

$$\mu_T = \mu_M \mu_\varphi H,$$

где μ_M – масштаб моментов, Н·м/мм; μ_φ – масштаб угла поворота, рад/мм; H – полюсное расстояние, мм.

Так как принято, что $M_d^{\Pi} = \text{const}$, то диаграмма этих моментов будет изображаться прямой, параллельной оси абсцисс.

После интегрирования такой диаграммы получим прямую линию, наклоненную к оси абсцисс под некоторым углом α . Поскольку за один цикл установившегося движения работы движущих сил и сил сопротивления равны, то наклон прямой определяется соединением начала (точка 0) и конца (точка k) цикла прямой линией. Это построение выполнено на рис. 3.1, б.

Для построения графика избыточных работ $A_{\text{изб}}$ следует вычесть из ординат графика работ моментов движущих сил ординаты графика работ моментов сил сопротивления. Это построение дано на рис. 3.1, в.

Масштаб графика зависимости $A_{\text{изб}}(\Delta T)$ от оси φ равен масштабу графика работ, т. е. $\mu_T = \mu_A$ (Дж/мм).

Масштаб для поворота ведущего звена μ_{φ} общий для всех графиков.

3.4. Построение графиков кинетической энергии звеньев и приведенного момента инерции механизма

Приведенный к ведущему звену момент инерции звеньев

$$J_{\Pi} = \frac{2T'_{\text{зв}}}{\omega_{\Pi}^2} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i V_{si}^2}{\omega_{\Pi}^2} + \frac{\sum_{i=1}^n J_{si} \omega_i^2}{\omega_{\Pi}^2}, \quad (3.25)$$

где $T'_{\text{зв}}$ кинетическая энергия звеньев механизма; ω_{Π} – угловая скорость звена приведения, $\omega_{\Pi} = \omega_{\text{ср}}$; m_i – масса i -го звена; V_{si} абсолютная скорость центра тяжести i -го звена; J_{si} момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр тяжести; ω_i угловая скорость i -го звена.

Кинетическая энергия механизма подсчитывается как сумма кинетических энергий его отдельных звеньев, а последние, в зависимости от характера движения звеньев, вычисляются по известным из механики формулам:

1) для поступательно движущихся звеньев

$$T'_{\Pi} = \frac{m_i V_{si}^2}{2}; \quad (3.26)$$

2) для звеньев, вращающихся вокруг осей, проходящих через центр тяжести,

$$T'_{\text{в}} = \frac{J_{si} \omega_i^2}{2}; \quad (3.27)$$

3) для звеньев, вращающихся вокруг осей, не проходящих через центр тяжести, или совершающих произвольное плоское движение,

$$T_{\text{пл}} = \frac{m_i V_{si}^2}{2} + \frac{J_i \omega_i^2}{2}. \quad (3.28)$$

Взяв с планов скоростей длины соответствующих отрезков для данного положения механизма, подсчитываем значения кинетической энергии звеньев для 12 положений механизма и строим по ним график зависимости $T_{\text{зв}} = f(\varphi)$.

Приведенный к ведущему звену момент инерции звеньев может быть определен через кинетическую энергию звеньев:

$$J_{\text{п}} = \frac{2T'_{\text{зв}}}{\omega_{\text{п}}^2}. \quad (3.29)$$

Если подставить в (3.29) значение $T_{\text{зв}}$ и $\omega_{\text{п}}$, то получится расчетная формула для определения $J_{\text{п}}$ в данном положении механизма.

Из соотношения (3.29) подсчитывается значение $J_{\text{п}}$ для 12 положений и строится график $J_{\text{п}} = f(\varphi)$. Вид графика для $J_{\text{п}}$ будет такой же, как и для $T_{\text{зв}}$, только в другом масштабе. Построение графика $J_{\text{п}} = f(\varphi)$ аналогично построению графика $T_{\text{зв}} = f(\varphi)$.

3.5. Порядок расчета момента инерции маховика по методу Н.И. Мерцалова

1. По формуле (3.21) для 12 положений машины определить приведенный момент сил сопротивления $M_{\text{с}}^{\text{п}}$ и построить график зависимости $M_{\text{с}}^{\text{п}} = f(\varphi)$ при выбранных масштабах μ_T и μ_{φ} (см. рис. 3.1, а).

2. Путем графического интегрирования зависимости построить график зависимости работы сил сопротивления $A_{\text{с}}$ от положения ведущего звена, т. е. $A_{\text{с}} = f(\varphi)$, в масштабе $\mu_T = \mu_{\text{м}} \mu_{\varphi} H$ (см. рис. 3.1, б).

Поскольку $M_{\text{д}}^{\text{п}} = \text{const}$, то, соединив прямой линией начальную и конечную точки графика $A_{\text{с}} = f(\varphi)$, найти график зависимости работ движущих сил $A_{\text{д}}$ от угла поворота ведущего звена φ , т. е. $A_{\text{д}} = f(\varphi)$.

3. Построить график зависимости приращения кинетической энергии машины (избыточных работ) от угла поворота кривошипа: $\Delta T = f(\varphi)$ (см. рис. 3.1, в).

4. Составить выражение для подсчета кинетической энергии звеньев механизма и построить график изменения кинетической энергии звеньев

по углу поворота кривошипа, т.е. $T_M = f(\varphi)$, в том же масштабе, что и график $\Delta T = f(\varphi)$ (см. рис. 3.1, з).

5. Вычитая из ординат графика $\Delta T = f(\varphi)$ соответствующие ординаты графика $T_{зв} = f(\varphi)$, построить кривую изменения кинетической энергии маховика (см. рис. 3.1, д).

6. По построенной кривой определить момент инерции маховика:

$$J_M = \frac{\mu_T(AB)}{\omega_{ср}^2 \delta}. \quad (3.30)$$

Таким образом, момент инерции маховика по методу Н.И. Мерцалова определяется по графику $T_M = f(\varphi)$.

3.6. Расчет момента инерции по методу Ф. Виттенбауэра (с помощью диаграммы энергомоментов)

Этот метод в отличие от метода Н.И. Мерцалова является принципиально точным, так как в нем не допускается никаких приближений, могущих вызвать ошибки при определении момента инерции маховика.

3.6.1. Диаграмма моментов ($T = f(J_{\Pi})$)

Исследования многих вопросов движения машины удобно вести по так называемой диаграмме энергомоментов – диаграмме зависимости приращения кинетической энергии машины T от ее приведенного момента

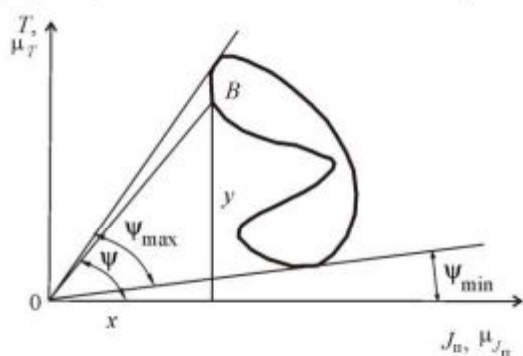


Рис. 3.2. Расчет момента инерции по методу Ф. Виттенбауэра

инерции J_{Π} . Эта зависимость для периодически неравномерно установившегося движения имеет вид замкнутой кривой, так как значения T и J_{Π} периодически повторяются (рис. 3.2).

Диаграмму $T = f(J_{\Pi})$ можно построить для каждой машины, если заданы силы, действующие на нее,

массы и моменты инерции звеньев и начальная кинетическая энергия машины T_0 .

Зависимость между кинетической энергией машины T , ее приведенным моментом инерции J_{Π} и угловой скоростью ω определяется выражением (3.3):

$$T = \frac{J_{\Pi} \omega^2}{2},$$

откуда $\omega^2 = \frac{2T}{J_{\Pi}}$. Используя данное выражение, по диаграмме $T - f(J_{\Pi})$ легко

определить скорость ведущего звена для любого положения механизма. Пусть заданному положению механизма соответствует точка B на кривой $T - f(J_{\Pi})$ с координатами x, y . Тогда для этого положения $T = \mu_T y$, $J_{\Pi} = \mu_{J_{\Pi}} x$.

Подставляя значения T и J_{Π} в выражение (3.3), получим

$$\omega^2 = 2 \frac{\mu_T}{\mu_{J_{\Pi}}} \cdot \frac{y}{x} = 2 \frac{\mu_T}{\mu_{J_{\Pi}}} \operatorname{tg} \psi, \quad (3.31)$$

т.е. квадрат угловой скорости ведущего звена прямо пропорционален тангенсу угла наклона луча, проведенного из начала координат в соответствующую точку диаграммы, к оси J_{Π} . Проведем из начала координат к кривой $T - f(J_{\Pi})$ две касательные, охватывающие кривую (см. рис 3.2). Очевидно, что нижняя касательная, составляющая с осью J_{Π} минимальный угол ψ_{\min} , соответствует ω_{\min} , а верхняя касательная, составляющая с осью J_{Π} угол ψ_{\max} , соответствует ω_{\max} :

$$\omega_{\min}^2 = 2 \frac{\mu_T}{\mu_{J_{\Pi}}} \operatorname{tg} \psi_{\min}, \quad \omega_{\max}^2 = 2 \frac{\mu_T}{\mu_{J_{\Pi}}} \operatorname{tg} \psi_{\max}. \quad (3.32)$$

Таким образом, построив диаграмму $T = f(J_{\Pi})$ и проведя через начало координат к кривой касательные, легко измерить углы ψ_{\max} и ψ_{\min} , вычислить ω_{\max} и ω_{\min} , а следовательно, и δ . При определении момента инерции маховика J_{Π} необходимо решить обратную задачу – по заданным δ и $\omega_{\text{ср}}$ определить J_{Π} .

3.6.2. Порядок расчета момента инерции маховика по методу Ф. Виттенбауэра

1. Для определения момента инерции маховика предварительно выполняются вычисления и построения, приведенные в пунктах 1–4 подраздела 3.5.

2. По данным графика $\Delta T = f(\varphi)$ и $J_{\Pi} = f(\varphi)$ путем графического исключения угла φ строится неполная диаграмма $\Delta T = f(J_{\Pi})$. Она отличается от полной диаграммы энергомоментов $T = f(J_{\Pi})$. Построение диаграммы $\Delta T = f(J_{\Pi})$ показано на рис. 3.3.

3. К кривой $\Delta T = f(J_{\Pi})$ проводятся две касательные под углами ψ_{\max} и ψ_{\min} , которые соответствуют ω_{\max} и ω_{\min} . Согласно уравнению (3.32)

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \psi_{\max} &= \frac{1}{2} \frac{\mu J_{\Pi}}{\mu_T} \omega_{\max}^2 = \frac{1}{2} \frac{\mu J_{\Pi}}{\mu_T} \omega_{\text{cp}}^2 (1 + \delta), \\ \operatorname{tg} \psi_{\min} &= \frac{1}{2} \frac{\mu J_{\Pi}}{\mu_T} \omega_{\min}^2 = \frac{1}{2} \frac{\mu J_{\Pi}}{\mu_T} \omega_{\text{cp}}^2 (1 - \delta). \end{aligned} \quad (3.33)$$

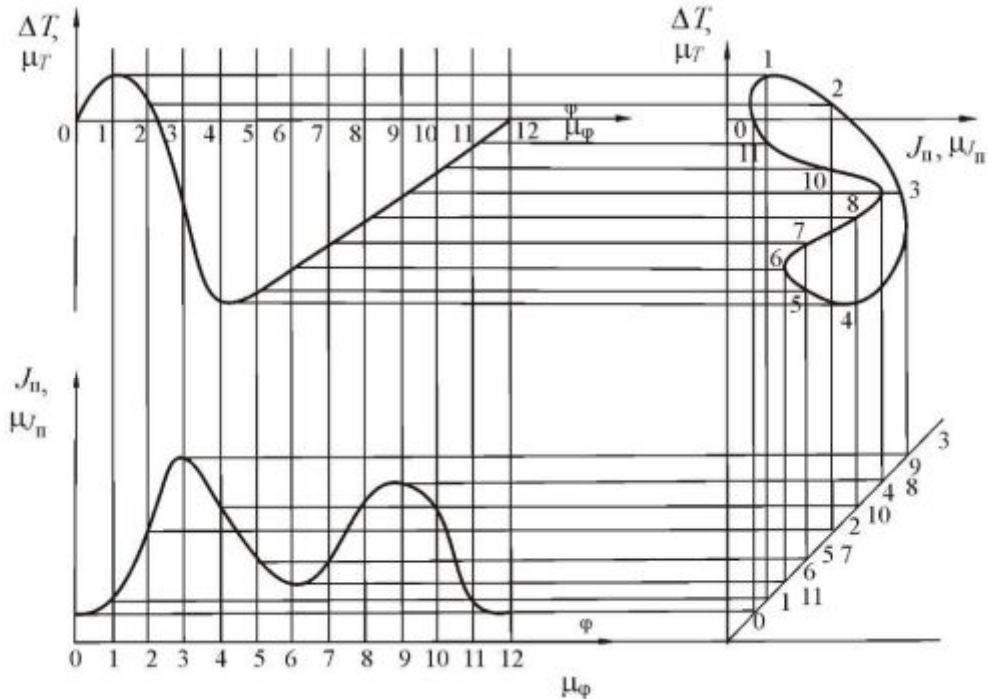


Рис. 3.3. Расчет маховика по методу Виттенбауэра

Точка пересечения этих касательных определит начало координат, в которых построенная кривая будет представлять графики зависимости полной кинетической энергии машины (рис 3.4) $T = T_0 + \Delta T$ и полного приведенного момента, включая момент инерции маховика $J = J_M + J_{\Pi}$.

Определив начало координат полной диаграммы энергомасс $T = f(J_{\Pi})$,

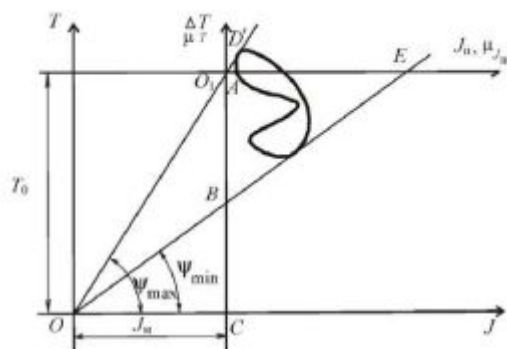


Рис. 3.4. Определение истинного закона движения ведущего звена

можно найти момент инерции маховика J_{Π} и начальную кинетическую энергию T_0 так, как показано на рис. 3.4. Отрезок OC в масштабе $\mu_{J_{\Pi}}$ представляет собой искомый момент инерции маховика:

$$J_M = \mu_{J_{\Pi}} (OC). \quad (3.34)$$

Погрешность расчета этим методом возникает при проведении касательных, так как углы ψ_{\max} и ψ_{\min} , особенно при малых δ , очень близки друг к другу, что затрудняет точное проведение касательных и определение по-

ложения начала координат точки O . Касательные в этом случае в пределах чертежа обычно не пересекаются. Тогда момент инерции маховика

$$\operatorname{tg}\psi_{\max} = \frac{AC}{OC}, \quad \operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{BC}{OC}.$$

Взяв разность тангенсов, получим

$$\operatorname{tg}\psi_{\max} - \operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{AC - BC}{OC} = \frac{AB}{OC}. \quad (3.35)$$

Но из уравнения (3.33) следует, что

$$\operatorname{tg}\psi_{\max} - \operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{\mu J_{\Pi}}{\mu_T} \omega_{\text{ср}}^2 \delta. \quad (3.36)$$

Приравнивая правые части равенств (3.35) и (3.36), получим

$$\frac{AB}{OC} = \frac{\mu J_{\Pi}}{\mu_T} \omega_{\text{ср}}^2 \delta$$

или

$$OC = \frac{\mu J_{\Pi} AB}{\mu_T \omega_{\text{ср}}^2 \delta}.$$

Учитывая (3.34), получим окончательно

$$J_{\text{м}} = \frac{\mu_T AB}{\omega_{\text{ср}}^2 \delta}.$$

Иногда (при больших значениях углов ψ_{\max} и ψ_{\min}) касательные в пределах чертежа не пересекают ось ординат T , но пересекают ось абсцисс в точках D и E . Тогда, измерив отрезки O_1D и O_1E , отрезок AB можно вычислить следующим образом. Из рис. 3.4 $O_1A = O_1D \cdot \operatorname{tg}\psi_{\max}$, $O_1B = O_1ED \cdot \operatorname{tg}\psi_{\min}$. Откуда $AB = O_1B - O_1A = O_1ED \cdot \operatorname{tg}\psi_{\min} - O_1D \cdot \operatorname{tg}\psi_{\max}$.

3.7. Определение основных размеров маховика

После определения момента инерции маховика $J_{\text{м}}$ переходят к выбору его основных размеров. Обычно маховик рассматривается как массивное кольцо среднего диаметра D , в котором сосредоточено примерно 0,9 массы маховика. При этом условии момент инерции маховика

$$J_{\text{м}} = \frac{GD^2}{4g}, \quad (3.37)$$

где G – вес маховика; D – средний диаметр обода маховика; g – ускорение силы тяжести.

Из уравнения (3.37) находим

$$GD^2 = 4gJ_{\text{м}}. \quad (3.38)$$

Произведение GD^2 называется маховым моментом и является основным параметром, характеризующий маховик.

Поскольку в выражение махового момента входят две неизвестные величины – G и D , то одной из них задаются, а другую находят. Обычно задаются из конструктивных соображений диаметром маховика, а находят его вес.

Из соотношения (3.38) видно, что чем больше диаметр маховика, тем меньше его вес. Но злоупотреблять увеличением размеров для уменьшения веса маховика не рекомендуется, так как с увеличением диаметра возрастает окружная скорость, а следовательно, создается напряжение на ободу и может произойти его разрыв. Необходимо при выборе диаметра проверить окружную скорость на ободу, вычисляя ее по следующей формуле:

$$V_{\text{окр}} = \omega_{\text{max}} \frac{D}{2} = \omega_{\text{ср}} \left(1 + \frac{\delta}{2}\right) \frac{D}{2}. \quad (3.39)$$

При этом можно руководствоваться следующими цифрами: $V_{\text{окр}} \leq 30$ м/с для чугунных маховиков; $V_{\text{окр}} \geq 50$ м/с для стальных маховиков. Выбрав диаметр маховика по формуле (3.38), определяют его теоретический вес:

$$G = \frac{4J_{\text{м}}}{D^2}. \quad (3.40)$$

Обычно действительный вес обода

$$G_{\text{д}} = 0,9G. \quad (3.41)$$

3.8. Дисковый маховик

На рис. 3.5 показана конструкция маховика. Этот маховик широко используется. При наружном диаметре $D < 300$ мм независимо от величины окружной скорости следует применять маховики дисковой конструкции.

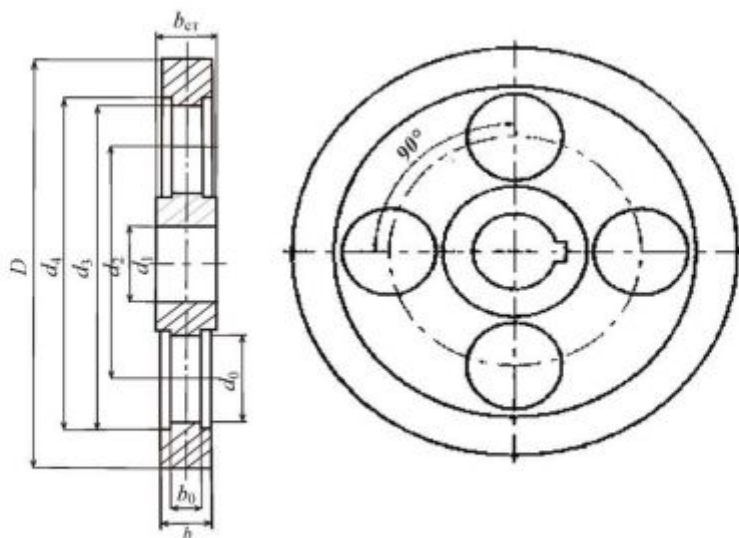


Рис. 3.5. Основные размеры маховика

При окружных скоростях $V > 100$ во избежание дополнительного шума целесообразно использовать маховики без отверстий в диске.

Основные размеры маховика с отверстиями в диске (см. рис. 3.5): $d_1 = 0,15D$; $d_2 = 0,25D$; $d_3 = 0,525D$; $d_4 = 0,8D$; $d_0 = 0,15D$; $b = 0,125D$; $b_0 = 1/3b$; $b_{ст} = 1,05b$.

В диске диаметром d_0 число отверстий $z = 4$.

4. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВИБРОЗАЩИТЕ МАШИННОГО АГРЕГАТА

Вибрации нашли полезное применение в технике. Примерами этого являются различные вибромассажеры, вибротранспортеры и т.д. Однако работа с инструментом, основанным на вибрации, приводит к профессиональным травмам и заболеваниям. Основные мероприятия, связанные с выявлением источника вибрации с целью последующего снижения его виброактивности или полного его устранения, называют *виброзащитой*.

Основными направлениями виброзащиты являются:

1. Уменьшение активности источника с помощью статического уравновешивания механизмов (полного или частичного), а также уравновешивания роторов.
2. Изменение конструкции объекта: установка гасителей колебаний, демпферов, виброизоляторов.

4.1. Статическое уравновешивание рычажных механизмов

Если главный вектор инерции $\vec{\Phi}_S = 0$, то такой механизм называется статически уравновешенным. Если главный момент сил инерции $\vec{M}_S = 0$, то механизм называется моментно-уравновешенным.

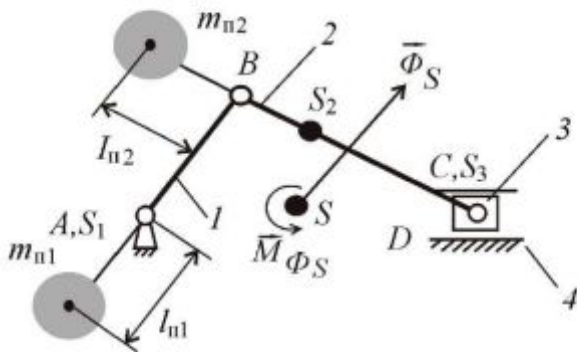


Рис. 4.1. Статическое уравновешивание

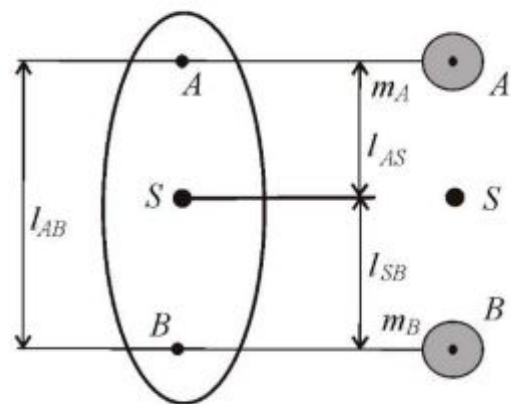


Рис. 4.1. Расчет массы противовесов

Рассмотрим случай, когда необходимо уравновесить механизм статически, т.е. $\vec{\Phi}_S = 0$ (рис. 4.1, 1–4 – звенья). Этого можно добиться только тогда, когда $\vec{a}_S = 0$, т.к. $S \rightarrow A$, $\vec{\Phi}_S = -m\vec{a}_S$, где \vec{a}_S – ускорение центра масс S звена.

Когда центр масс совмещен с A , то он становится неподвижным. Этого добиваются с помощью двух противовесов, один из которых устанавливают на продолжении шатуна, а другой – на продолжении кривошипа.

Для того чтобы рассчитать массы противовесов, применяют метод замещающих масс, суть которого заключается в том, что масса каждого звена условно распределяется по двум точкам (рис. 4.2).

При этом выполняется следующее: масса этого звена разносится по точкам A и B так, чтобы положение центра масс не изменилось.

$$m = m_A + m_B,$$

$$l_{AB} = l_{AS} + l_{BS},$$

$$m_A l_{AS} = m_B l_{BS}.$$

Масса 3-го звена сосредотачивается в т. C (рис. 4.3).

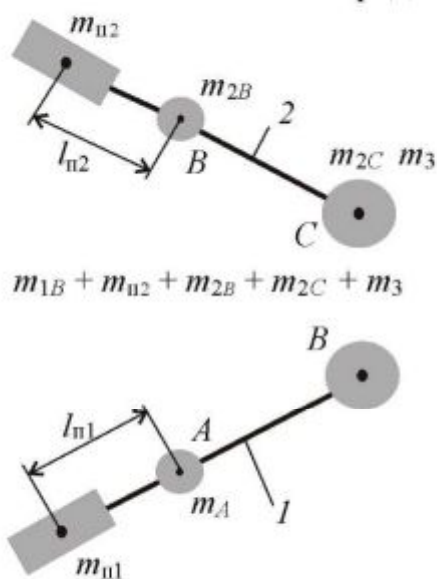


Рис. 4.3. Сосредоточение массы 3-го звена в т. C

Масса 2-го звена распределяется по шарнирам B и C . Если на продолжении звена 2 поставить противовес массой $m_{п2}$ на расстоянии от т. B , равном $l_{п2}$, то центр масс звеньев 2 и 3 переместится в т. B , при этом

$$m_{п2} l_{п2} = (m_{2C} + m_{3C}) l_{BC}.$$

В этом случае либо задаются массой противовеса и определяют $l_{п2}$, либо задаются $l_{п2}$ и определяют массу противовеса

$$m_{п1} l_{п1} = (m_{1B} + m_{п2} + m_{2B} + m_{2C} + m_{3C}) l_{AB}.$$

После всех указанных мероприятий центр масс переместится в точку A , однако не всегда конструктивно возможно установить противовес на продолжении шатуна, поэтому ограничиваются установкой противовеса на звене I . Тогда центр масс системы смещают на линию AC , и этот центр масс перемещается с постоянным ускорением $a = \text{const}$.

В этом случае механизм – частично статически уравновешенный (рис. 4.4), его нежелательно устанавливать на высоком фундаменте, т.к.

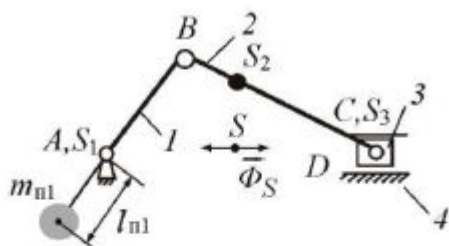


Рис. 4.4. Частично статически уравновешенный механизм

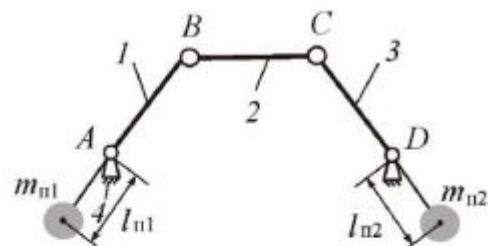


Рис. 4.5. Четырехшарнирный механизм

главный вектор сил инерции создает опрокидывающий момент, что недопустимо.

В четырехшарнирном механизме (рис. 4.5) центр масс системы разнится по точкам A и D , а противовесы устанавливаются на продолжении звеньев 1 и 3 .

4.2. Балансировка ротора

Ротор – тело любой геометрической формы, имеющее свое основное движение – движение вращения (коленвал, колесо турбины и т.д.).

Пусть в силу каких-либо причин центр масс ротора смещен от оси вращения O на постоянную величину $e_{ст}$.

Если $\omega = 0$, то на опоры действует только сила тяжести $\vec{G} = mg$ (рис. 4.6, *а*).

Если $\omega = \text{const}$ (рис. 4.6, *б*), то на звено действует сила инерции $\vec{\Phi}_S$.

Заменим воздействие опоры реакцией (рис. 4.7) и записать условие статического равновесия (по Даламберу):

$$\vec{\Phi}_S + \vec{G} + \vec{Q}_{12} = 0.$$

Из рассмотрения рис. 4.7 следует, что при вращении ротора на его опоре возникает знакопеременная нагрузка \vec{Q}_{12} ,

которая достигает максимума,

когда $\vec{\Phi}_S$ и \vec{G} направлены вниз, и минимума, когда эти вектора направлены по вертикали в разные стороны.

Состояние ротора, характеризующегося таким распределением масс, при котором на его опорах возникает знакопеременная нагрузка, называется *неуравновешенностью*.

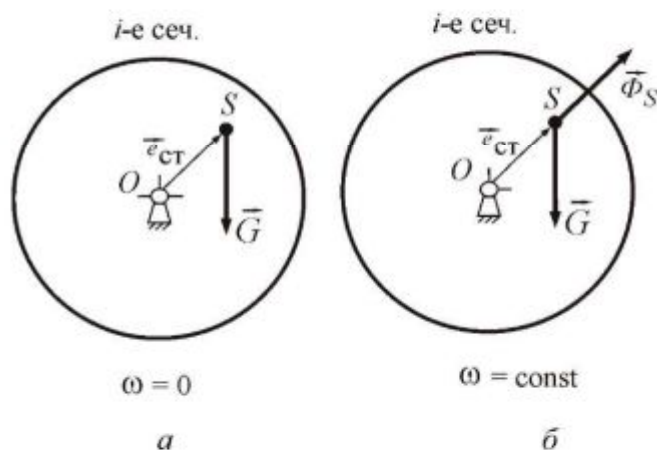


Рис. 4.6. Смещение центра масс ротора

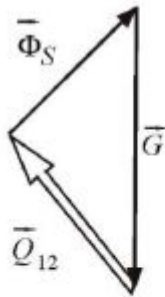


Рис. 4.7. План сил, действующих на звено

Причины, вызывающие неуравновешенность ротора:

1. Неточность изготовления.
2. Неточность сборки.
3. Различные включения при отливке частей ротора.
4. Перепады температур.

Мерой неуравновешенности ротора является *дисбаланс* (\vec{D}) – вектор, направленный по $\vec{\Phi}_S$ и отличающийся от него в ω^2 раз:

$$D = m e_{ст}.$$

Для того чтобы определить величину и направление \vec{D} , в рассмотрение вводят плоскость дисбаланса, в которой этот вектор расположен, и угол дисбаланса φ (рис. 4.8).

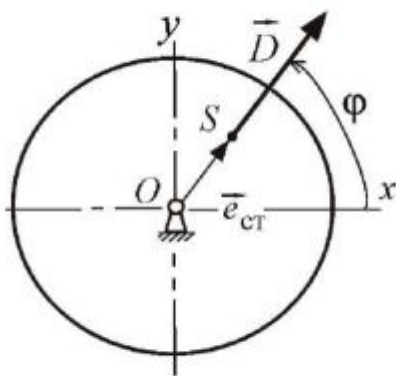


Рис. 4.8. Плоскость дисбаланса

Мероприятие, связанное с определением величины и направления \vec{D} , с целью его последующего уменьшения, называется *уравновешиванием ротора*.

Существуют 3 вида неуравновешенности:

1. Статическая.
2. Моментная.
3. Динамическая (общий случай).

Статическая неуравновешенность характеризуется тем, что главная центральная ось инерции ротора расположена параллельно оси его вращения, а центр масс ротора смещен от оси вращения на величину $\vec{e}_{ст}$ статическое.

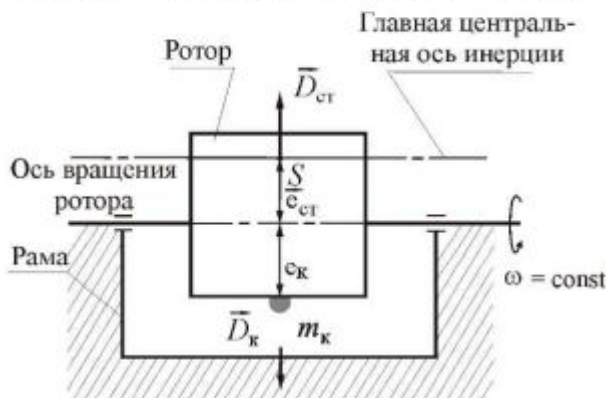


Рис. 4.9. Статическая неуравновешанность

Статическая неуравновешенность проявляется в статике: если ось вращения ротора установить на призмы, то ротор, стремясь занять положение устойчивого равновесия, будет поворачиваться (рис. 4.9).

При вращении ротора возникает статический дисбаланс

$\vec{D}_{ст}$. Чтобы устранить статическую неуравновешенность, по линии действия $D_{ст}$ устанавливают корректирующую массу m_k на расстоянии \vec{e}_k от оси вращения, и эта корректирующая масса создает дисбаланс:

$$D_k = m_k e_k.$$

Для статического уравнивания необходимо, чтобы $-\vec{D}_k = \vec{D}_{ст}$, при этом можно задаться величиной m_k и определить e_k или задаться e_k и найти m_k .

В результате уравнивания главная центральная ось инерции должна совпасть с осью вращения.

Однако бывают случаи, когда в силу конструктивных особенностей ротора нельзя установить одну корректирующую массу. Тогда устанавливают две корректирующие массы в разных плоскостях.

Бывает другой случай (рис. 4.10) статической неуравновешенности, когда ротор по своему объему имеет какие-либо включения сторонних предметов или частиц.

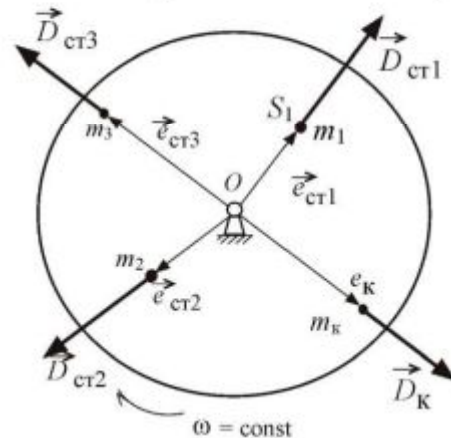


Рис. 4.10. Включения сторонних предметов или частиц в тело ротора

Каждая частица создает дисбаланс: $\vec{D}_{ст1}$, $\vec{D}_{ст2}$, $\vec{D}_{ст3}$.

Возникает вопрос, как расположить корректирующую массу?

$$\vec{D}_{ст1} + \vec{D}_{ст2} + \vec{D}_{ст3} + \vec{D}_k = 0.$$

Строят план дисбалансов (рис. 4.11).

$$\vec{D}_k = m \vec{e}_k.$$

Величину и направление \vec{D}_k определяют из плана.

Здесь также либо задаются величиной m_k и определяют e_k , либо задаются e_k и находят m_k .

Моментная неуравновешенность характеризуется тем, что центр масс ротора расположен на оси его вращения, главная центральная ось инерции повернута относительно оси вращения на некоторый угол γ (рис. 4.12).

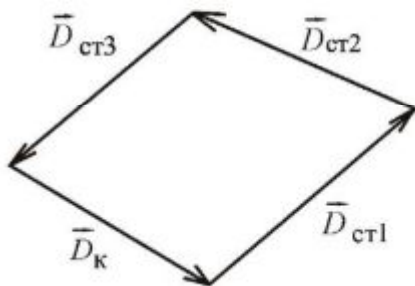


Рис. 4.11. План дисбалансов

Моментная неуравновешенность проявляется только при вращении ротора (появляются биения на опорах).

Динамический момент, возникающий при вращении ротора,

$$M_d = D_d l_d.$$

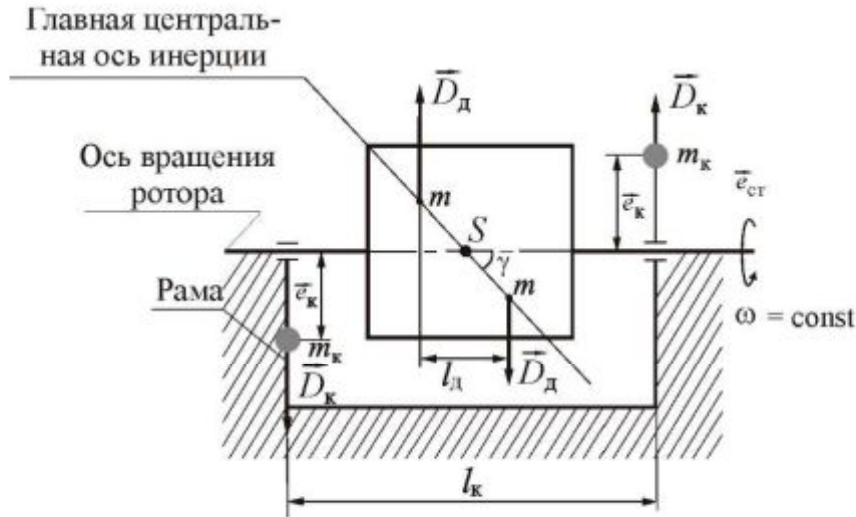


Рис. 4.12. Моментная неуравновешенность

Для устранения моментной неуравновешенности выбирают в произвольном месте две корректирующие плоскости. Выберем их так, чтобы одна проходила через опору A , другая – через опору B (рис. 4.13).

$\bar{D}_k = m \bar{e}_k$ в обеих плоскостях.

$$\bar{M}_k = l_k \bar{D}_k.$$

Для моментного уравнивания необходимо, чтобы $\bar{M}_k = -\bar{M}_d$.

Таким образом, для устранения моментной неуравновешенности необходимо иметь две корректирующие массы, которые следует разместить в двух корректирующих плоскостях.

Динамическая неуравновешенность является общим случаем неуравновешенности ротора: имеют место как статическая, так и моментная неуравновешенности. При этом центр масс ротора не лежит на оси вращения и главная центральная ось инерции повернута на угол γ относительно оси вращения (см. рис. 4.13).

$$\bar{D}_{ст} = m \bar{e}_{ст}.$$

Выберем в произвольном месте две корректирующие плоскости (опоры A и B). Вектор дисбаланса разнесем по этим плоскостям так, чтобы

$$\bar{D}_{ст} = \bar{D}_{стI} + \bar{D}_{стII}.$$

Динамический момент представим в виде пары сил:

$$\vec{D}_{дI} = \vec{D}_{дII}, \quad M_d = D_d l_d, \quad l_d = l_{AB}.$$

Уравновешивание осуществляем в каждой плоскости отдельно.

В 1-й плоскости находим результирующий вектор дисбаланса. Для урав-

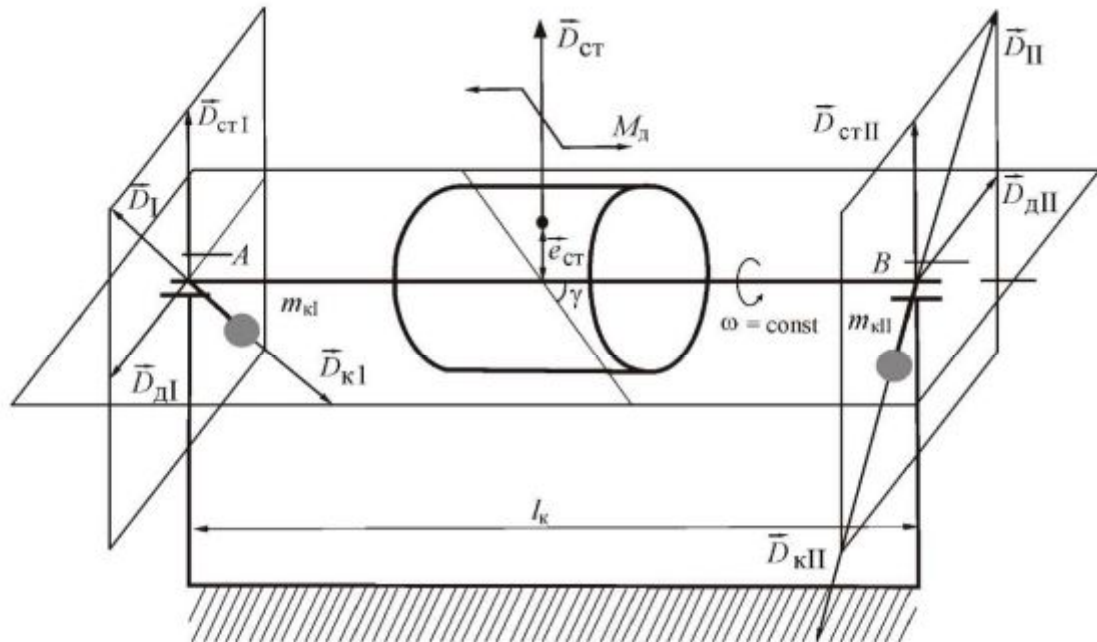


Рис. 4.13. Динамическая неуравновешенность

новешивания D_I необходимо на линии его действия установить корректирующую массу $m_{кI}$ на расстоянии $e_{кI}$ так, чтобы она создавала дисбаланс корректирующей массы в 1-й плоскости.

$$\vec{D}_I = -\vec{D}_{кI}, \quad \vec{D}_{кI} = m_{кI} \vec{e}_{кI}.$$

Во 2-й плоскости

$$\vec{D}_{II} = -\vec{D}_{кII}, \quad \vec{D}_{кII} = m_{кII} \vec{e}_{кII}.$$

Динамическая неуравновешенность устраняется путем установки двух корректирующих масс в двух корректирующих плоскостях. При этом дисбалансы корректирующих масс в 1-й и во 2-й плоскостях неравны и не параллельны.

5. ТЕОРИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1. Профиль зуба зубчатого колеса

Для большинства зубчатых передач передаточное отношение, т.е. отношение угловых скоростей колес, должно быть постоянным. Например, для передачи, показанной на рис. 5.1, это означает, что при равномерном

вращении ведущего колеса 1 ведомое колесо 2 также вращается равномерно. Движение в зубчатой передаче передается посредством зубьев. Скорость вращения ведомого колеса зависит от того, какая кривая выбрана в качестве

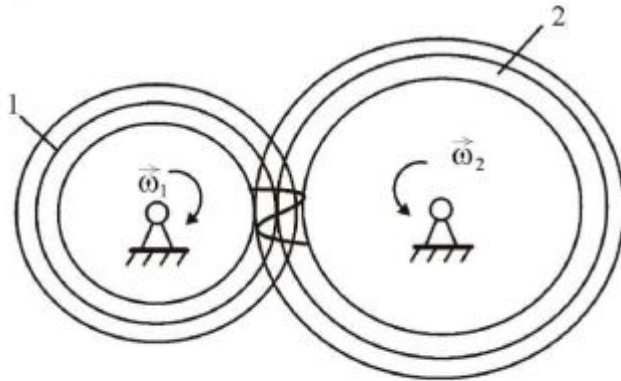


Рис. 5.1. Зубчатая передача

профиля зубьев обоих колес. Профиль зуба – это линия пересечения боковой поверхности зуба с плоскостью, перпендикулярной к оси вращения колеса. В качестве профиля зуба могут быть использованы различные кривые, например эвольвента, циклоидальные кривые, дуга окружности.

Важнейшими предпосылками выбора кривой профиля зуба являются:

1. Требование постоянного передаточного отношения передачи, т.е.

$$i_{1-2} = \text{const}.$$

2. Технологичность изготовления зубчатых колес. Характерная особенность кривых профиля зуба, которые удовлетворяют требованию постоянства передаточного отношения, вытекает из нижеследующей теоремы.

5.1.1. Основная теорема зубчатого зацепления

На рис. 5.2 показаны части двух зубчатых колес (1, 2), вращающихся с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 . O_1O_2 – линия межосевого расстояния;

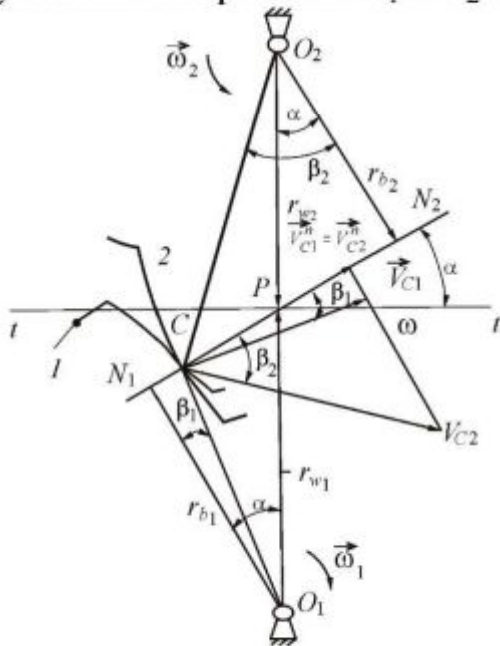


Рис. 5.2. План зацепления

N_1N_2 – общая нормаль к соприкасающимся профилям зубьев в точке C ; P – точка пересечения нормали N_1N_2 с линией O_1O_2 .

Отрезки прямых O_1N_1 , O_2N_2 перпендикулярны к линии N_1N_2 и обозначены r_{b1} , r_{b2} . Отрезки прямой O_1P , O_2P обозначены r_{w1} , r_{w2} , α – угол наклона нормали N_1N_2 к прямой tt , которая перпендикулярна к линии O_1O_2 ; V_{C1} – скорость точки C профиля зуба первого колеса; V_{C2} – скорость точки C профиля зуба второго колеса.

Спроектируем V_{C1} и V_{C2} на направление нормали N_1N_2 , получим нормальные составляющие этих скоростей V_{C1}^n и V_{C2}^n , которые должны быть равны между собой по величине и иметь одинаковое направление, так как в противном случае зубья будут либо врезаться один в другой, либо отходить один от другого, что не имеет места при твердом материале зубьев и постоянном их контакте за время зацепления.

Следовательно,

$$\vec{V}_{C1}^n = \vec{V}_{C2}^n. \quad (5.1)$$

Используя рис. 5.2, уравнение (5.1) можно преобразовать следующим образом:

$$\begin{aligned} V_{C1}^n \cos \beta_1 &= V_{C2}^n \cos \beta_2; \\ \omega_1 \cdot CO_1 \cdot \cos \beta_1 &= \omega_2 \cdot CO_2 \cdot \cos \beta_2; \\ \omega_1 r_{b1} &= \omega_2 r_{b2}, \end{aligned}$$

где r_{b1} и r_{b2} – радиусы основной окружности колес;

$$\omega_1 r_{w1} \cdot \cos \alpha = \omega_2 r_{w2} \cdot \cos \alpha,$$

где r_{w1} и r_{w2} – радиусы начальной окружности колес.

Окончательно получим

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (5.2)$$

На основании равенства (5.2) можно сделать вывод: общая нормаль к сопряженным профилям зубьев делит линию межосевого расстояния на части, отношение которых обратно пропорционально отношению угловых скоростей колес.

В этом и заключается основная теорема зубчатого зацепления. Для зубчатой передачи с $i_{1-2} = \text{const}$ равенство (5.2) примет вид

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \text{const}. \quad (5.3)$$

Уравнение (5.3) позволяет сделать следующее заключение. Для того чтобы передаточное отношение было постоянным, профили зубьев должны быть очерчены по кривым, удовлетворяющим следующему правилу: общая нормаль в процессе соприкосновения их должна проходить через одну и ту же точку, лежащую на линии межосевого расстояния, и делить ее в постоянном отношении, т.е.

$$\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \text{const}.$$

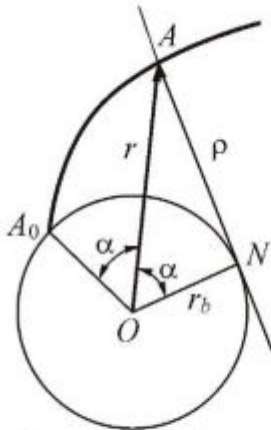


Рис. 5.3. Профиль эвольвентного зуба

5.1.2. Эвольвентный профиль зуба

Эвольвентой окружности (рис. 5.3) называется траектория точки прямой, катящейся без скольжения по окружности. Эта окружность называется основной, а ее радиус обозначается r_b .

Из принципа образования эвольвенты следуют ее свойства:

- а) эвольвента начинается на основной окружности;
- б) нормаль к эвольвенте в любой ее точке A является касательной к основной окружности;
- в) отрезок AN касательной равен радиусу кривизны ρ эвольвенты в точке A ;
- г) длина дуги A_0N равна радиусу кривизны, т.е. отрезку AN .

Любая точка A на эвольвенте характеризуется ее полярными координатами: радиусом $r = OA$ и углом θ .

Уравнения эвольвенты представляют собой зависимости параметров r и θ от радиуса основной окружности r_b и угла α , называемого углом давления.

Из свойства эвольвенты $AN = \overset{\frown}{A_0N}$, где $AN = r_b \operatorname{tg} \alpha$, $\overset{\frown}{A_0N} = r_b(\alpha + \theta)$, поэтому

$$r_b \operatorname{tg} \alpha = r_b (\alpha + \theta),$$

откуда

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha. \quad (5.4)$$

Величину $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ называют эвольвентным углом профиля зуба или инволютой α и обозначают $\operatorname{inv} \alpha$.

Из треугольника OAN (см. рис. 5.3)

$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha}. \quad (5.5)$$

Уравнения (5.4) и (5.5) являются уравнениями эвольвенты, их определяют через параметры α и r_b , полярные координаты r и θ любой ее точки.

5.1.3. Эвольвентное зубчатое зацепление

Рассмотрим зацепление двух колес (рис. 5.4), у которых профиль зуба первого колеса очерчен по эвольвенте \mathcal{E}_1 основной окружности радиуса r_{b1} , а профиль зуба второго колеса – по эвольвенте \mathcal{E}_2 основной ок-

ружности радиуса r_{b2} . Пусть эвольвенты зубьев соприкасаются в некоторой точке K .

По свойству эвольвенты нормаль к эвольвенте \mathcal{E}_1 в точке K является касательной к основной окружности первого колеса, а нормаль к эвольвенте \mathcal{E}_2 в этой же точке – касательной к основной окружности второго колеса. В то же время эвольвентные профили должны иметь в точке касания K одну общую нормаль.

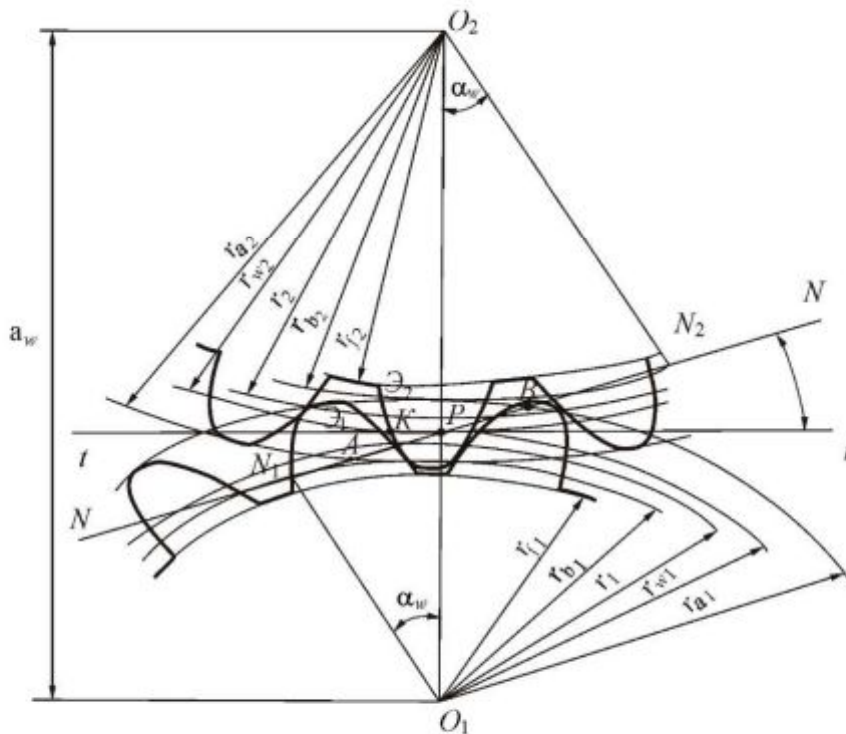


Рис. 5.4. Зацепление двух колес

Следовательно, нормаль NN к эвольвентным профилям зубьев в точке контакта K является касательной к основным окружностям колес, занимает постоянное положение в пространстве, пересекает межосевое расстояние O_1O_2 в постоянной точке P – полюсе зацепления, деля это расстояние в постоянном отношении.

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \text{const.}$$

Отсюда следуют выводы:

1. При зацеплении колес с эвольвентными профилями зубьев точки контакта профилей располагаются по прямой NN , которая является касательной к основным окружностям и называется линией зацепления.

2. Согласно основной теореме зацепления эвольвентные профили зубьев колес обеспечивают передачу движения с постоянным передаточным отношением, т.е.

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \text{const.}$$

Окружности с радиусами $r_{w1} = O_1P$ и $r_{w2} = O_2P$ называются начальными, эти окружности касаются друг друга и перекатываются друг по другу без скольжения при вращении колес. Отношение радиусов этих окружностей определяет передаточное отношение

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (5.6)$$

Межцентровое расстояние $a_w = r_{w1} + r_{w2}$.

Основные окружности с радиусами r_{b1} , r_{b2} предназначены для образования эвольвентного профиля зуба. Радиусы этих окружностей связаны с радиусами начальных окружностей (см. рис. 5.4)

$$\begin{aligned} r_{b1} &= r_{w1} \cos \alpha_w, \\ r_{b2} &= r_{w2} \cos \alpha_w, \end{aligned} \quad (5.7)$$

где α_w – угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии. Этот угол называется углом зацепления.

На основании уравнений (5.6) и (5.7) передаточное отношение может быть выражено через отношение радиусов основных окружностей:

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}. \quad (5.8)$$

Уравнение (5.8) выражает одно из достоинств эвольвентного зацепления, которое заключается в том, что изменение межцентрового расстояния (например, при монтаже передачи) не влияет на величину передаточного отношения из-за постоянства радиусов основных окружностей. При увеличении или уменьшении межосевого расстояния A изменяются лишь радиусы начальных окружностей r_{w1} , r_{w2} и угол зацепления α_w .

5.1.4. Другие виды зацеплений сопряженных профилей, удовлетворяющие основной теореме зубчатого зацепления

Реечное зацепление (рис. 5.5, а) широко распространено в технике. Оно образовано зубчатым колесом 1 с эвольвентными профилями зубьев и рейкой 2, имеющей зубья прямолинейного профиля. Рейку можно рассматривать как зубчатое колесо бесконечно большого радиуса, при этом эвольвента зуба рейки представляет собой отрезок прямой. Данное зацепление используется для преобразования вращательного движения колеса в поступательное движение рейки и, наоборот, поступательного движения во вращательное.

Циклоидальное зацепление – зубчатое зацепление, в котором профили зубьев выполнены по циклоидальным кривым. Оно характеризуется большей по сравнению с эвольвентным зацеплением нагрузочной способностью

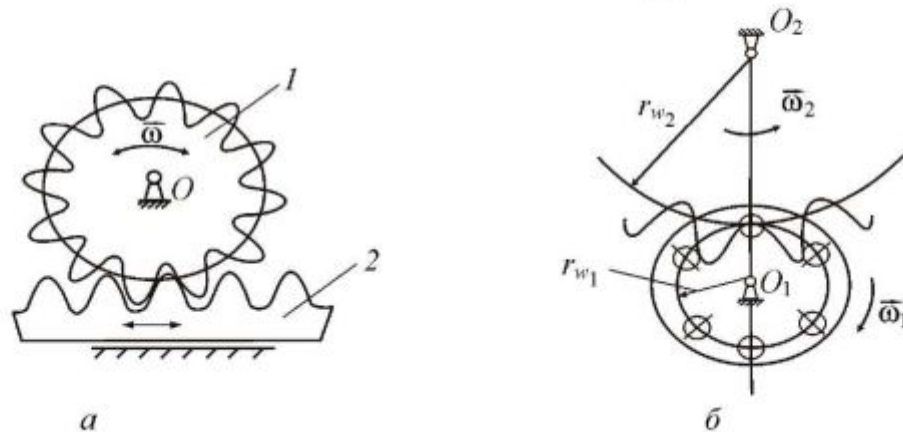


Рис. 5.5. Речное (а) и цевочное (б) зацепление

и износостойкостью зубьев, однако чувствительно к изменению межцентрового расстояния (погрешности монтажа), сложно в изготовлении и поэтому применяется редко.

Цевочное зацепление (см. рис. 5.5, б) является разновидностью циклоидального. Зубья одного колеса очерчены по окружности и представляют собой круговые элементы (ролики, цилиндрические стержни и др.), называемые цевками, зубья другого колеса очерчены по циклоидальным кривым. Данное зацепление применяется в больших тихоходных силовых передачах (башенные краны, некоторые экскаваторы и др.).

В *зацеплении Новикова* зубья колес очерчены по дугам окружностей, при этом выпуклая поверхность зуба одного колеса взаимодействует с вогнутой поверхностью зуба другого колеса. Применяется это зацепление в тяжело нагруженных передачах.

5.2. Основные размеры нормальных зубчатых колес

Зубчатые колеса производятся в массовом порядке. Для облегчения производства и сокращения типоразмеров зуборезных инструментов на основные параметры колес установлены определенные нормы (стандарты). Зубчатые колеса, изготовленные в соответствии с этими нормами, принято называть нормальными, стандартными или зубчатыми колесами без смещения.

Рассмотрим сечение нормального зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной к оси вращения. На рис. 5.6 приведены следующие обозначения основных размеров колеса с внешними зубьями:

r_a – радиус окружности вершин (окружностью вершин называется окружность, ограничивающая зубья в их выступающей части);

r_f – радиус окружности впадин (окружность, ограничивающая глубину впадины между зубьями, называется окружностью впадин зубчатого колеса);

h – высота зуба, т.е. расстояние между окружностью впадин и окружностью вершин, измеряется вдоль радиуса;

r – радиус делительной окружности (окружность, для которой модуль есть стандартная величина, называется делительной);

h_a – высота головки зуба, т.е. расстояние между делительной окружностью и окружностью вершин;

h_f – высота ножки зуба, т.е. расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин зубчатого колеса, измеряемое по радиусу;

r_b – радиус основной окружности.

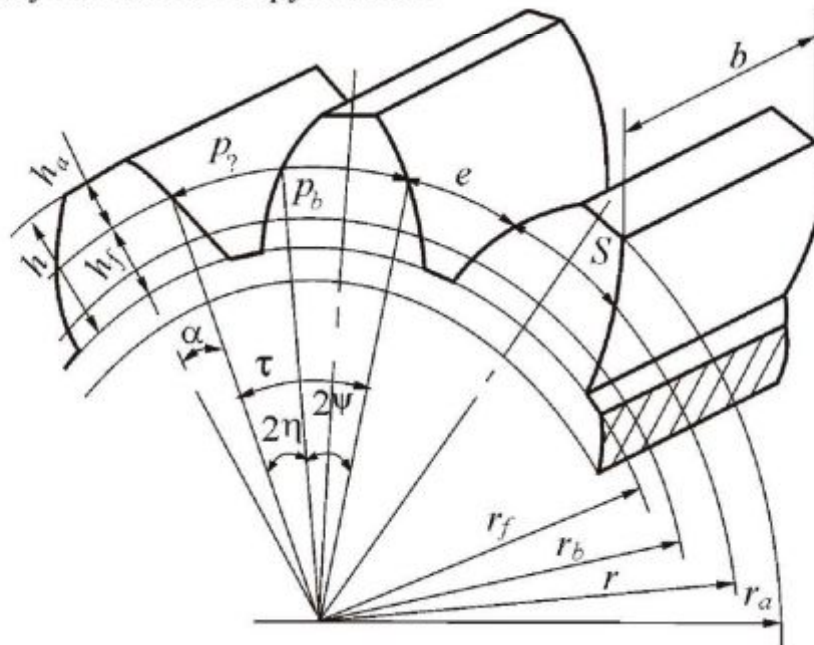


Рис. 5.6. Основные размеры зубчатого колеса

Имеют место следующие соотношения:

$$r_a = r + h_a, \quad r_f = r - h_f, \quad h = h_f + h_a.$$

Расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеряемое по делительной окружности, называется шагом зацепления и обозначается p_a (см. рис. 5.6). По дуге делительной окружности измеряются также толщина зуба S и ширина впадины e , причем $S + e = p_a$.

На рис. 5.6 показаны также:

p_b – шаг по основной окружности;

τ – угловой шаг;

2ψ – угловая толщина зуба;

2η – угловая ширина впадины;

b – ширина венца зуба, которая определяется из расчета на прочность и на сопротивление износу и обычно равна $3-5m$ (m – модуль сцепления).

Примечание: начальная окружность радиуса $r_{\text{н}}$ появляется только при зацеплении колес, поэтому на рис. 5.6 ее нет.

Делительная окружность – это такая окружность колеса, на которой шаг зацепления p_{α} укладывается целое число раз, равное числу зубьев z колеса, т.е. $p_{\alpha} z = 2\pi r$, откуда $r = \frac{p_{\alpha} z}{2\pi}$.

Отношение шага зацепления p_{α} к числу π называется модулем зацепления и обозначается через m : $m = \frac{p_{\alpha}}{\pi}$.

Модуль m , как и шаг p_{α} , измеряется в миллиметрах. Обозначения модулей регламентированы СТ СЭВ 310 76. Поэтому модули, полученные при расчете зацепления на прочность, должны быть округлены до стандартных значений.

Радиус делительной окружности может быть выражен через модуль и число зубьев как $r = \frac{m z}{2}$.

Следовательно, диаметр делительной окружности $d = m z$, отсюда $m = \frac{d}{z}$.

Остальные размеры колеса удобно выражать через модуль m . Для зубчатых колес без смещения, т.е. колес, нарезаемых без смещения режущего инструмента, имеют место следующие соотношения:

$$h_a = h_a^* m, \quad h_f = (h_a^* + C^*) m,$$

$$h = h_f + h_a = (2h_a^* + C^*) m,$$

$$d_a = d + 2h_a = m(z + 2h_a^*),$$

$$d_f = d - 2h_f = m(z - 2(h_a^* + C^*)),$$

$$S - e = \frac{p_{\alpha}}{2} = \frac{\pi m}{2},$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба; для нормальных колес с $m \geq 1$ $h_a^* = 1$, для колес с укороченным зубом $h_a^* = 0,8$.

Коэффициент радиального зазора C^* принимается равным $0,2 \dots 0,35$ в зависимости от вида используемого при нарезании зубьев инструмента. При изготовлении зубчатых колес рейкой $C^* = 0,25$.

Коэффициент C^* и модуль m определяют также радиальный зазор C , который равен расстоянию между окружностью вершин одного зубчатого колеса передачи и окружностью впадин другого зубчатого колеса, т.е. $C = C^* m$.

5.3. Построение картины внешнего зацепления

Для построения профилей зубьев колес через полюс зацепления P проводим под углом зацепления α_w к горизонтали tt прямую NN (рис. 5.7). Из центров O_1 и O_2 опускаем на линию перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 , длины их равны радиусам r_{b1} и r_{b2} основных окружностей, которые и проводим из центров O_1 и O_2 через точки N_1 и N_2 .

Для того чтобы получить эвольвентные профили, надо прямую NN последовательно обкатить без скольжения по каждой из основных окружностей.

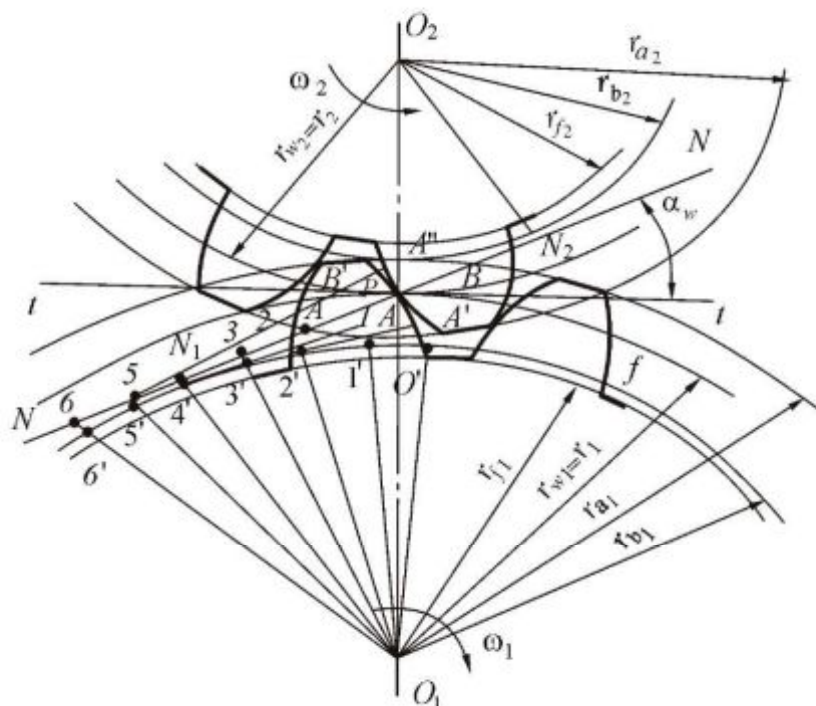


Рис. 5.7. Зубчатое зацепление

Построим профиль зуба первого колеса. Делим отрезок N_1P на равные отрезки, например на 4 части ($P1$, 12 , 23 , $3N_1$). За точкой N_1 откладываем такие же отрезки (N_15 , 56 и т.д.). На основной окружности от точки N_1 размечаем такой же длины дуги N_13' , $3'2'$, $2'1'$, $1'O'$. Затем через точки $1'$, $2'$, $3'$, ... проводим перпендикуляры к соответствующим радиусам O_11' , O_12' , O_13' , На этих перпендикулярах откладываем отрезки $1'1''$, $2'2''$, $3'3''$ и т.д., соответственно равные отрезкам $1P$, $2P$, $3P$, ... Соединяя последова-

тельно точки $O', 1'', 2'', 3'', \dots$ плавной кривой, получаем эвольвенту для первого колеса. Аналогично строим эвольвенту для второго колеса.

Строим далее окружности вершин и впадин обоих колес. Точки пересечения этих окружностей с соответствующими эвольвентами определяют на каждой эвольвенте профиль зубьев колес.

Таким образом, правый эвольвентный профиль зуба первого колеса будет построен. Для построения эвольвенты левого профиля откладываем от P по окружности r_{w_1} толщину зуба S в виде дуги Pe и строим левый профиль как кривую, симметричную правому профилю. Построение левого профиля второго колеса производим аналогично.

От точки P откладываем на начальной (делительной) окружности влево и вправо величину шага (например дугу Pf) и строим два, три зуба для обоих колес.

5.4. Практическая линия зацепления

Различают теоретическую и практическую (активную) линии зацепления. Теоретической линией зацепления называется отрезок N_1N_2 касательной к основным окружностям, заключенный между точками касания (см. рис. 5.7). Активной линией зацепления называется отрезок AB теоретической линии зацепления, заключенный между точками пересечения ее с окружностями вершин колес. По активной части линии зацепления происходит непосредственный контакт профилей зубьев. Если первое колесо вращается по часовой стрелке, то зацепление профилей зубьев начинается в точке A и заканчивается в точке B .

По линии N_1N_2 передается давление одного зуба на другой. Постоянство направления этой нормали обуславливает постоянное направление передаваемого давления, если не учитывать силу трения между зубьями. Это является одним из достоинств эвольвентных профилей, так как направление реакций в опорах колес также остается неизменным и опоры меньше расшатываются.

5.5. Сопряженные точки и рабочие участки профилей зубьев

Сопряженными называются две точки соприкасающихся профилей, которые встречаются на активной части линии зацепления.

Если задана линия зацепления, то взяв на профиле зуба одного колеса произвольную точку n' , легко найти точку n'' и на профиле зуба второго колеса, которая придет в соприкосновение с точкой n' . Для этого перемещаем точку n' по окружности, описанной из центра колеса, которому принадлежит точка n' , до линии зацепления (точки n'').

Так как касание зубьев при эвольвентных профилях происходит только на линии зацепления, то в точку n' должна прийти и искомая точка зуба второго колеса n'' . Поэтому для определения положения точки n'' достаточно перемещать точку n' по линии зацепления по окружности, описанной из центра колеса, которому принадлежит точка n'' , до тех пор, пока она не попадет в профиль зуба второго колеса. Точки n' и n'' являются сопряженными.

Участки профилей зубьев, которые участвуют в зацеплении, называются рабочими. Если применить описанный выше прием для нахождения точек, сопряженных с точкой B' , лежащей на окружности вершин первого колеса, и найти сопряженную с ней точку B'' на профиле зуба второго колеса, то участок профиля зуба $A''B''$ представит собой рабочую часть профиля зуба второго колеса (см. рис. 5.7 и рис. 3 в приложении 3). Применим тот же прием к точке A'' , лежащей на окружности вершин второго колеса, и найдя сопряженную ей точку A' , получим рабочую часть профиля $A'B'$ зуба первого колеса. Рабочие участки профилей зубьев при изготовлении колес обрабатываются особенно тщательно (упрочняются, шлифуются и т.д.), так как от них зависит правильная и надежная работа зубчатой передачи.

Заметим, что при определении рабочих участков профилей зубьев одновременно получается и активная линия зацепления – отрезок AB .

Так как сопряженные профили, т.е. рабочие участки профилей зубьев, не являются центроидами, то они перекатываются друг по другу со скольжением в процессе зацепления. Поэтому длины рабочих участков профилей зубьев неодинаковых колес не равны между собой.

5.6. Коэффициент перекрытия

Одним из показателей эксплуатационных качеств зубчатой передачи, таких как плавность движения, несущая способность, является коэффициент перекрытия ϵ .

В соответствии с ГОСТ 16530–70 коэффициент перекрытия определяется как отношение угла перекрытия к угловому шагу:

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau}, \quad (5.9)$$

где φ_{α} – угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления, называемый углом перекрытия (рис. 5.8); τ – угловой шаг,

$$\tau = \frac{2\pi}{z}. \quad (5.10)$$

Очевидно, что для плавности передачи, т.е. безударного движения данной пары зубчатых колес, необходимо иметь $\epsilon \geq 1$.

Зацепление сопряженных профилей происходит на практической линии зацепления AB . В момент начала зацепления профиль зуба колеса находится в точке A (см. рис. 5.8). В момент выхода из зацепления этот же профиль будет в точке B . Дуга, пройденная точкой профиля по начальной окружности за время зацепления одной пары зубьев, называется дугой зацепления. На рис. 5.8 это дуга dd' . Согласно определению угол перекрытия φ_α стягивает дугу зацепления, а также дугу CC' , проходящую точкой профиля зуба по основной окружности радиуса r_{b1} за время зацепления пары сопряженных профилей, т.е.

$$\varphi_\alpha = \frac{dd'}{r_{w1}} = \frac{CC'}{r_{b1}}.$$

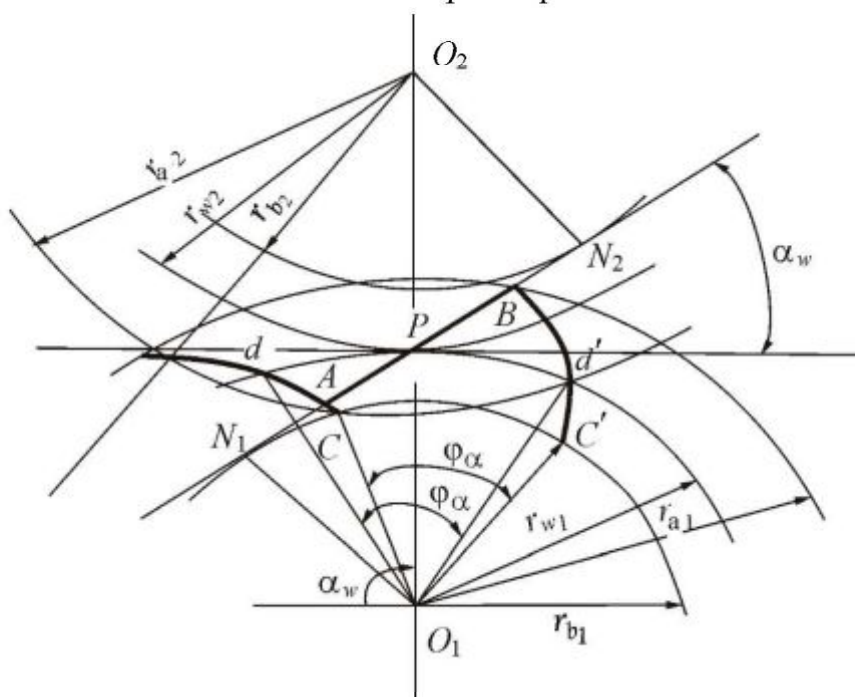


Рис. 5.8. Начало зацепления

Дуга по основной окружности CC' , которую стягивает угол φ_α , по свойству эвольвенты равна длине активной линии зацепления $g_\alpha = AB$, тогда

$$\varphi_\alpha = \frac{g_\alpha}{r_{b1}}. \quad (5.11)$$

Диаметр основной окружности эвольвентного колеса d_b связан с диаметром делительной окружности $2r$ этого колеса стандартным отношением:

$$d_b = 2r \cos \alpha, \quad (5.12)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – стандартный угол зацепления.

Подставив (5.10), (5.11) с учетом соотношения (5.12) в равенство (5.9), получим

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau} = \frac{g_{\alpha}}{\frac{2\pi}{z_1}} = \frac{g_{\alpha} z_1}{\frac{m z_1}{2} \cos \alpha \cdot 2\pi} = \frac{g_{\alpha}}{\pi m \cos \alpha}. \quad (5.13)$$

Выразим длину активной линии зацепления g_{α} через параметры колес (см. рис. 5.8):

$$PA = AN_2 - PN_2 = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - r_{w2} \sin \alpha_w,$$

$$PB = BN_1 - PN_1 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha_w.$$

Суммируя равенства, получим

$$g_{\alpha} = AB = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r_{w1} + r_{w2}) \sin \alpha_w. \quad (5.14)$$

Подставив значение g_{α} из (5.14) в (5.13), получим расчетную формулу для определения коэффициента перекрытия передачи:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r_{w1} + r_{w2}) \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha}.$$

При зацеплении колес без смещения (т.е. нормальных, стандартных колес) угол зацепления α_w равен углу $\alpha = 20^\circ$, при этом начальные окружности совпадают с делительными окружностями.

5.7. Удельное скольжение сопряженных профилей зубьев

Поверхностный износ зубьев определяет долговечность нормальной работы зубчатых колес. Для количественной оценки условий износа в разных точках сопряженных профилей вводится понятие удельного скольжения зубьев.

Под удельным скольжением понимается отношение скорости скольжения V_k точек контакта зубьев к касательным составляющим V_{1-2}^{τ} скоростей точек контакта сопряженных профилей, т.е. $\tau = \frac{V_k}{V_{1-2}^{\tau}}$.

Удельные скольжения V_1 и V_2 для профилей $M_1 \mathcal{E}_1$ и $M_2 \mathcal{E}_2$ будут следующими:

$$V_1 = \frac{V_{C1} C_2}{V_{C1}^{\tau}} - \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{PC}{\rho_1} = \left(1 + \frac{1}{u_{1-2}}\right) \frac{PC}{\rho_1},$$

$$V_2 = \frac{V_{C1} C_2}{V_{C2}^{\tau}} - \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_2} \cdot \frac{PC}{\rho_2} = (1 + u_{1-2}) \frac{PC}{\rho_2}.$$

Можно упростить определение коэффициентов удельного скольжения, используя схему, показанную на рис. 5.10.

При повороте первого колеса (см. рис. 5.10) на малый угол $\Delta\varphi_1$ второе

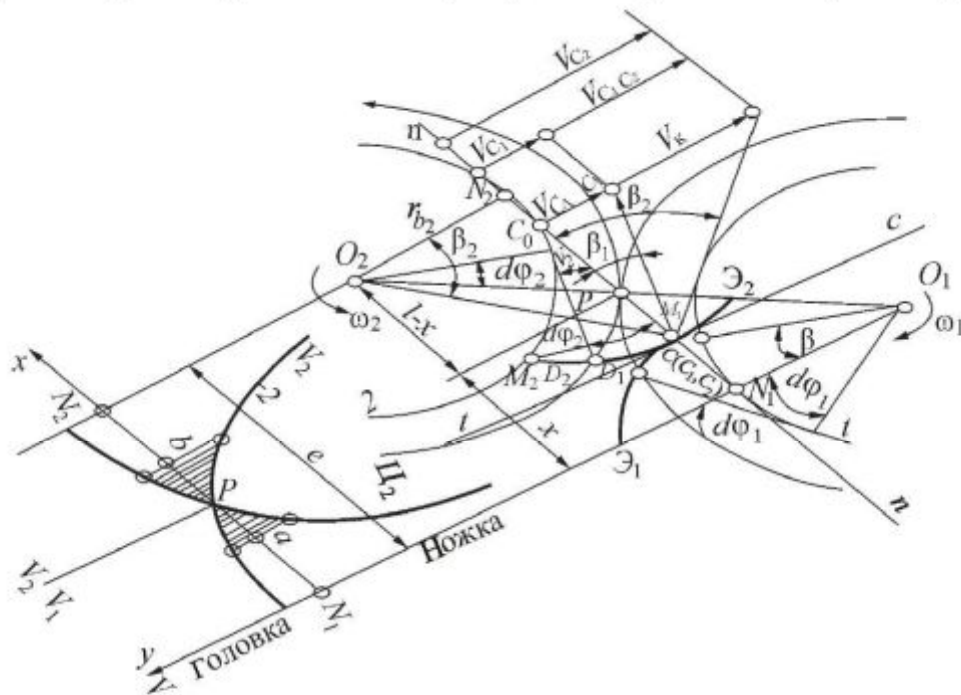


Рис. 5.9. Схема зацепления

колесо повернется соответственно на угол $\Delta\varphi_2$.

$$\Delta\varphi_2 = \frac{\Delta\varphi_1}{i_{1-2}}$$

Точка касания C профилей $M_1Э_1$ и $M_2Э_2$ переместится в точку P линии зацепления.

Очевидно, что при повороте колес на некоторый угол $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$ сопряженные точки (C_1 и C_2) перемещаются на разную величину, так как $D_1C_1 \neq D_1C_2$, а это значит, что профили $M_1Э_1$ и $M_2Э_2$ перекатываются друг по другу со скольжением.

Перемещение точки D_1 относительно точки D_2 будет равно $\overset{\cup}{D_1C_1} - \overset{\cup}{D_2C_2}$, а перемещение точки D_2 относительно D_1 составит $\overset{\cup}{D_2C_2} - \overset{\cup}{D_1C_1}$.

Численную величину скольжения одного профиля относительно другого оценивают пределом отношения $\overset{\cup}{D_1C_1} - \overset{\cup}{D_2C_2}$ или $\overset{\cup}{D_2C_2} - \overset{\cup}{D_1C_1}$ к соответствующей длине дуги скольжения $\overset{\cup}{D_1C_1}$ или $\overset{\cup}{D_2C_2}$:

$$V_1 = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\overset{\cup}{D_1 C_1} - \overset{\cup}{D_2 C_2}}{\overset{\cup}{D_1 C_1}}, \quad (5.15)$$

где Δt – время, соответствующее повороту колеса на угол $\Delta\phi_1$; V_1 – коэффициент относительного (удельного) скольжения профиля $M_1\mathcal{E}_1$ относительно профиля $M_2\mathcal{E}_2$.

$$V_2 = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\overset{\cup}{D_2 C_2} - \overset{\cup}{D_1 C_1}}{\overset{\cup}{D_2 C_2}}, \quad (5.16)$$

где V_2 – коэффициент скольжения профиля $M_2\mathcal{E}_2$ относительно профиля $M_1\mathcal{E}_1$.

При малом значении $\Delta\phi_1$ дуга

$$\overset{\cup}{D_1 C_1} = x\Delta\phi_1,$$

где $x = N_1 C$.

Аналогично определяется дуга $\overset{\cup}{D_2 C_2}$:

$$\overset{\cup}{D_2 C_2} = (l-x)\Delta\phi_2 = (l-x)\frac{\Delta\phi}{i_{1-2}},$$

где l – длина теоретической линии зацепления.

Подставляя найденные значения дуг в (5.15) и (5.16), получим

$$V_1 = \frac{x\Delta\phi_1 - (l-x)\Delta\phi_1 \frac{1}{i_{1-2}}}{x\Delta\phi_1} = 1 - \frac{l-x}{x} i_{2-1}, \quad (5.17)$$

$$V_2 = \frac{(l-x)\frac{\Delta\phi_2}{i_{1-2}} - x\Delta\phi_1}{(l-x)\frac{\Delta\phi_2}{i_{1-2}}} = 1 - \frac{x}{l-x} i_{2-1}. \quad (5.18)$$

При $x = 0$ $V_1 = -\infty$, $V_2 = 1$.

При $x = l$ $V_1 = 1$, $V_2 = -\infty$.

Величина V становится равной нулю при $\frac{l-x}{x} = i_{1-2}$.

Тогда

$$\frac{l-x}{x} = i_{1-2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{r_{w2} \sin \alpha}{r_{w1} \sin \alpha} = \frac{N_2 P}{N_1 P}.$$

Следовательно, $x = N_1 P$, так как $l = N_1 P + N_2 P$.

Профили в полюсе зацепления P катятся друг по другу без скольжения.

Графики значений V_1 и V_2 показаны на рис 5.9. Из рассмотрения графиков изменения $V_1 = V_2$ следует:

1. Для обоих профилей ($M_1\mathcal{E}_1$ и $M_2\mathcal{E}_2$) в точках, лежащих на начальных окружностях, V_1 и V_2 равны 0.
2. Скольжение на головке меньше, а на ножке больше.
3. Профиль зуба изнашивается неравномерно и отличается от эвольвентного, что приведет к непостоянству передаточного отношения.

Для более длительного сохранения профиля его рабочие участки упрочняют.

5.8. Способы нарезания зубчатых колес

Различают два основных способа нарезания зубчатых колес: копирование и обкатывание.

При копировании лезвие режущего инструмента соответствует профилю впадины между двумя соседними зубьями обрабатываемого колеса (рис. 5.10, *а*).

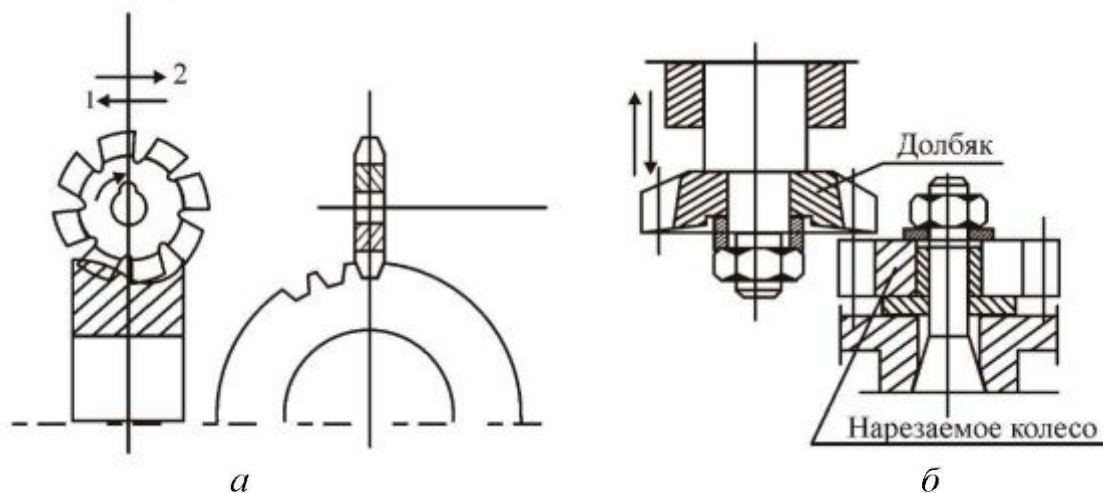


Рис. 5.10. Метод копирования (*а*) и обкатывания (*б*)

Способ обкатывания заключается в том, что режущему инструменту и заготовке сообщают такое же относительное движение, которое имело бы место при нормальном зацеплении окончательно изготовленного зубчатого колеса с другим колесом или рейкой. Кроме этого, режущий инструмент получает еще добавочное движение резания (рис. 5.10, *б*).

5.8.1. Метод копирования

Фрезерование дисковыми и пальцевыми зуборезными фрезами применяют для нарезания прямозубых и косозубых, а также шевронных колес с канавкой на ободу для выхода фрезы в условиях мелкосерийного производства при отсутствии зуборезных станков, работающих по способу обка-

тывания, и независимо от объема производства для нарезания нормальных зубчатых колес с малым числом зубьев (см. рис. 5.10, а).

Недостатком зубофрезерования является низкая производительность процесса нарезания зубьев из-за наличия холостого хода фрезы. Кроме того, для каждого конкретного числа зубьев требуется специальная фреза. С этой целью применяют наборы фрез из 8, 15 и 26 штук (в зависимости от модуля). Каждой фрезой из набора можно нарезать небольшую группу колес с различным числом зубьев, допуская при этом погрешность профиля колес.

Рассмотрим процесс нарезания зубьев при помощи дисковой фрезы. Схема нарезания зубьев этой фрезой показана на рис. 5.10, а.

Нарезание впадины между двумя соседними зубьями происходит во время рабочей подачи в направлении стрелки 1. В это время фреза, вращаясь вокруг своей оси, совершает движение резания. После нарезания впадины фреза возвращается обратно в направлении стрелки 2. Затем заготовка поворачивается на один угловой шаг с помощью механизма деления. После этого начинается процесс нарезания следующей впадины.

Одним из наиболее производительных способов нарезания зубьев является *протягивание фасонными протяжками*. Этот способ применяют для обработки зубчатых колес внутреннего и внешнего зацепления в условиях массового производства. Иногда нарезание зубьев внешнего зацепления производят круговыми протяжками большого диаметра, процесс нарезания зубьев которыми напоминает процесс нарезания дисковой фрезой.

При крупносерийном и массовом производствах для нарезания цилиндрических колес целесообразно применять *долбление многорезцовыми головками* с набором фасонных резцов, количество которых равно числу зубьев нарезаемого колеса.

В этом случае одновременно нарезают все зубья колеса. Использование многорезцовой головки исключает делительный механизм, что упрощает конструкцию станка, усложняет головки.

5.8.2. Метод обкатывания

Червячные зуборезные фрезы используют при нарезании прямозубых и косозубых цилиндрических колес внешнего зацепления.

Зубодолбление круглыми долбяками применяют для нарезания прямозубых и косозубых цилиндрических колес внешнего и внутреннего зацепления. Достоинством этого способа является то, что долбяками можно нарезать блочные и шевронные колеса, а также колеса, ограниченные с торца фланцами, буртами и т.д. Прямозубые колеса нарезают прямозубыми долбяками, а косозубые и шевронные колеса – косозубыми.

Зубодолбление гребенками применяют для нарезания прямозубых и косозубых цилиндрических колес внешнего зацепления и шевронных колес.

Схема нарезания зубчатого колеса долбяком показана на рис. 5.10, б. Во время зубодолбления заготовка и долбяк вращаются вокруг своих осей, представляя собой как бы обычную зубчатую передачу. Скорость вращения заготовки связана со скоростью вращения долбяка:

$$n_3 = n_d \frac{z_d}{z_3},$$

где n_3 – число оборотов заготовки в единицу времени; n_d – число оборотов долбяка в единицу времени; z_d – число зубьев долбяка; z_3 – число зубьев заготовки.

Для создания движения резания долбяк совершает возвратно-поступательное движение. Скорость поступательного перемещения долбяка вдоль оси вниз является скоростью резания.

При обратном (холостом) ходе долбяк отводится от заготовки на небольшую величину – порядка одной или нескольких десятых долей миллиметра. За это время процесс резания не осуществляется. Перед началом рабочего хода оси долбяка и обрабатываемого колеса снова сближаются.

При нарезании зубчатого колеса способом обкатывания на заготовке имеется окружность, катящаяся без скольжения вдоль некоторой окружности долбяка или некоторой прямой инструментальной рейки. Эта окружность заготовки является делительной. Согласно терминологии, установленной ГОСТ 16530–70 – 16532–70, делительной окружностью называется окружность зубчатого колеса, на которой шаг и угол зацепления изделия соответственно равны теоретическим шагу и углу зацепления инструмента.

В эвольвентном зацеплении эксплуатационная (монтажная) начальная окружность может совпадать и не совпадать с делительной (производственной). Перед способом копирования при помощи фрез способ обкатывания имеет следующие преимущества:

- 1) возможность нарезания зубьев как нулевых колес, так и колес, изготовленных со смещением режущего инструмента;
- 2) возможность нарезания зубчатых колес с различным числом зубьев одним и тем же инструментом выбранного модуля;
- 3) более высокую точность нарезания зубьев колес;
- 4) более высокую производительность процесса нарезания.

К недостаткам способа обкатывания по сравнению со способом копирования при помощи фрез можно отнести:

- 1) сложность процесса нарезания;
- 2) необходимость применения для нарезания зубьев специальных зубообрабатывающих станков (они не требуются при способе копирования).

относительного движения конца профиля зуба одного колеса с эвольвентной частью профиля зуба сопряженного с ним колеса. Зуб ослабляется в наиболее опасном сечении, прочность его на изгиб уменьшается.

Явление подрезания объясняется следующим образом. При нарезании зубчатого колеса (рис. 5.12) эвольвентная часть n_1K_1 профиля зуба колеса начинается с основной окружности. Эта часть нарезается участком n_2K_2 зуба рейки. Точки n_2, K_2 находятся как сопряженные точки. Участок зуба рейки n_2m вырезает профиль зуба колеса, лежащий внутри основной окружности. Этот профиль уже не будет продолжением эвольвенты n_1K_1 . В результате ножка зуба оказывается суженной, т.е. подрезанной (см. рис. 5.12)

Если бы не было участка n_2m , появление которого обусловлено тем, что прямая вершин зубьев рейки проходит за границей теоретической линии зацепления (точка N_1), то не было бы и подрезания.

С явлением подрезания тесно связано явление заклинивания. Предположим, что профиль зуба колеса очерчен по линии, показанной на рис. 5.12 пунктиром. Введем его в зацепление с рейкой. Тогда зуб рейки, как видно по рисунку, не сможет провернуться во впадине колеса и произойдет заклинивание передачи. На основании вышеизложенного сделаем вывод.

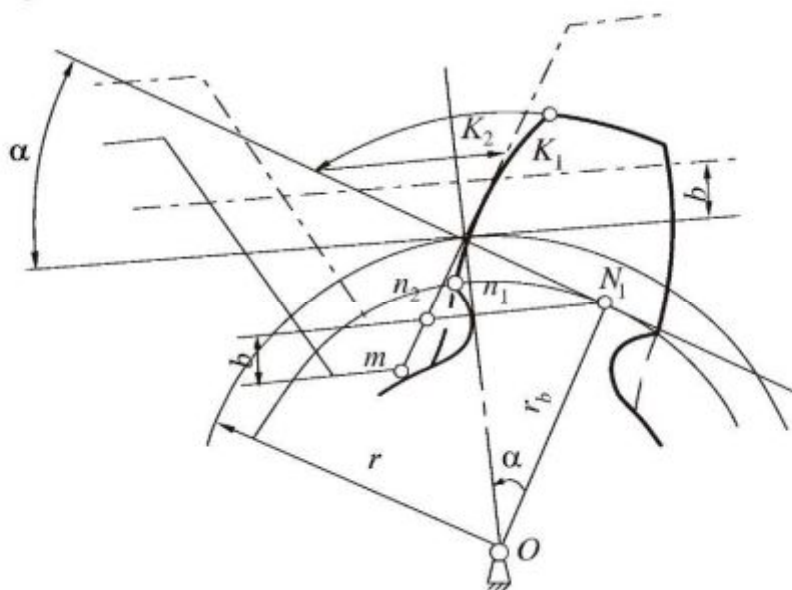


Рис. 5.12. Эффект подрезания ножки зуба

Подрезание или заклинивание происходит тогда, когда прямая, соединяющая вершины зубьев рейки, проходит за границей теоретической линии зацепления.

Аналогичные явления имеют место при нарезании зубчатого колеса долбяком. Здесь подрезание или заклинивание происходит тогда, когда ок-

ружность, описывающая выступы большого колеса, проходит за границей теоретической линии зацепления.

Подрезания можно избежать, смещая рейку от центра колеса так, чтобы прямая вершин зубьев рейки проходила внутри теоретической линии зацепления. В этом случае (см. рис. 5.11) зуб рейки будет нарезать участок зуба колеса, лежащий вне основной окружности, т.е. будет нарезать эвольвентный профиль. Зубчатое колесо, нарезанное со смещением рейки (долбяка, червячной фрезы), называют исправленным.

Смещение считают: положительным, если рейка отодвигается от центра; отрицательным, если рейка сдвигается к центру; нулевым, если смещения нет.

Коэффициент относительного смещения представляет собой отношение величины абсолютного смещения b (см. рис. 5.12) к величине модуля:

$$x = \frac{b}{m}.$$

Рассчитаем, на какое расстояние нужно сдвинуть рейку, чтобы при нарезании зубьев избежать подрезания.

Для этого нужно, чтобы линия ba (см. рис. 5.11) прошла через точку A (граница теоретической линии зацепления) после сдвига рейки. Расстояние между линиями Pb_1 и Pb обозначим через b_{\min} и назовем минимальным сдвигом рейки. Величина

$$b_{\min} = Pb_1 - Pb, \quad (5.20)$$

где $Pb_1 = h_a^* m$, $Pb = AP \sin \alpha$, $AP = r \sin \alpha$,

$$r = \frac{m}{2} z_1, \quad (5.21)$$

где z_1 – число зубцов.

Подставляя (5.21) в (5.20), получаем

$$b_{\min} = h_a^* m - \frac{m}{2} z_1 \sin^2 \alpha. \quad (5.22)$$

Принимая $b_{\min} = 0$, определим минимальное число зубьев, которое может быть нарезано без подрезания и без смещения рейки:

$$h_a^* - \frac{z_{\min}}{2} \sin^2 \alpha = 0, \quad (5.23)$$

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}.$$

При $h_a^* = 1$ и $\alpha = 20^\circ$ $z_{1\min} = 17$.

Запишем (5.23) в следующем виде:

$$\sin^2 \alpha = \frac{2h_a^*}{z_{\min}}. \quad (5.24)$$

Подставляя (5.24) в (5.22), имеем

$$b_{\min} = h_a^* m \left(1 - \frac{z_1}{z_{\min}} \right) \quad (5.25)$$

или

$$b_{\min} = m \left(\frac{17 - z_1}{17} \right). \quad (5.26)$$

Итак, по формуле (5.26) можно определять величину минимального сдвига рейки.

В зависимости от характера сдвига инструментальной рейки по отношению к заготовке принято различать следующие виды нарезаемых колес:

- 1) нормальное (нулевое), $b = 0$;
- 2) с положительным сдвигом, $b > 0$;
- 3) с отрицательным сдвигом, $b < 0$.

Здесь под b подразумевается действительный сдвиг рейки, который по своему значению может отличаться от величины минимального сдвига b_{\min} , определяемого по формуле (5.26).

Если правую и левую части выражения (5.25) разделить на модуль m , то получим формулу для определения коэффициента минимального смещения:

$$x_{\min} = h_a^* \left(1 - \frac{z_1}{z_{\min}} \right)$$

или

$$x_{\min} = \frac{17 - z_1}{17},$$

где $x_{\min} = \frac{b_{\min}}{m}$.

5.11. Исправление зубчатых колес

Ранее было рассмотрено образование нормальных зубчатых колес и приведены принятые для них стандартные соотношения размеров. Всякое отступление от этих стандартных размеров (нарезание со смещением рейки) называется исправлением зубчатого зацепления или его корригированием.

Корригирование зубчатого зацепления может преследовать различные цели. Например, зубчатое зацепление может быть корригировано с целью уменьшения габаритов передачи, увеличения коэффициента перекрытия, уменьшения коэффициентов удельного скольжения и т.д.

Рассмотрим методы исправления колес, имеющих подрезание профиля зуба. Исправление может быть нескольких видов:

- 1) угловое;
- 2) высотное;
- 3) смешанное;
- 4) смешанное, достигаемое путем смещения режущего инструмента.

Угловое исправление осуществляется за счет изменения угла профиля исходного контура рейки по сравнению с нормальным углом $\alpha = 20^\circ$.

Из формулы (5.22) следует, что с увеличением угла зацепления исходного контура рейки уменьшается опасность подрезания и минимально допустимое количество зубьев, что способствует уменьшению габаритов передачи. Это является главной причиной перехода от применявшегося ранее стандартного угла $\alpha = 15^\circ$ к углу $\alpha = 20^\circ$.

Высотное исправление осуществляется за счет уменьшения высоты головки зуба. Этим методом можно уменьшить коэффициенты удельного скольжения, так как при снижении высоты головки зуба уменьшается активная часть линии зацепления. Однако при исправлении колес двумя вышеуказанными методами снижается коэффициент перекрытия.

Смешанное исправление осуществляется за счет одновременного изменения угла зацепления и высот головки и ножки зуба.

Применение указанных методов исправления ограничивалось раньше необходимостью в каждом случае иметь нестандартный инструмент с измененным углом зацепления или измененной высотой зуба. В настоящее время, в связи с широким применением метода обкатки, перечисленные способы исправления могут быть использованы при нарезании колес стандартным режущим инструментом.

Исправление методом смещения инструмента наиболее распространено. При этом можно смещать не только инструментальную рейку, но и долбяк, и червячную фрезу. Рассмотрим этот метод применительно к инструментальной рейке.

В зависимости от значений коэффициентов смещения, выбранных при нарезании пары зубчатых колес, передачи бывают следующих видов:

1. Нормальные (нулевые). В этом случае $x_1 = x_2 = 0$, т.е. оба колеса нарезаны без сдвига инструментальной рейки.

2. Равносмещенные (компенсированные). В этом случае $x_1 + x_2 = 0$ и $x_1 = -x_2$, т.е. смещения рейки при нарезании обоих колес по абсолютной величине одинаковы, но противоположны по знаку. При нарезании меньшего колеса сдвиг рейки положительный, при нарезании большего – отрицательный.

3. Неравносмещенные:

а) с положительным зацеплением $x_1 + x_2 > 0$, т.е. сумма коэффициентов сдвига обоих колес положительна;

б) с отрицательным зацеплением. В этом зацеплении $x_1 + x_2 < 0$, т.е. сумма коэффициентов сдвига обоих колес – величина отрицательная.

Коэффициенты смещения x_1 и x_2 оказывают большое влияние на качественные показатели зубчатого зацепления: на подрезание зубьев, коэффициент перекрытия и т.д. Поэтому правильный выбор величин смещений x_1 и x_2 при исправлении зацепления имеет большое значение. В настоящее время существует много различных методов выбора величин смещений. Из всех методов отметим два: профессора В.Н. Кудрявцева и ЦКБР (Центральное конструкторское бюро редукторостроения).

В основу выбора коэффициентов смещения В.Н. Кудрявцевым положен принцип максимальной контактной прочности профилей зубчатых колес. Им разработаны таблицы, в которых в зависимости от количества зубьев зубчатых колес приведены значения коэффициентов x_1 и x_2 . Эта система исправления учитывает и другие качественные показатели зацепления: отсутствие подрезания, достаточность коэффициента перекрытия, выравнивание удельного скольжения и т.д. Поэтому зацепление, спроектированное по этой системе, не требует дополнительной проверки. Метод В.Н. Кудрявцева может быть рекомендован для практического использования, особенно для закрытой, работающей в масляной ванне, зубчатой передачи, для которой важна контактная прочность.

В основу выбора коэффициентов смещения x_1 и x_2 в системе ЦКБР положено равенство коэффициентов удельного скольжения зубьев обоих колес. В зависимости от количества зубьев обоих колес в специальных таблицах приводятся значения коэффициентов x_1 и $x_\Sigma = x_1 + x_2$. В этой системе разработаны таблицы для равносмещенного и неравносмещенного зацеплений.

5.12. Определение основных размеров исправленных колес

При исправлении смещением режущего инструмента зубчатых колес не меняется диаметр основной окружности. Следовательно, при различных смещениях профиль зуба будет очерчен по одной и той же эвольвенте.

На основании рис. 5.13 можно отметить, что толщина зуба по делительной окружности увеличивается, а ширина впадины уменьшается. Высота головки зуба увеличивается, ножки – уменьшается. Это происходит при положительном смещении рейки, при отрицательном – наоборот.

Определим толщину зуба S по делительной окружности исправленного колеса (см. рис. 5.13).

$$S = ab + bc + cd, \quad ab = cd, \quad ab = xm \operatorname{tg} \alpha,$$

где bc – ширина впадины по модульной прямой, $bc = \frac{p}{2}$.

$$\text{Следовательно, } S = \frac{p}{2} + 2xm \operatorname{tg} \alpha.$$

С увеличением толщины зуба по делительной окружности увеличивается его прочность на изгиб. Толщина зуба по окружности выступов с увеличением положительного смещения уменьшается. Поэтому во избежание выкрашивания головки зуба не рекомендуется выбирать коэффициент смещения

$$x > x_{\max},$$

где x_{\max} соответствует толщине зуба по окружности выступов, для которой $S_a \geq (0,3 \dots 0,4)m$.

Получим формулу для расчета толщины зуба по любой окружности S_i на основании рис. 5.14, если известна толщина S .

$$\psi_i + \theta_i = \psi + \theta.$$

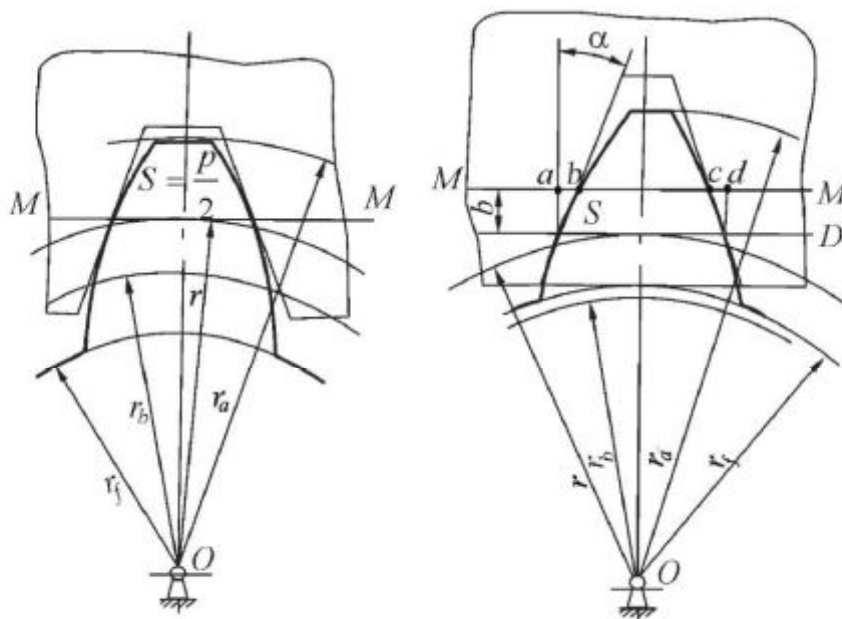


Рис. 5.13. Устранение явление подрезания

Учитывая, что $\psi_i = \frac{S_i}{2r_i}$, $\psi = \frac{S}{2r}$, на основании уравнения эвольвенты

$\theta_i = \operatorname{inv} \alpha_i$, $\theta = \operatorname{inv} \alpha$ получим

$$\frac{S_i}{2r_i} + \operatorname{inv} \alpha_i = \frac{S}{2r} + \operatorname{inv} \alpha,$$

откуда

$$S_i = r_i \frac{S}{r} + 2r_i (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_i).$$

Подставляя значение толщины зуба по делительной окружности, получим

$$S_i = \frac{2r_i}{z} \left[\frac{\pi}{2} + 2x \text{tg } \alpha + z (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_i) \right].$$

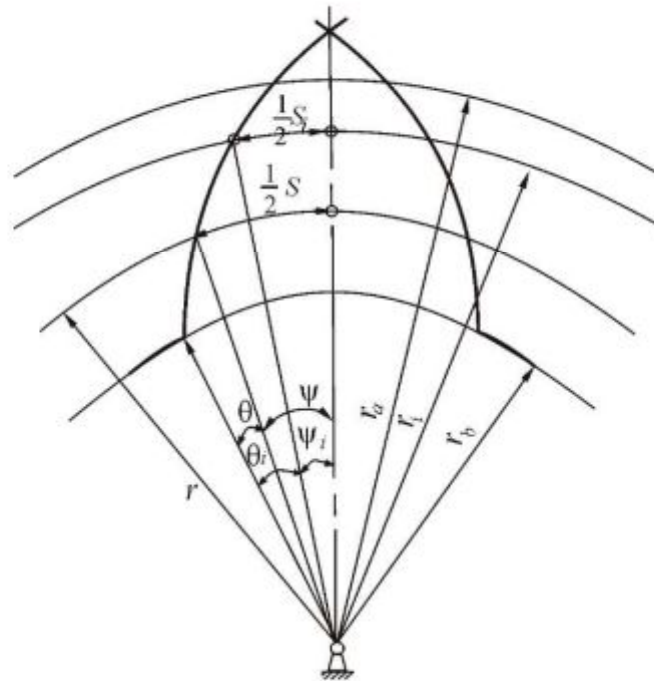


Рис. 5.14. Элементы зубчатого колеса

Неизвестной величиной в полученной формуле является угол α_i . Определить его можно из условия

$$\alpha_i = \arccos \frac{r_b}{r_i}.$$

Угол зацепления α_w колес, нарезанных со смещением рейки, найдем из следующих условий.

Толщины зубьев колес, измеренные по начальным окружностям, будут следующими:

$$S_{w1} = \frac{2r_{w1}}{z_1} \left[\frac{\pi}{2} + 2x \text{tg } \alpha + z_1 (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w) \right],$$

$$S_{w2} = \frac{2r_{w2}}{z_2} \left[\frac{\pi}{2} + 2x \text{tg } \alpha + z_2 (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w) \right].$$

При безззорном соединении толщина зуба одного колеса равна ширине впадины другого; следовательно,

$$S_{w_1} + S_{w_2} = p_w = \frac{2\pi r_{w_1}}{z_1} = \frac{2\pi r_{w_2}}{z_2}.$$

Подставляя в эту зависимость значения S_{w_1} и S_{w_2} , получим

$$\begin{aligned} \frac{2\pi r_{w_1}}{z_1} &= \frac{2r_{w_1}}{z_1} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + z_1 (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w) \right] + \\ &+ \frac{2r_{w_2}}{z_2} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha + z_2 (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w) \right]. \end{aligned}$$

Так как начальные окружности перекатываются относительно друг друга без скольжения, то

$$i_{1-2} = \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}}.$$

Отсюда

$$r_{w_2} = r_{w_1} \frac{z_2}{z_1}.$$

Решая уравнение (26) относительно $\operatorname{inv} \alpha_w$, получим

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{(S_{w_1} + S_{w_2}) z_1 - 2\pi m z_1}{m z_1 (z_1 + z_2)} + \operatorname{inv} \alpha.$$

Подставив в эту формулу значения толщин зубцов первого и второго колес, окончательно имеем

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha}{(z_1 + z_2)} + \operatorname{inv} \alpha.$$

По этой формуле, зная количество зубьев зубчатых колес z_1, z_2 и коэффициенты смещения x_1, x_2 , определяют угол зацепления α_w .

Определив угол α_{w_1} , рассчитывают и другие параметры исправленных колес.

Радиус начальной окружности исправленного колеса

$$\begin{aligned} r_w &= \frac{r_b}{\cos \alpha_w} = \frac{r \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{mz}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \\ r_{w_1} &= \frac{mz_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \quad r_{w_2} = \frac{mz_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \end{aligned}$$

Межосевое расстояние исправленного зацепления a_w равно сумме радиусов начальных окружностей:

$$a_w = r_{w_1} + r_{w_2},$$

или окончательно

$$a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Определим шаг зубчатых колес по начальным окружностям. Шаг любого зубчатого колеса пропорционален радиусу, т.е.

$$p_w = p \frac{r_w}{r}.$$

Откуда

$$\frac{p_w}{p} = \frac{r_w}{r}.$$

Учитывая последнюю формулу, получим $p_w = p \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = m\pi \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$.

6. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ (ПЛАНЕТАРНЫЕ) МЕХАНИЗМЫ

Планетарным называется механизм, имеющий в своем составе хотя бы одно звено с подвижной геометрической осью в пространстве.

Звено, имеющее подвижную геометрическую ось в пространстве, называется *сателлитом*.

Звено, на которое устанавливают ось сателлитов, называется *водилом* (H).

Зубчатые колеса, имеющие неподвижную геометрическую ось в пространстве, называются *центральными*.

Центральное колесо, имеющее внешние зубья, называется *солнечным колесом*.

Центральное колесо, имеющее внутренние зубья, называется *коронной шестерней* (опорным колесом).

Достоинства планетарных передач:

1. Малые габариты и вес из-за того, что поток мощности, подводимый к центральному колесу, распределяется по k сателлитам (k – количество сателлитов). Затем поток мощности собирается на выходном звене. На одной планетарной передаче можно поставить до 24 сателлитов.

2. Очень высокий КПД, в среднем 0,99.

Недостаток планетарных передач – необходимость специального механизма. Если число сателлитов не равно 3, то необходим специальный механизм, который бы выравнял нагрузку между сателлитами. Этот механизм утяжеляет и удорожает конструкцию.

6.1. Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями и планетарной передачи

Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями и планетарной передачи представлен на рис. 6.1.

Через число зубьев передаточное отношение u_{1-H} записать нельзя, т.к. ось B – подвижная ось. Чтобы записать передаточное отношение через

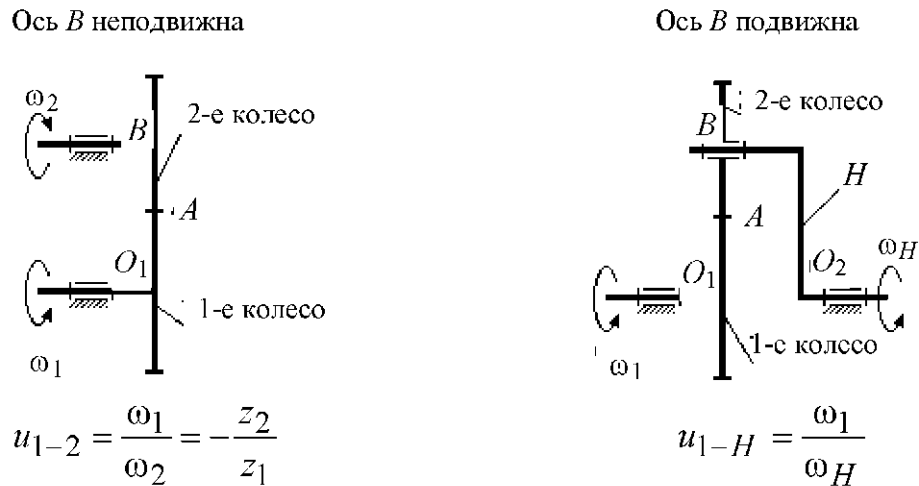


Рис. 6.1. Сравнительный анализ передач

число зубьев, применим метод обращения движения, т.е. мысленно сообщим всем звеньям механизма, включая стойку, дополнительное движение с угловой скоростью ω_H . Получим обращенный планетарный механизм с неподвижными осями зубчатых колес.

В обращенном движении звенья этого механизма будут иметь следующие угловые скорости:

$$\omega_1^* = \omega_1 - \omega_H, \quad \omega_2^* = \omega_2 + (-\omega_H) = \omega_2 - \omega_H, \quad \omega_H^* = \omega_H - \omega_H = 0.$$

Передаточное отношение зубчатого соединения при неподвижном поводе

$$u_{1-2}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \quad (\text{формула Виллиса}).$$

В этой формуле индекс H показывает, что поводок зафиксирован.

6.2. Определение передаточного отношения планетарных механизмов различных схем

Передаточное отношение можно определить:

1. Графическим способом по чертежу.
2. Аналитическим способом, используя формулу Виллиса.

Планетарный однорядный механизм (механизм Джеймса) показан на рис. 6.2.

Определим его передаточное отношение *графическим способом*.

Выберем на водиле H точку F , которая расположена на том же расстоянии от оси O_2 , что и точка A .

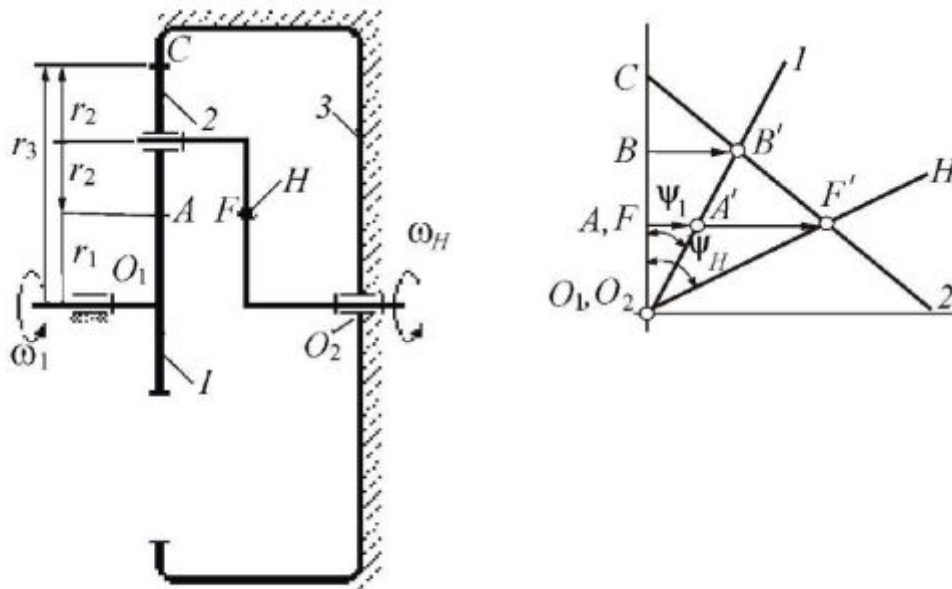


Рис. 6.2. Планетарный двухступенчатый зубчатый механизм

Оси O_1 и O_2 расположены на одном уровне.

Для данной схемы входное звено – звено I (солнечное колесо), выходным является водило H .

Зададимся отрезком AA' , который изображает линейную скорость колеса I в точке A (см. рис. 6.2, б). Так как колесо I вращается вокруг O_1 , то закон распределения линейной скорости по первому звену изображается прямой линией O_1A' . Сателлит 2 в т. A имеет такую же линейную скорость, что и колесо I . В т. C сателлит 2 имеет мгновенный центр скорости (МЦС) в абсолютном движении, так как идет контакт с неподвижным колесом 3 . Закон распределения линейной скорости по второму колесу изображается прямой линией CB' . В т. B сателлит имеет линейную скорость, которая изображается отрезком BB' , однако т. B является также и осью водила H , которое вращается вокруг O_2 . Следовательно, закон распределения линейной скорости по водилу изобразится прямой линией O_2B' . Для точки F водила линейная скорость изображается отрезком FF' .

От вертикали до линии распределения скоростей по водилу. Измеряем угол ψ_H , а от вертикали до линии распределения скоростей по колесу I угол ψ_1 . Так как углы ψ_1 и ψ_H отложены от вертикали в одном направле-

нии, то это означает, что входное звено I и выходное звено вращаются в одном направлении.

$$\omega_1 = \frac{V_A}{O_1A}, \quad \omega_2 = \frac{V_F}{O_2F},$$

$$u_{1-H}^{(3)} = \frac{V_A/O_1F}{V_F/O_2F} = \frac{AA'/O_1F}{FF'/O_2F} = \frac{\operatorname{tg} \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_H} = \frac{AA'}{FF'}.$$

Рассмотрим *аналитический способ* определения передаточного отношения механизма Джеймса. Применим метод обращения движения, обратив планетарный механизм в непланетарный.

$$u_{1-3}^{(H)} = u_{1-2}^{(H)} u_{2-3}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} \frac{\omega_2^*}{\omega_3^*} = \frac{\omega_1^*}{\omega_3^*},$$

где $u_{1-3}^{(H)}$ – передаточное отношение от 1-го зубчатого колеса к 3-му при фиксированном поводе.

$$\omega_1^* = \omega_1 - \omega_H,$$

$$\omega_3^* = \omega_3 - \omega_H,$$

$$u_{1-3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-H}^{(3)},$$

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 - u_{1-3}^{(H)},$$

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 - \left[\left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_2} \right) \right] = 1 + \frac{z_3}{z_1} \text{ (плюсовой механизм),}$$

где z_1, z_2, z_3 – число зубьев зубчатых колес.

Планетарный механизм со смешанным зацеплением (с одним внешним и одним внутренним зацеплением) показан на рис. 6.3, где I –

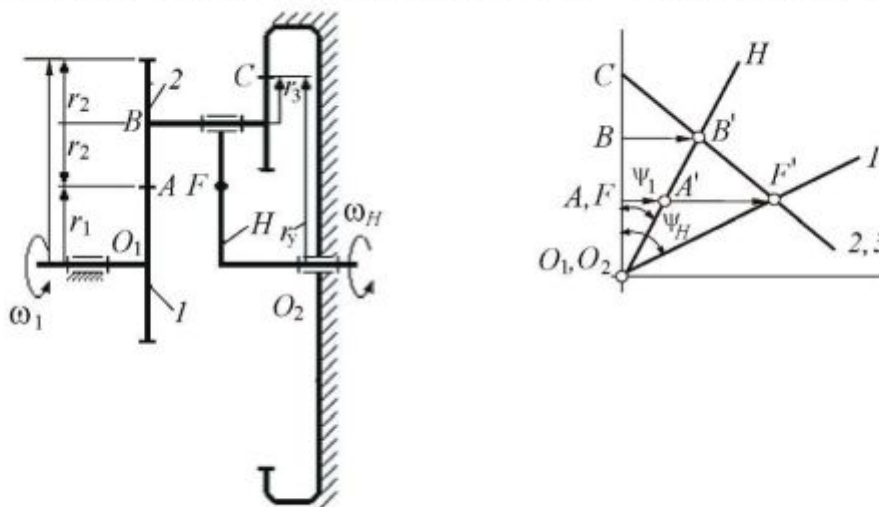


Рис. 6.3. Планетарный механизм со смешанным зацеплением

солнечное колесо; 2,3 – блок сателлитов; 4 – коронная шестерня; H – водило; входным является первое звено, выходным – водило.

$$u_{1-H}^{(4)} = 10 \dots 24$$

при $\eta = 0,99$, η – коэффициент полезного действия (КПД).

Выберем на выходном звене (на водиле) точку F так, чтобы $O_1A = O_2F$ (O_1 и O_2 соосны).

Определим передаточное отношение *графическим способом*:

$$u_{1-H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{V_A/O_1A}{V_H/O_2F} = \frac{AA'/O_1A}{FF'/O_2F},$$

$$u_{1-H}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_H} = \frac{AA'}{FF'}.$$

Отрезок AA' (см. рис. 6.3, б) выбирается произвольно.

Для определения передаточного отношения *аналитическим способом* обратим мысленно планетарный механизм в механизм с неподвижным водилом, для того чтобы использовать формулы для механизма с неподвижными осями зубчатых колес (применим метод обращения движения).

В обращенном движении угловая скорость

$$1\text{-го звена } \omega_1^* = \omega_1 + (-\omega_H),$$

$$2\text{-го звена } \omega_2^* = \omega_3^* = \omega_2 + (-\omega_H),$$

$$3\text{-го звена } \omega_3^* = \omega_2^* = \omega_3 + (-\omega_H),$$

$$4\text{-го звена } \omega_4^* = \omega_4 + (-\omega_H) = -\omega_H,$$

$$5\text{-го звена } \omega_H^* = \omega_H + (-\omega_H) = 0.$$

$$u_{1-4}^{(H)} = u_{1-2}^{(H)} u_{3-4}^{(H)},$$

$$u_{1-4}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} \frac{\omega_3^*}{\omega_4^*} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-H}^{(4)}.$$

Если переписать последнее уравнение, учитывая количество зубьев, то получим

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_4}{z_3} \right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3}.$$

Механизм с двумя внутренними зацеплениями представлен на рис. 6.4.

$$u_{1-H}^{(4)} = 20 \dots 50 \text{ при } \eta = 0,99.$$

Входное звено – водило, выходное – первое колесо.

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 / u_{H-1}^{(4)}.$$

Например, если $u_{1-H}^{(4)} = 20$, то $u_{H-1}^{(4)} = 1/20$.

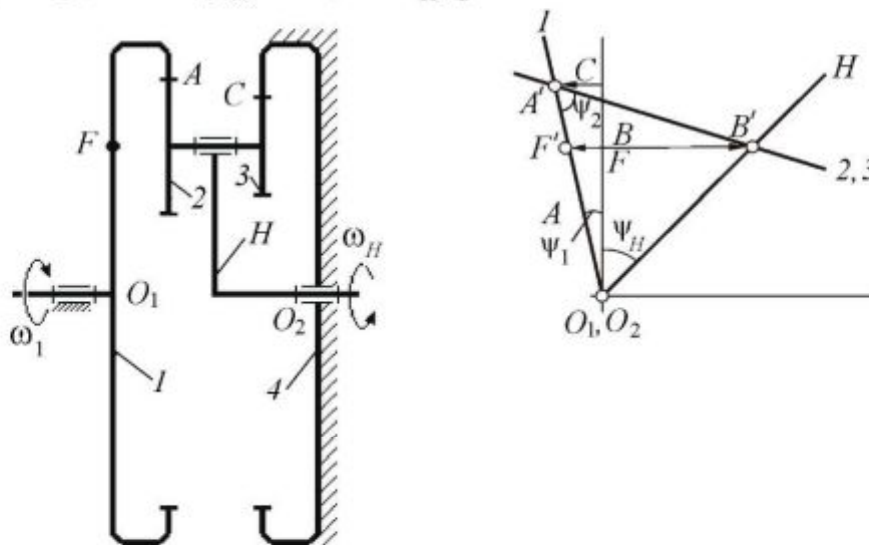


Рис. 6.4. Механизм с двумя внутренними зацеплениями

Используем *графический способ*.

Выберем точку F на входном звене так, чтобы $O_1F = O_2B$.

Точка C для данной схемы может располагаться как выше, так и ниже точки A . В зависимости от положения точки C план скоростей будет разный.

ψ_1 и ψ_2 направлены в разные стороны от вертикали. Следовательно, водило и колесо I вращаются в разные стороны.

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{V_B / O_2B}{V_F / O_1F} = \frac{BB' / O_2B}{FF' / O_1F},$$

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\text{tg } \psi_H}{\text{tg } \psi_1} = \frac{BB'}{FF'}.$$

Определим передаточное отношение *аналитическим способом*.

Применим метод обращения движения.

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - u_{1-4}^{(4)}.$$

Запишем передаточное отношение через число зубьев:

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_4}{z_3} \right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - i_{1-4}^{(H)}.$$

Планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями (механизм Давида) представлен на рис. 6.5.

Этот механизм применяется в приборных устройствах, так как $u_{H-1}^{(4)}$ достигает 10 000. Его недостаток состоит в низком КПД.

Определим передаточное отношение *графическим способом*.

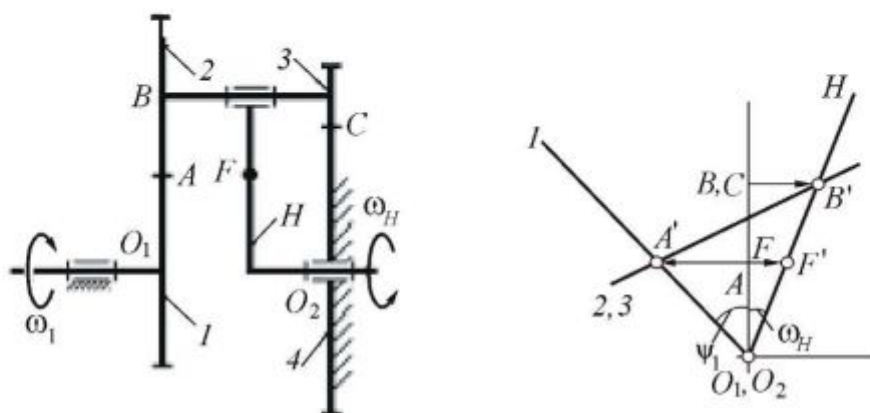


Рис. 6.5. Планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями

Выберем на водиле H точку F так, чтобы $O_2F = O_1A$ (валы O_1 и O_2 соосны). Точка C может быть выше или ниже точки A .

FF' – произвольный отрезок (линейная скорость точки F).

Для колес 2 и 3 точка C – мгновенный центр точки скоростей.

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{v_B/O_2B}{v_F/O_1F} = \frac{BB'/O_2B}{FF'/O_1F},$$

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \psi_H}{\operatorname{tg} \psi_1} = \frac{BB'}{FF'}.$$

Запишем результаты определения передаточного отношения *аналитическим способом*:

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - u_{1-4}^{(H)},$$

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3}\right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

6.3. Синтез (проектирование) планетарных механизмов

Под синтезом в этом курсе будем понимать подбор (определение) чисел зубьев планетарных механизмов при условии, что зубчатые колеса нулевые, а радиальный габарит механизма минимальный.

Расчет на прочность не проводим, но он обязателен при проектировании.

При проектировании конструктор обязан обеспечить:

1. Отклонение передаточного отношения от заданного не более 10 % (5 %).
2. Отсутствие подреза у нулевых зубчатых колес:
3. У колес с внешними зубьями $z_1, z_2, z_3 \geq 18$. У колес с внутренними зубьями $z > 85$. Если колеса не нулевые, то z_{\min} до 7 или до 56.
4. Отсутствие заклинивания в зацеплении сателлит – коронная шестерня. Заклинивания нет, если $z_{к.ш} - z_{сат} \geq 8$ ($z_{к.ш}, z_{сат}$ – число зубьев коронной шестерни и сателлита).
5. Выполнение условия соосности входного и выходного звеньев.
6. Выполнение условия соседства (окружности вершин соседних сателлитов не должны касаться друг друга).
7. Выполнение условия сборки. Определить условие сборки исходя из чертежа невозможно, необходимо проверить выполнение этого условия по уравнению (см. далее).

Проектирование однорядного планетарного механизма представлено на рис. 6.6.

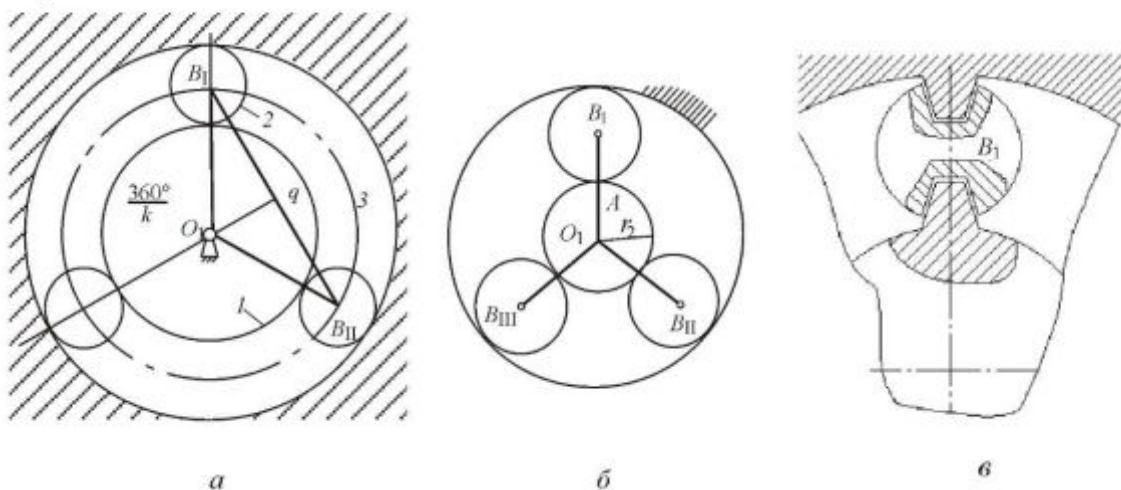


Рис. 6.6. Планетарные зубчатые механизмы

Дано: $u_{1-H}^{(4)} = 6$ – передаточное отношение; $m = 1$ мм – модуль; $k = 3$ – количество сателлитов.

Определить число зубьев: z_1, z_2, z_3 .

При минимальном радиальном габарите колеса нулевые.

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \rightarrow \frac{z_3}{z_1} = u_{1-H}^{(3)} - 1 = 6 - 1 = 5.$$

Зададимся числом зубьев z_1 так, чтобы выполнялось условие 2, тогда $z_1 = 18, z_3 = 5 \cdot 18 = 90 > 85$.

Условие соосности записываем в виде

$$O_1B_1 = O_1B_{II},$$

$$r_1 + r_2 = r_3 - r_2,$$

где r_1, r_2, r_3 – радиусы делительных окружностей.

$$\frac{m z_1}{2} + \frac{m z_2}{2} = \frac{m z_3}{2} - \frac{m z_2}{2},$$

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2,$$

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{90 - 18}{2} = 36.$$

Окружности вершин соседних сателлитов не касаются друг друга – это условие соседства.

$$B_1 B_{II} > 2r_2, \quad (6.1)$$

где r_2 – радиус делительной окружности центрального колеса.

Рассмотрим треугольник $O_1 B_1 q$ (см. рис. 6.6, а):

$$B_1 B_{II} = 2B_1 q,$$

$$\frac{B_1 q}{O_1 B_1} = \sin \frac{180^\circ}{k},$$

$$B_1 q = O_1 B_1 \sin \frac{180^\circ}{k},$$

$$O_1 B_1 = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

$$2B_1 q = B_1 B_{II} = m(z_1 + z_2), \quad (6.2)$$

$$r_{a_2} = r_2 + xm + h_a^* m - \Delta y m.$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба, $h_a^* = 1$ (стандартный); x – относительный коэффициент смещения; Δy – коэффициент уравнительного смещения; коэффициенты $\Delta y, x$ выбираются по таблицам Кудрявцева.

Так как колеса нулевые, то $xm = 0$ и $\Delta y m = 0$.

$$r_{a_2} = r_2 + m + h_a^* m,$$

$$r_{a_2} = \frac{m}{2}(z_2 + 2h_a^*),$$

$$2r_{a_2} = m(z_2 + 2h_a^*). \quad (6.3)$$

Подставим (6.3), (6.2) в (6.1):

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}. \quad (6.4)$$

Уравнение соседства (6.4) справедливо для всех схем, только для схем 2, 3 и 4 в знаменателе стоит правая или левая часть условия соосности, а в числителе вместо z_2 – число зубьев наибольшего из сателлитов.

Будем считать, что каждый последующий блок сателлитов устанавливается в позиции B_I (это условие сборки).

Чтобы освободить место, нужно повернуть водило на угол $360^\circ/k$.

При установке 1-го сателлита зубья центральных колес ориентированы относительно оси симметрии.

Если на дуге AB укладывается целое число шагов зубьев, то при повороте водила на угол $360^\circ/k$ зубья центральных колес будут ориентированы относительно оси симметрии точно так же, как и при установке первого сателлита.

Если на указанной дуге не укладывается целое число шагов зубьев, то при повороте водила на угол $360^\circ/k$ зуб 1-го колеса не встанет на то же место, и тогда, чтобы установить следующий сателлит, нужно от позиции B_{II} сделать p дополнительных оборотов водила, чтобы за счет выборки углового шага правильно ориентировать зубья центральных колес.

Уравнение сборки имеет вид

$$\frac{z_1 u_{1-H}^{(3)}}{k} = (1 + kp) = \gamma,$$

где γ – целое число.

Для нашего случая $\frac{18 \cdot 6 (1 + 3p)}{3} = 36(1 + 3p)$.

Условие сборки выполняется при $p = 0$.

После подбора чисел зубьев определяем радиусы делительных окружностей колес:

$$r_1 = \frac{m z_1}{2} = \frac{1 \cdot 18}{2} = 9 \text{ мм}, \quad r_2 = \frac{m z_2}{2} = \frac{1 \cdot 36}{2} = 18 \text{ мм},$$
$$r_3 = \frac{m z_3}{2} = \frac{1 \cdot 90}{2} = 45 \text{ мм}.$$

По полученным данным строим схему механизма в масштабном коэффициенте и проверяем выполнение передаточного отношения.

7. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ, ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кулачковым называется механизм, который содержит два основных звена: кулачок и толкатель, образующие высшую кинематическую пару.

Кулачковые механизмы нашли широкое применение в системах газораспределения ДВС, в системах управления электроцепей в вагонах метрополитена (контроллеры), в металлорежущих станках и т.д.

Достоинства кулачковых механизмов:

1) возможность воспроизведения практически любого закона движения выходного звена;

2) малое количество деталей (кулачок и толкатель), что позволяет просто изготавливать и обслуживать механизм.

Недостаток – наличие высшей кинематической пары, в которой могут возникать повышенные удельные давления, что может стать причиной разрушения поверхности кулачка.

Схема кулачкового механизма показана на рис. 7.1, где 1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – ролик; 4 – пружина; 5 – контакты.

Поверхность кулачка, с которой взаимодействует толкатель с роликом, называется *конструктивным профилем кулачка* (практическим).

Поверхность, проходящая через точку B (см. рис. 7.1) и отстоящая от действительного профиля на расстояние, равное радиусу ролика, – это *теоретический профиль*.

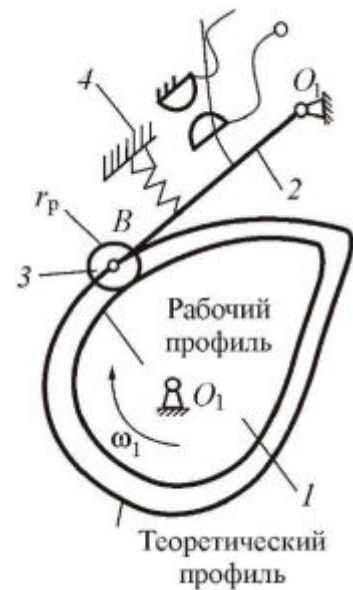


Рис. 7.1. Кулачковый механизм

7.1. Основные схемы и параметры кулачковых механизмов

На рис. 7.2 показаны схемы кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем: *a* – с центральным толкателем (ось толкателя проходит через ось вращения кулачка); *б* – с центральным заостренным толкателем; *в* – с внеосным толкателем (внеосность левая, т.к. ось толкателя проходит слева от оси вращения кулачка; e – эксцентриситет).

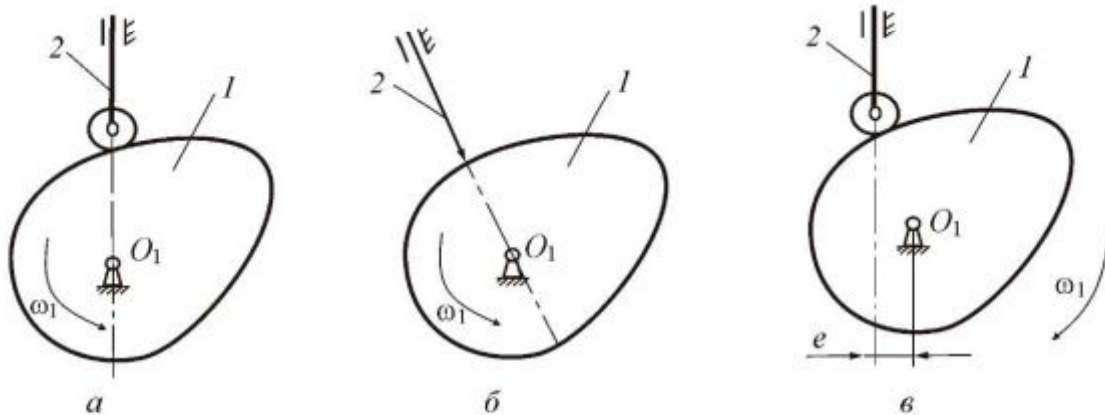


Рис. 7.2. Кулачковые механизмы с поступательно движущимся толкателем

Кулачковый механизм с возвратно-вращающимся толкателем показан на рис. 7.3. Звено 2 (коромысло) совершает возвратно-вращающееся движение с центром вращения в точке O_2 .

В процессе работы толкатель 2 (в соответствии с рис. 7.4):

1) совершает поступательное движение вверх, в этом случае он взаимодействует с участком Oa ,

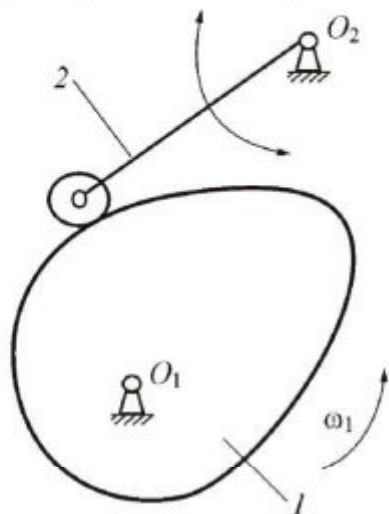


Рис. 7.3. Кулачковый механизм с возвратно-вращающимся толкателем

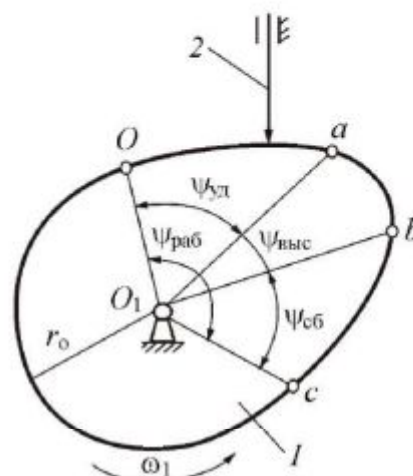


Рис. 7.4. Фазовые углы кулачкового механизма

2) стоит на месте (выстой) – контакт с участком ab . Здесь радиус кривизны постоянен;

3) опускается (сближение) – контакт с участком bc .

В первой фазе подъема толкателя (фаза удаления) на профиле кулачка соответствует угол $\psi_{уд}$; в фазе выстоя – $\psi_{выс}$; в фазе сближения $\psi_{сб}$.

$$\psi_{уд} + \psi_{выс} + \psi_{сб} = \psi_{раб},$$

где $\psi_{раб}$ – рабочий угол профиля кулачка.

Угол профиля кулачка можно показать только на кулачке.

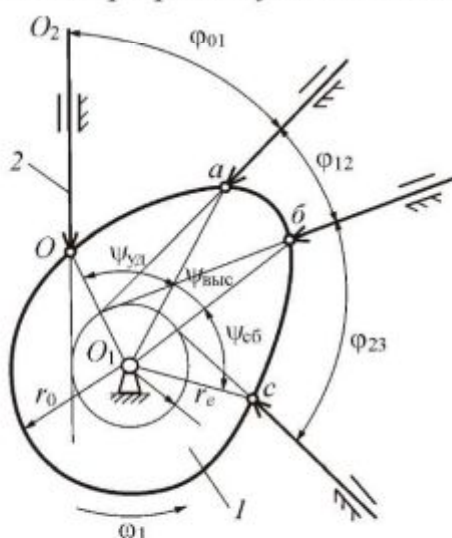


Рис. 7.5. Профильные углы кулачкового механизма

Угол поворота кулачка, соответствующий вышеуказанным фазам перемещения толкателя, определяют, используя метод обращения движения, в соответствии с которым всей системе, включая стойку, мысленно сообщают движение с угловой скоростью $-\omega_1$. Тогда в обращенном движении кулачок неподвижен:

$$\omega_1^* = \omega_1 + (-\omega_1) = 0,$$

а ось толкателя вместе со стойкой перемещается в направлении $-\omega_1$.

Угол поворота кулачка, соответствующий той или иной фазе движения, определяют по углу поворота оси толкателя в обратном движении на соответствующем участке (рис. 7.5). Ось толкателя в обратном движении в любом положении будет касаться окружности радиуса r_e .

Обозначим поворот кулачка на участке θa как φ_{01} , $ab - \varphi_{12}$, $bc - \varphi_{23}$.

Рабочий угол поворота кулачка

$$\varphi_{\text{раб}} = \varphi_{01} + \varphi_{12} + \varphi_{23}.$$

(уд) (выс) (сб)

Всегда независимо от схемы механизма $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, а

$$\varphi_{\text{уд}} \neq \psi_{\text{уд}}, \varphi_{\text{выс}} \neq \psi_{\text{выс}}, \varphi_{\text{сб}} \neq \psi_{\text{сб}},$$

для всех схем, кроме кулачкового механизма с центральным толкателем.

7.2. Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка

Перемещения толкателя r отсчитываются от начальной окружности радиуса r_0 . Толкатель (коромысло) совершает вращательное движение вокруг оси C .

Точка контакта кулачка и толкателя B_0 перемещается по профилю кулачка.

Положения $\theta, 1, 2, 3$ характеризуют углы поворота кулачка (рис. 7.6). Из точек $1, 2, 3$ делаем засечки на дуге $r = a_w$. Используя метод обратного движения толкателя, замеряем углы его поворота $\varphi_{01}, \varphi_{12}, \varphi_{23}$.

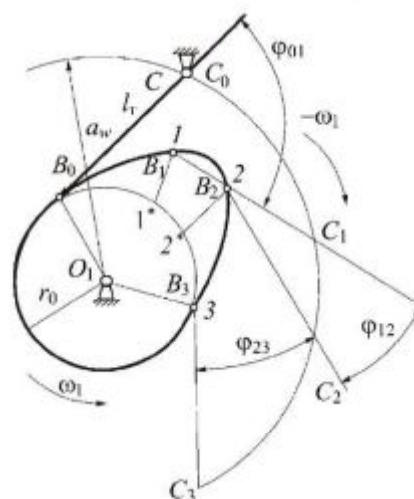


Рис. 7.6. Зависимость перемещения толкателя от угла поворота

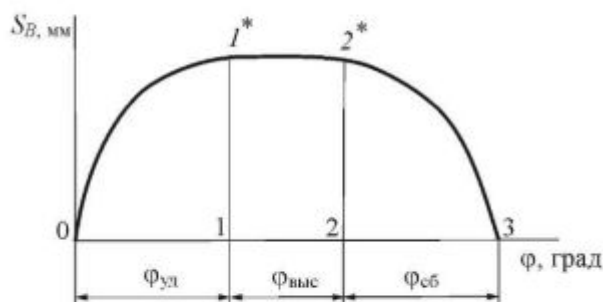


Рис. 7.7. Построение графика перемещений толкателя

Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка показано на рис. 7.7.

Продифференцировав углы поворота относительно толкателя, получаем график $S_B = f(\varphi)$.

Изменение перемещения толкателя S_B в зависимости от положения толкателя относительно кулачка N показано ниже:

N	0	1	2	3
$S_B, \text{ мм}$	0	11	22	0

7.3. Понятие об угле давления

Угол давления – угол между вектором линейной скорости выходного звена (толкателя) и вектором реакции, действующей с ведущего звена (кулачка) на выходное звено. Эта реакция без учета сил трения направлена по общей нормали к взаимодействующим поверхностям. Угол давления определяется экспериментально. Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем допустимый угол давления $[\theta] = 25 \dots 35^\circ$.

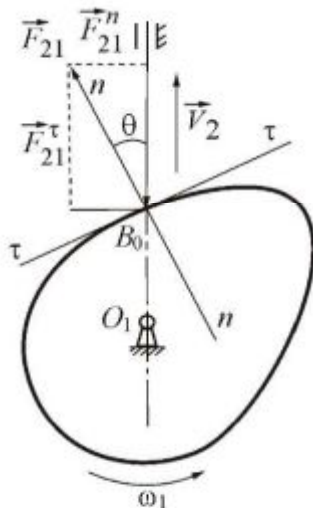


Рис. 7.8. К понятию об угле давления

Для кулачкового механизма с качающимся толкателем допустимый угол давления $[\theta] = 35 \dots 40^\circ$.

На рис. 7.8 представлен кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем (θ – угол давления; \vec{V}_2 – абсолютная скорость толкателя; \vec{F}_{21} – реакция (усилие), действующая со стороны кулачка на толкатель; nn – нормаль к точке контакта B_0 ; $\tau\tau$ – касательная линия к точке контакта B_0 кулачка и толкателя.

Реакцию можно разложить на две составляющие: \vec{F}_{21}^n и \vec{F}_{21}^τ . Если в силу каких-либо причин угол давления будет увеличиваться, то \vec{F}_{21}^n будет уменьшаться, а \vec{F}_{21}^τ – увеличиваться. Если углы больше допустимого, то возможны перекосяк оси толкателя в направляющей и поломка кулачкового механизма.

7.3.1. Вывод формулы для определения угла давления в кулачковом механизме

Из треугольника KBP (рис. 7.10)

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{KP}{KB}, \quad (7.1)$$

$$KP = O_1P - O_1K = O_1 - e,$$

$$KB = S_0 + S_B,$$

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{O_1P - e}{S_0 - S_B}. \quad (7.2)$$

Треугольник O_1BP подобен треугольнику ABC . Тогда

$$\frac{\vec{V}_{B_2}}{O_1P} = \frac{\vec{V}_{B_1}}{O_1B} \rightarrow O_1P = \frac{\vec{V}_{B_2} \cdot O_1B}{\vec{V}_{B_1}},$$

$$\vec{V}_{B_1} = \omega_1 \cdot O_1B,$$

$$O_1P = \frac{\vec{V}_{B_2} \cdot O_1B}{V_{B_1} \cdot O_1B} = V_{qB_2},$$

\vec{V}_{B_1} – абсолютная скорость звена 1 (кулачка); \vec{V}_{B_2} – абсолютная скорость звена 2 (толкателя); V_{qB_2} – аналог скорости толкателя.

Подставим выражение (7.2) в (7.1):

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{V_{qB_2} \pm e}{S_0 + S_B}.$$

Знак « $-$ » означает правую внеосность, знак « $+$ » – левую.

Угол давления в кулачковом механизме зависит от размеров кулачковой шайбы: чем она больше, тем угол давления меньше.

7.3.2. Понятие об отрезке кинематических отношений

Если из точки B (рис. 7.10) для какого-то текущего положения толкателя проведем линию, параллельную O_1P , а из центра линию, параллельную pn , то при их пересечении получим точку D :

$$BD = O_1P = \frac{V_{B_2}}{V_{B_1}} = V_{qB_2}.$$

Из рис. 7.10 следует, что перемещение точки B толкателя изменяется и, найдя максимальный отрезок кинематического отношения, можно определить положение центра вращения кулачка, отложив от точки D допустимый угол давления.

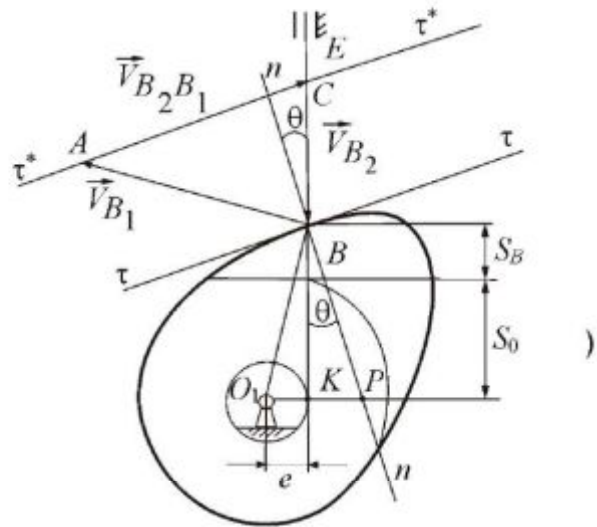


Рис. 7.9. Кулачковый механизм

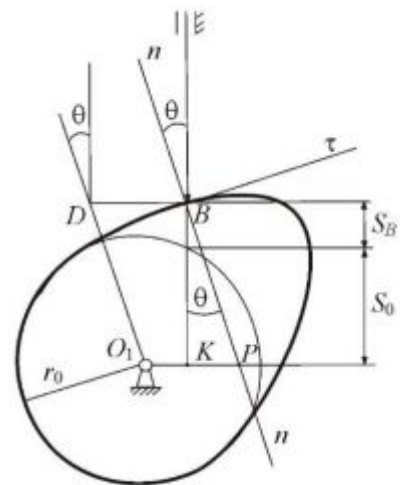


Рис. 7.10. К понятию об отрезке кинематических отношений

7.4. Синтез (проектирование) кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя

Под синтезом кулачкового механизма будем понимать *построение профиля кулачка*, в каждой точке которого угол давления не превышал бы допустимый, а размеры самого профиля были бы минимальны.

Данная задача решается в 3 этапа:

1. Строится график заданного закона движения (как правило, либо график аналога ускорения точки B толкателя как функция угла положения – $a_B = f(\varphi_1)$, либо график линейного аналога скорости точки B – $V_B = f(\varphi_1)$). Требуется построить график перемещения точки B как функцию от угла поворота кулачка: $S_B = f(\varphi_1)$.

2. Определяется минимальный размер кулачковой шайбы при условии, что угол давления в любой точке профиля не превышает допустимого.

3. Строится профиль кулачка.

Рассмотрим построение *закона движения оси толкателя*.

Дано: вид графика $a_{qB} = f(\varphi_1)$, $\frac{a_1}{a_2} = V$, максимальный ход толкателя h_T

(рис. 7.11) (b – база графика (сколько отводится на график по оси φ_1); a_1 , a_2 – максимальные амплитуды графика).

Надо построить: графики $a_{qB} = f(\varphi_1)$, $V_{qB} = f(\varphi_1)$, $S = f(\varphi_1)$.

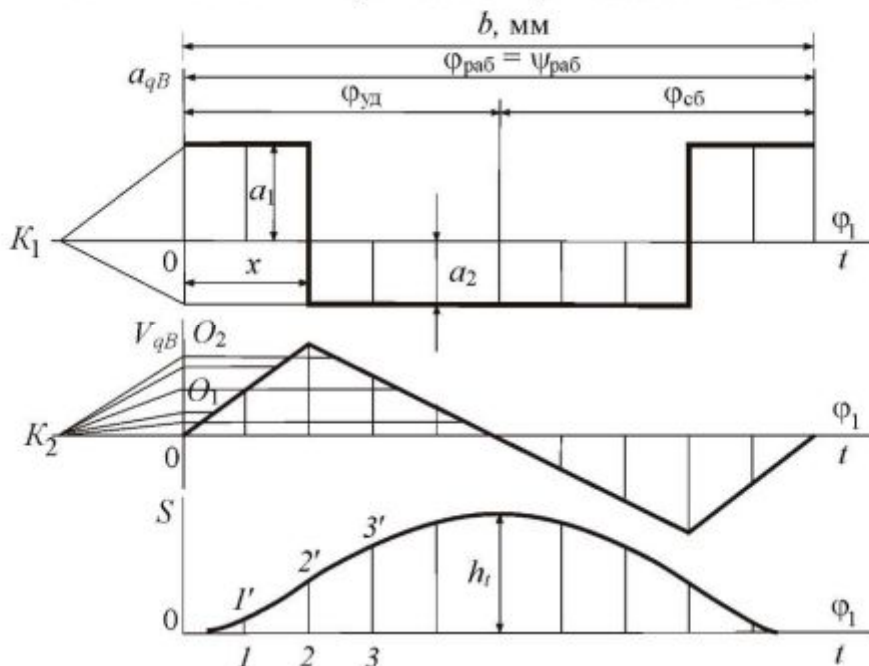


Рис. 7.11. Графики построения закона движения
оси толкателя

Порядок построения:

1. Произвольно выбираем базу графика.
2. Считаем масштаб угла поворота кулачка (мм/град) по оси φ_1 :

$$\mu_{\varphi} = \frac{b}{\varphi}.$$

3. Если задан симметричный вид графика, то

$$\varphi_{уд} = \varphi_{сб} \rightarrow b_{уд} = b_{сб}.$$

В общем случае закон движения может быть несимметричным.

4. Задаем произвольно $a_1 = 40 \dots 50$ мм. Тогда $a_2 = \frac{a_1}{V}$.

Возникает вопрос: каким должно быть расстояние x (см. рис. 7.11)? Его находят из условия равенства площадей графика аналога ускорений $a_{qB} = f(t)$ под и над осью φ_1 .

$$a_1 x = a_2 (b_{\varphi_{уд}} - x), \quad a_1 x = a_2 b_{\varphi_{уд}} - a_2 x,$$

$$x = \frac{a_2 b_{\varphi_{уд}}}{a_1 + a_2}.$$

Почему надо выдерживать равенство площадей?

Физический смысл площади под кривой графика аналога ускорения на площадке x – аналог скорости толкателя на данном участке.

Физический смысл площади под кривой аналога скорости на участке $\varphi_{уд}$ – максимальное удаление (перемещение т. B толкателя). Если площади не будут равновеликими, то толкатель, поднявшись на одну величину, опустится на другую.

Построив график ускорения, строим график аналога скорости методом графического интегрирования, выбрав отрезок интегрирования OK_1 . Интегрируя график аналога скорости (с отрезком интегрирования OK_2 , обычно $OK_1 = OK_2$), получаем график перемещения т. B толкателя. Полученную ломаную линию заменяем плавной кривой.

Масштаб $(\mu_{SB})_{\max}$ на графике перемещений получается автоматически, и его величина зависит от величины отрезка OK_2 . Тогда, зная ход толкателя, можно определить масштабный коэффициент перемещения (мм/м):

$$\mu_S = \frac{y_{SB \max}}{h_T}.$$

Затем в первом приближении принимаем, что кулачок вращается равномерно, тогда угол поворота кулачка пропорционален времени поворота и оси φ и t совпадают, но каждая ось имеет свой масштаб.

$$\mu_{\varphi} = \frac{OO'}{\varphi_{уд}} \left[\frac{\text{мм}}{\text{рад}} \right],$$

$$\mu_t = \frac{6bn}{\varphi_{\text{раб}}},$$

где b – в мм; частота вращения кулачка n – в об/мин; $\varphi_{\text{раб}}$ – в град, μ_t – в мм/с.

Масштабный коэффициент скорости

$$\mu_V = \frac{\mu_S \omega_{\text{кул}}}{\mu_\varphi},$$

где μ_S – масштабный коэффициент перемещений; μ_φ – масштабный коэффициент перемещения угла поворота кулачка; $\omega_{\text{кул}}$ – угловая скорость кулачка.

7.5. Определение минимального радиуса кулачковой шайбы по известному закону движения толкателя

Для кулачка с поступательно движущимся толкателем (рис. 7.12, а) заданы: $S = f(\varphi_1)$; $V = f(\varphi_1)$; $[\theta]$. Нужно определить (R_{min}) при условии, что угол давления в любой точке профиля кулачка не превышает допустимый.

Порядок построения:

1. Проводят вертикальную ось S (мм), вдоль которой от произвольно выбранной точки B_0 (начало отсчета) откладывают отрезки перемещения т. B , взятые с графика $S = f(\varphi_1)$. Масштабный коэффициент по оси μ_{S^*} перемещений может быть равен масштабному коэффициенту графика перемещений μ_{S^*} .

2. В каждой из полученных точек определяют отрезки кинематических отношений, посчитанные в масштабном коэффициент μ_{S^*} , и откладывают их под углом 90° по направлению вращения кулачка.

$$y^*(V_{qi}) = y(V_i) \frac{\mu_{S^*}}{\mu_V \omega_1}.$$

Там, где отрезок имеет максимальное значение, восстанавливают перпендикуляр и под углом $[\theta]$ проводят луч.

3. Если учитывают реверс, то второй луч проводят под углом $[\theta]$ через отрезок кинематических отношений, отложенный под углом 90° по направлению реверса и имеющий максимальное значение.

Если реверс не учитывают, то второй луч проводят через т. B_0 под углом $[\theta]$. Если допускается внеосность, то она будет равна e_1^* . Если внеосность равна нулю, то центр кулачка будет в т. O_1 :

$$r_0 = O_1 B_0.$$

Если внеосность задана в техническом задании, например левая, то проводят прямую, параллельную прямой $O_1 B_0$ и отстоящую от нее на расстоянии, равном величине внеосности e_1 , с учетом масштаба μ_{S^*} . В итоге получают точку O_1^{**} .

Затем определяют r_0 для кулачка с качающимся толкателем (рис. 7.12, б).

Порядок построения:

1. В произвольном месте выбирают точку C_0 , из которой радиусом, равным длине толкателя, проводят дугу окружности. По хордам откладывают перемещения т. B . Полученные точки последовательно соединяют с т. C_0 .

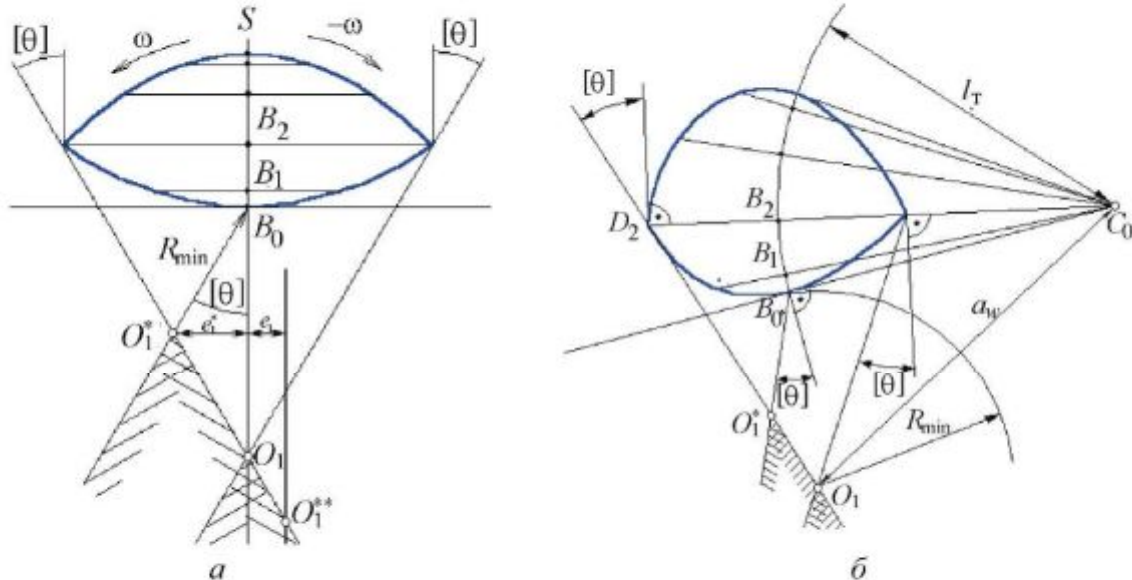


Рис. 7.12. К определению минимального радиуса кулачка с поступательно движущимся (а) и с качающимся толкателем (б)

2. На этих прямых и на их продолжении откладывают отрезки кинематических отношений, посчитанные в масштабном коэффициенте μ_{S^*} по вышеприведенной формуле. Там, где отрезок имеет максимальное значение, восстанавливают перпендикуляр и под углом $[\theta]$ проводят луч.

3. Если учитывают реверс, то второй луч проводят под углом $[\theta]$ через отрезок кинематических отношений, отложенный под углом 90° по направлению реверса и имеющий максимальное значение. Центр кулачка будет в т. O_1 :

$$R_{\min} = O_1 B_0.$$

Если реверс не учитывают, то второй луч проводят через т. B_0 под углом $[\theta]$. Центр кулачка будет в т. O_1^* :

$$R_{\min} = O_1^* B_0.$$

7.6. Построение профиля кулачка

Построение профиля кулачка с поступательно движущимся толкателем (рис. 7.13, а). Дано: $r_{0\min}$, внеосность левая равная, e ; $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$; $\omega_k = \omega_1$; $S = f(\varphi_1)$.

Требуется построить профиль кулачка.

В обратном движении кулачок вращается с угловой скоростью, равной $\omega_1 + (-\omega_1) = 0$.

На окружности, радиусом $R_{\min} = r_0$, проведенной в масштабном коэффициенте μ_l , с левой стороны от оси O_1 на расстоянии e выбирают точку B_0 (пересечение оси толкателя, отстоящей на величину e от точки O_1 , с окружностью $r_{0\min}$).

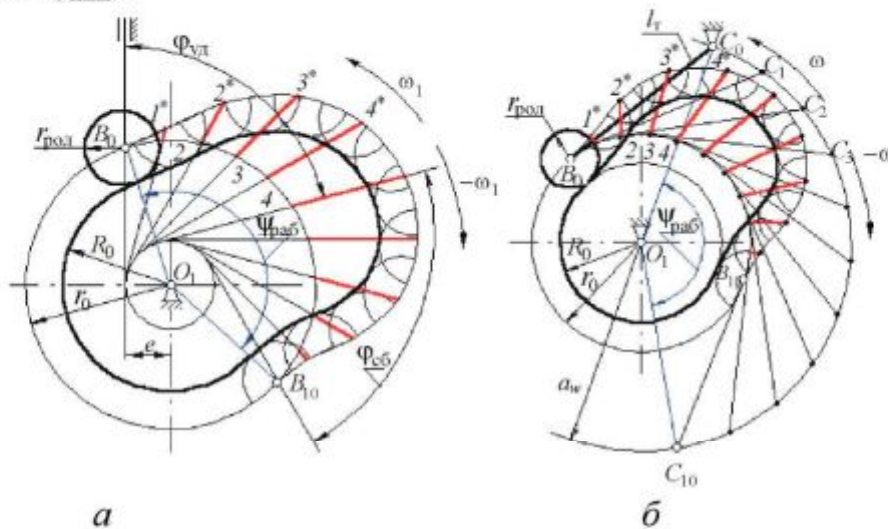


Рис. 7.13. К построению профиля кулачка

Точку B_0 соединяют с центром O_1 . От полученного луча B_0O_1 в направлении $(-\omega_1)$ откладывают угол $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$ и проводят луч O_1B_{10} . Полученную дугу B_0B_{10} делят на 10 равных частей. В каждой из позиций $1, 2, \dots$ проводится ось толкателя в обратном движении, при этом ось толкателя, перемещаясь в направлении $(-\omega_1)$, будет все время касаться окружности радиуса e , проведенной из центра O_1 с учетом масштабного коэффициента μ_l . В каждой из позиций от точек $1, 2, 3, \dots$ откладывают перемещения t . B_0 толкателя вдоль оси толкателя, взятые с графика перемещений с учетом соотношения масштабов μ_l и μ_s . Полученные точки $1^*, 2^*, 3^*, \dots$ соединяют плавной кривой и получают *центральной*, или *теоретический*, профиль. Для построения *рабочего* профиля необходимо знать радиус ролика толкателя. Если он не задан, то его выбирают из конструктивных соображений:

$$r_p = \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{16} \right) R_{\min}.$$

Кроме того, радиус ролика должен быть таким, чтобы при построении профиля кулачка не было заострения в вершине кулачка. Выбрав радиус ролика, из любых точек теоретического профиля кулачка (чем чаще, тем лучше) проводят дуги окружности $r = r_p$. Проведя огибающую к дугам, получают рабочий профиль кулачка. Если требуется построить профиль кулачка с поступательно движущимся толкателем и внеосностью $e = 0$, то порядок построения профиля будет таким же, только ось толкателя будет проходить через центр вращения кулачка O_1 .

Построение профиля кулачка с качающимся толкателем (рис. 7.13, б). Дано: R_{\min} ; l_T ; $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$; $\omega_k = \omega_1$; $S = f(\varphi_1)$; a_w . Требуется построить профиль кулачка.

В масштабном коэффициенте μ_l проводят окружности радиусами R_{\min} и a_w . В произвольном месте окружности с $r = a_w$ выбирают т. C_0 . Соединяют точку C_0 с точкой O_1 . От полученного луча в направлении $(-\omega_1)$ откладывают угол $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, получают точку C_{10} . Дугу C_0C_{10} делят на 10 равных частей (получают точки $C_1, C_2, C_3 \dots$ – положение оси толкателя в обратном движении). Из полученных точек проводят окружности радиусом l_T до пересечения с окружностью радиуса R_{\min} . Из полученных точек 1, 2, 3... по хордам соответствующих дуг откладывают перемещения т. В толкателя, взятые с графика перемещения с учетом масштабного коэффициента μ_l . Полученные точки $1^*, 2^*, 3^* \dots$ соединяют плавной кривой, получают теоретический профиль кулачка. Радиусом ролика проводят дуги и строят огибающую. Это и есть действительный профиль кулачка.

8. ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ

8.1. Понятие о промышленном роботе

Согласно ГОСТ 25686–85 промышленным роботом (ПР) называют автоматическую машину (рис. 8.1), стационарную или передвижную, состоящую из исполнительного устройства в виде манипулятора, имеющего несколько степеней подвижности, и перепрограммируемого устройства

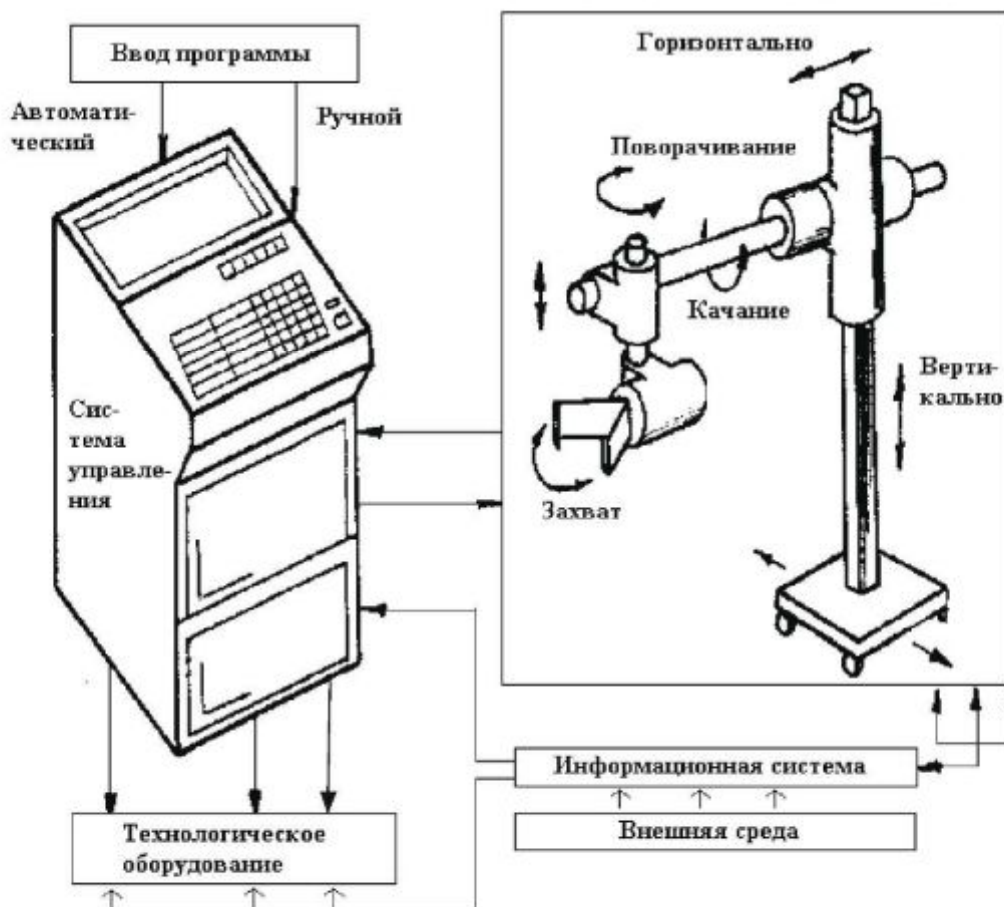


Рис. 8.1. Промышленный робот

программного управления для выполнения в производственном процессе двигательных и управляющих функций.

Возможность оперативно перестраиваться с одной выполняемой операции на другую – принципиальная особенность робота, позволяющая определять его как универсальный автомат для выполнения механических действий.

8.2. Классификация промышленных роботов

Современные промышленные роботы можно условно классифицировать по назначению, специализации, кинематическим, геометрическим, энергетическим параметрам, системам управления, типу привода, виду поколения и т.п.

В зависимости от степени совершенства, а главным образом от их информационных возможностей, ПР условно разделяют на три поколения. Уже ведутся работы по созданию ПР четвертого поколения. Каждое поколение появляется постепенно, по мере развития науки и техники.

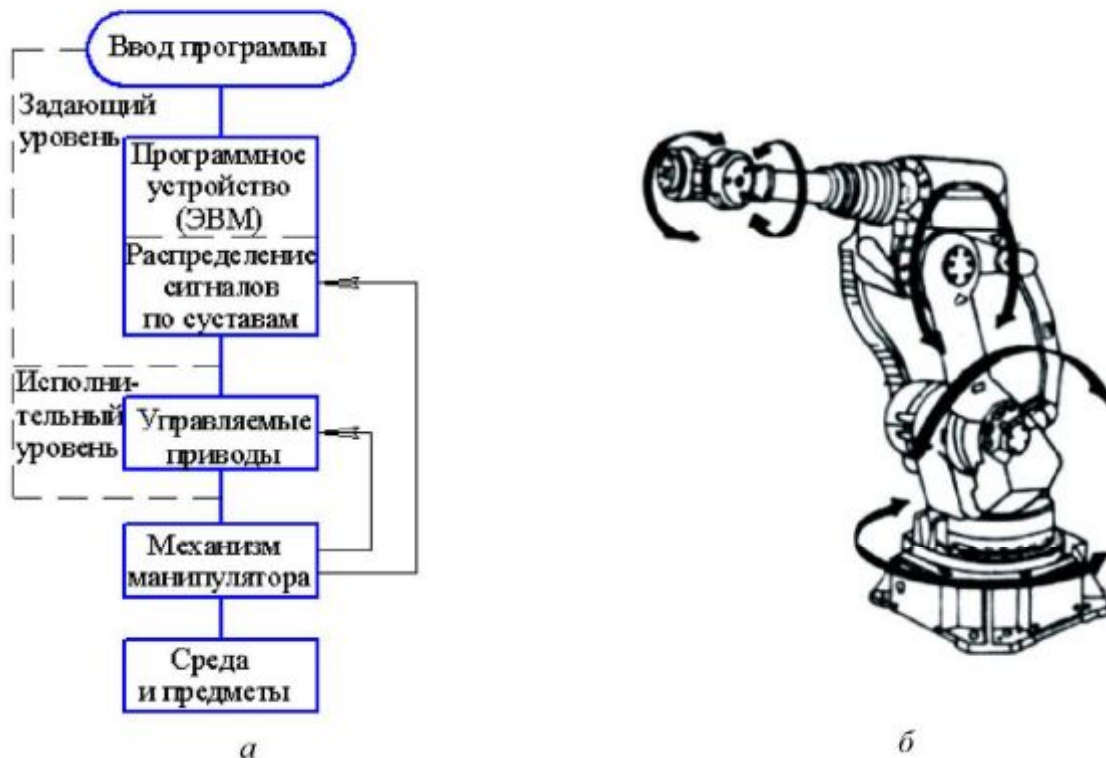
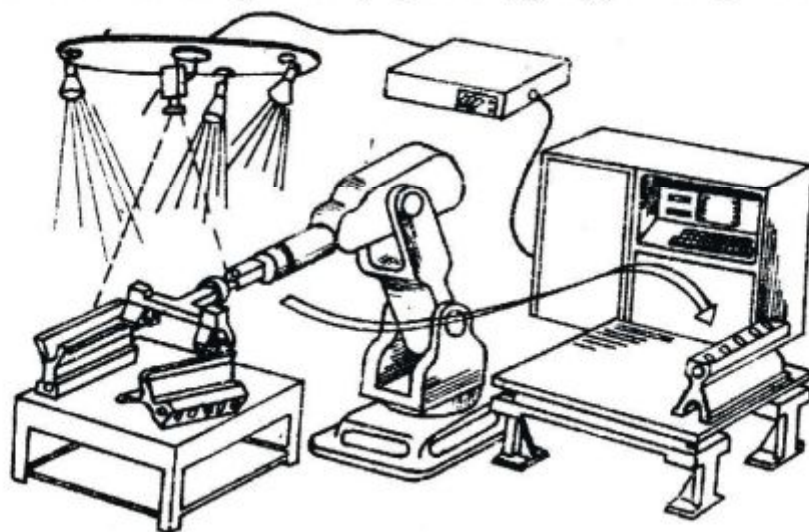


Рис. 8.2. Робот «Универсал-15»

К *первому поколению* относятся так называемые *программные роботы*, характеризующиеся действием системы управления по многократно повторяемой жесткой программе (рис. 8.2, а – блок-схема, б – компоновка программного робота). Такой ПР легко переналаживается на различные программы действий, но после каждой переналадки он способен выполнять только одни и те же жестко запрограммированные движения. Характерным представителем ПР первого поколения является «Универсал-15».

Роботы *второго поколения*, получившие название *адаптивных*, действуют по заранее заданной программе. Однако благодаря техническим органам чувств они могут корректировать свое поведение в соответствии с состоянием окружающей среды, т.е. приспосабливаться к незапланированной обстановке. Простейшими видами технических чувств являются: тактильное (осязание), силовое (реакция на величину рабочего усилия), локационное (реакция на расстояние до предмета и скорость приближения к нему), световое (реакция на попадание предмета в луч света), тепловое (реакция на изменение температуры по пути движения). Общий вид адаптивного робота показан на рис. 8.3, *а*, его структура – на рис. 8.3, *б*.



а



б

Рис. 8. 3. Общий вид адаптивного промышленного робота (*а*) и его структура (*б*)

Роботы **третьего поколения** – интеллектуальные (рис. 8.4). Они способны распознавать и анализировать окружающую обстановку, автоматически планировать и корректировать свои действия в зависимости от изменения окружающей среды.

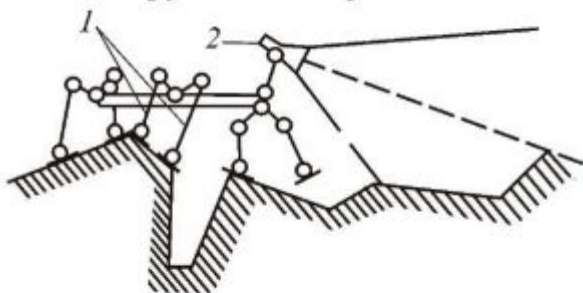


Рис. 8.4. Интеллектуальный робот:
1 – шагающие ноги; 2 – телевизионная камера системы

По **назначению ПР** подразделяются на два основных класса: производственные и транспортные. *Производственные роботы* осуществляют основные операции литейного, кузнечно-прессового, штамповочного, сварочного, механообрабатывающего, сборочного, окрасочного и других производств. Обычно они оснащены

щены соответствующим инструментом или устройством, например, для сварки, покраски и т.п.

Транспортные роботы выполняют межоперационную передачу заготовок, деталей и изделий, автоматическую загрузку и разгрузку различного оборудования, оснастки и складирование готовых изделий. Некоторые транспортные ПР могут осуществлять как основные технологические операции, так и вспомогательные, например транспортирование. Каждый из этих классов роботов может быть универсальным или специализированным.

Универсальные ПР предназначены для основных вспомогательных, транспортных и других работ в различных видах промышленного производства.

Специализированные ПР имеют целевую область применения – выполнение отдельных операций, например точечной сварки.

Системы управления ПР делятся на цикловые, позиционные и контурные.

Цикловые системы работают по конечным упорам, при контакте с которыми одно движение руки робота переключается на другое по заложенной программе. ПР с цикловым управлением наиболее дешевые, быстродействующие, имеют хорошую точность позиционирования. Их удобно применять для обслуживания штамповочных прессов, установок литья под давлением, для скрепления деталей друг с другом при простейших сборочных операциях и т.п.

Позиционные системы – дискретные системы управления. В них программируются положения ряда точек, определяющих желаемое передвижение руки ПР. Обычно число программируемых точек колеблется от десятков до сотен по каждой степени подвижности. ПР с такой системой

управления применяется для обслуживания широкого круга сложных технологических операций.

Примерами ПР с позиционным управлением могут служить ПР «Универсал-5» с электрическим приводом и ПР-35 с гидравлическим приводом.

Контурные системы – это системы непрерывного управления. Они без перерыва обрабатывают траекторию движения руки манипулятора по каждой подвижности. При этом блок управления формирует непрерывные управляющие сигналы на приводы всех звеньев манипулятора. Все указанные системы управления (цикловые, позиционные, контурные) можно комбинировать в одном и том же ПР. Роботы с контурным управлением предназначаются для непрерывной дуговой сварки, покраски и т.п.

ПР имеют различные *приводы*: электрический, пневматический, гидравлический и комбинированный (электромеханический, пневмогидравлический, электрогидравлический и др.).

Электрический привод обеспечивает хорошие динамические характеристики, повышенную точность позиционирования, маневренность. Он обладает рядом преимуществ: простотой доставки электрической энергии, способностью работать при высоких температурах, низким уровнем шума, большим ресурсом работы и т.п. К ПР с электрическим приводом относятся, например, робототехнические комплексы для дуговой сварки РБ-250, РМ-15.

Пневматические приводы нашли широкое применение в робототехнике (например, в промышленных роботах: МП-5, МП-11, РМ-12 (ФРГ)). Для создания поступательного движения у таких приводов используются пневмоцилиндры, а для вращательного движения – пневмодвигатели.

Исполнительным механизмом *гидравлических приводов* является объемный гидропривод. К достоинствам его относятся: бесступенчатое регулирование скоростей выходного звена, быстродействие, передача больших мощностей и т.п., к недостаткам – зависимость характеристик привода от температуры, сложность в эксплуатации. ПР с гидравлическим приводом являются, например, «Универсал-50М», «Универсал-15», «Юнимейт» (США), «Марк-3» (Япония) и др.

8.3. Технические показатели промышленных роботов

К основным параметрам ПР относятся: мобильность, грузоподъемность, число степеней свободы, точность позиционирования, рабочая зона, угол и коэффициент сервиса, тип и число основных рабочих органов, величина и скорость их перемещения.

Мобильность – это способность роботов (помимо движения рабочих органов) перемещаться в пространстве. Роботы могут быть стационарными или передвижными, напольными и подвесными, порталными.

Грузоподъемность робота характеризуется наибольшей массой, которой он способен оперировать. Используемые в настоящее время ПР имеют грузоподъемность от нескольких десятков граммов до нескольких тонн.

Число степеней свободы, характеризующее подвижность робота, определяет общее число движений, совершаемых всеми рабочими органами. Число степеней свободы колеблется от 2 до 9.

Погрешность позиционирования робота определяет отклонение положения рабочего органа манипулятора от заданного управляющей программой.

8.4. Описание исполнительного механизма – манипулятора

Манипулятором называется исполнительный механизм промышленного робота, оснащенный приводами и рабочим органом, с помощью которого выполняются рабочие функции. В состав манипулятора входят: основной механизм, передаточные механизмы, механизмы захватных устройств, механизмы уравнивания, механизмы развязки движений.

Механизмы передачи движения от двигателей к основным звеньям могут быть: рычажными, зубчатыми, мальтийскими, шарнирно-винтовыми, волновыми и т.д.

Силы тяжести и моменты инерции звеньев манипулятора и объекта манипулирования могут быть уравновешены с помощью противовесов, упругих элементов, приводных двигателей или рационального распределения масс звеньев. В манипуляторе число входных звеньев равно числу приводов, а выходное звено одно – схват, или рабочий орган.

Основной механизм манипулятора является незамкнутой пространственной кинематической цепью. Число степеней свободы манипулятора

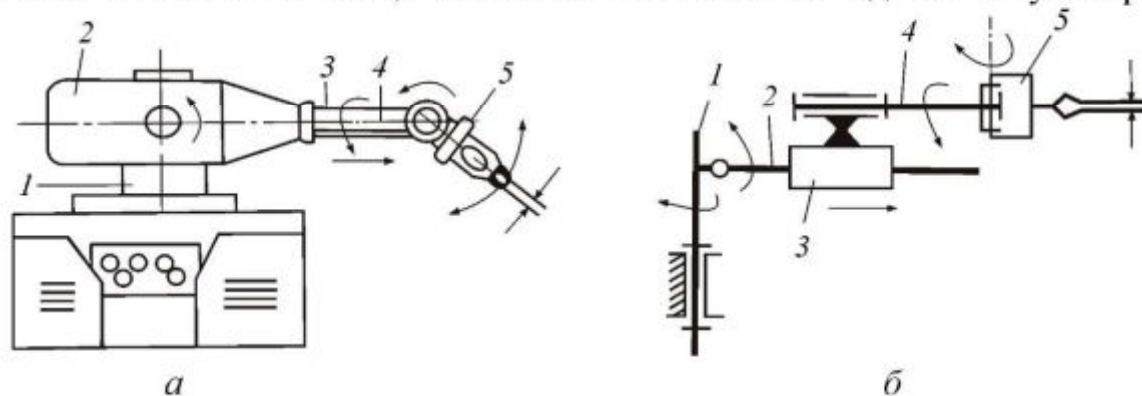


Рис. 8.5. Схемы манипуляторов

равно числу обобщенных координат, под которыми понимают независимые данные, однозначно определяющие положение его звеньев в пространстве.

Конструктивная схема манипулятора показана на рис. 8.5, а, кинематическая – на рис. 8.5, б (1, 2, 3, 4, 5 – звенья манипулятора).

8.5. Структурный синтез манипулятора

Подвижность манипулятора характеризуется его числом степеней свободы, под которым понимают число независимых возможных перемещений.

Для определения числа степеней свободы манипулятора с голономными связями достаточно найти разность между общим числом координат, определяющих положение его звеньев, и числом независимых уравнений связей.

Если исполнительный механизм имеет P_i кинематических пар, то общее число связей S , налагаемых на относительные движения звеньев, равно сумме числа связей всех пар:

$$S = \sum_{i=1}^5 iP_i .$$

Если все уравнения связей независимы, приходим к известной формуле Малышева для определения числа степеней свободы:

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 iP_i ,$$

где n – число подвижных звеньев.

Для незамкнутой кинематической цепи число связей

$$S = \sum_{i=1}^5 P_i (6 - i) .$$

В случае избыточных или пассивных связей число уравнений связей уменьшается:

$$S = \sum_{i=1}^5 iP_i - q ,$$

где q – число избыточных связей, а число степеней свободы механизма определяется по формуле

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 iP_i + q .$$

При известном числе степеней свободы можно из последней формулы найти число избыточных связей:

$$q = W - 6n + \sum_{i=1}^5 iP_i .$$

В манипуляторах избыточные связи могут появиться, например, при проектировании передаточного механизма для осуществления движения в шарнире основного механизма.

О. Г. Озол предложил формулу для определения числа избыточных связей для многоконтурных механизмов:

$$q = W + 6k - f,$$

где k – число независимых контуров в механизме, отличающихся от других контуров, по крайней мере, одним звеном или кинематической парой; f – сумма подвижностей кинематических пар.

Под структурным синтезом манипулятора понимается проектирование его структурной схемы по заданным структурным условиям: типу, числу степеней свободы, виду движения перемещаемого объекта. Для реализации заданного движения объекта с числом степеней свободы W_0 , число степеней свободы манипулятора W_M не может быть меньше, чем W_0 :

$$W_M \geq W_0.$$

Это условие позволяет решить задачу отбора цепей, имеющих минимальное число степеней свободы и обладающих полной подвижностью относительно заданного вида движения объекта.

Основной задачей структурного синтеза манипулятора является выбор числа звеньев, класса и порядка расположения кинематических пар.

Принцип наслоения механизмов предполагает построение на одном из подвижных звеньев нового механизма, при этом число степеней свободы всей системы увеличивается.

Комбинируя кинематические цепи, можно создать манипуляторы, выполняющие разнообразные функции.

8.6. О влиянии выбора видов кинематических пар на форму зоны обслуживания

Движения схвата робота-манипулятора разделяют на глобальные, региональные и локальные.

Глобальные движения реализуются за счет транспортного средства, на котором установлен робот-манипулятор. Оно доставляет его в ту зону, где предстоит проводить манипулирование объектом.

Региональные движения робота-манипулятора обеспечивают доставку его схвата в определенную точку зоны обслуживания и реализуются, как правило, относительными движениями звеньев, ближних к стойке.

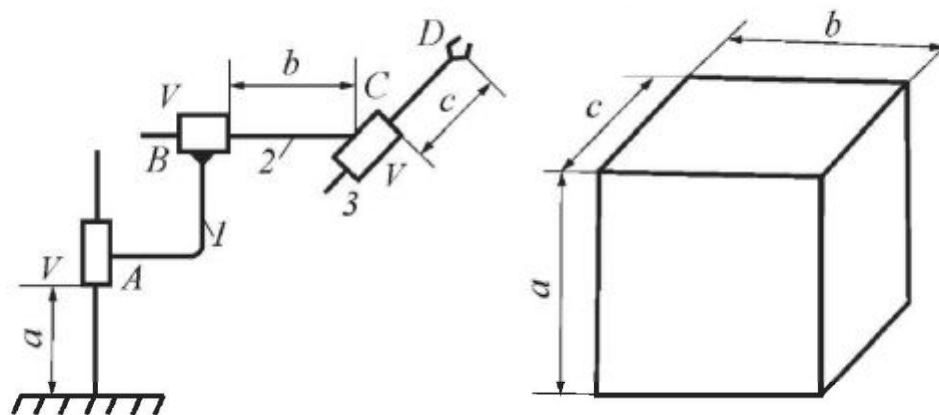
Локальные движения обеспечивают ориентацию схвата в пространстве у выбранной точки зоны обслуживания и реализуются в основном относительным движением звеньев в кинематических парах робота-манипулятора, соединенных с его схватом.

Форма и характер зоны обслуживания в основном определяются видом и взаимным расположением кинематических пар, обеспечивающих региональные движения схвата.

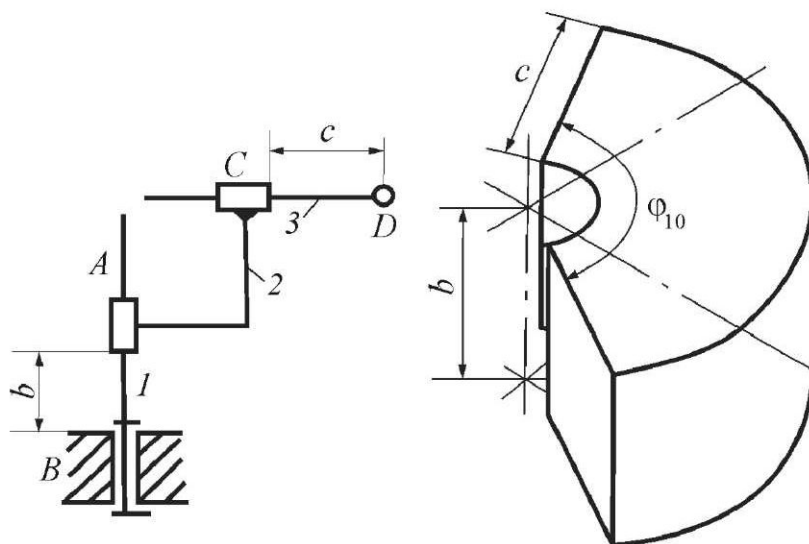
Для доставки центра схвата в заданную точку зоны обслуживания необходимы только три движения. Поэтому рассмотрим ряд кинематических

схем простейших трехподвижных роботов-манипуляторов с кинематическими парами V класса.

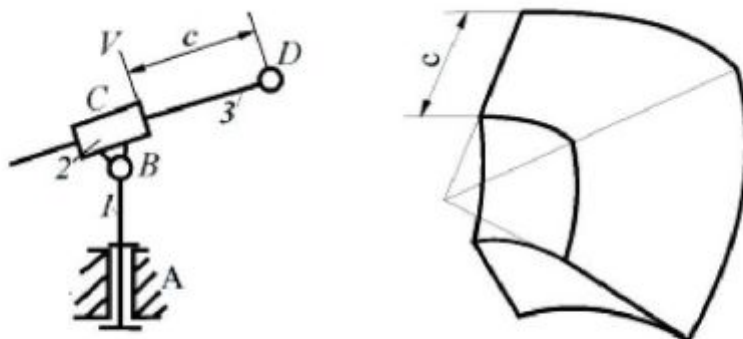
Кинематическая схема манипулятора, работающего в декартовой системе координат, включает в себя три подвижных звена (1, 2, 3) и три поступательные кинематические пары (A, B, C) V класса (рис. 8.6, а). Зона



а



б



в

Рис. 8.6. Кинематические схемы робота-манипулятора, работающего в декартовой (а), цилиндрической (б) и сферической (в) системе координат

обслуживания имеет форму параллелепипеда, размеры (a, b, c) которого определяются диапазонами изменения длин звеньев кинематической цепи.

Кинематическая схема робота-манипулятора, работающего в *цилиндрической системе координат* (рис. 8.6, б), включает в себя три подвижных звена (1, 2, 3) и три кинематические пары V класса, две из которых (A и C) – поступательные, а третья (B) – вращательная. Форма зоны обслуживания – цилиндр, размеры которого определяются диапазонами изменения длин и звеньев переменной длины и наибольшим вылетом центра схвата (D).

Кинематическая схема трехподвижного манипулятора, работающего в *сферической системе координат*, включает в себя три подвижных звена (1, 2, 3) и три кинематические пары V класса, из которых две вращательные (A и B) и одна поступательная (C). Зона обслуживания – сегмент, его размеры определяются наибольшими и наименьшими вылетами центра схвата точки D.

Кинематическая схема робота-манипулятора, работающего в сферической системе координат, представлена на рис. 8.6, в.

Из приведенных примеров ясно, что на функциональные возможности одинаковых по числу степеней свободы роботов-манипуляторов весьма существенно влияют виды кинематических пар, последовательность их применения, а также взаимное положение их осей. Очевидно, что выбирать виды кинематических пар и взаимное положение их осей при синтезе кинематической схемы робота-манипулятора следует исходя из назначения проектируемого робота-манипулятора.

8.7. Исследование кинематики и кинетостатики манипуляторов промышленных роботов

8.7.1. Задачи исследования

Исследование кинематики и динамики является важным этапом проектирования манипуляторов промышленных роботов. На этом этапе выполняются:

- 1) стыковка геометрических характеристик проектируемых модулей с рабочим пространством и рабочей зоной робота;
- 2) определение возможностей манипулятора с точки зрения кинематики и динамики при выполнении тех или иных технологических операций;
- 3) учет различных неблагоприятных факторов, например упругой податливости элементов;
- 4) корректировка конструкторских решений, принятых на предыдущих этапах проектирования;
- 5) проектирование системы управления робота.

Для постановки и решения задач кинематики составляется расчетная модель манипулятора. Исходными данными являются геометрические размеры звеньев, типы, количество и распределение кинематических пар. Положение кинематической цепи манипулятора в пространстве определяется с помощью обобщенных координат, характеризующих относительные перемещения в кинематических парах.

Для формулирования требований к приводам манипулятора кинематические и геометрические требования к движению объекта в абсолютной системе координат должны быть преобразованы в требования к перемещениям, скоростям и ускорениям в кинематических парах. С этой целью решаются так называемые обратные задачи. Обратная задача о положениях заключается в определении относительных координат звеньев манипулятора по заданным положениям объекта или жестко связанного с ним захватывающего звена, т.е. в определении по заданным координатам схвата обобщенных координат манипулятора. Обратная задача о скоростях состоит в определении требуемых обобщенных скоростей в кинематических парах по заданной скорости выходного звена. Это условие позволяет сформулировать требование к кинематике привода.

Результаты решения обратных задач о положениях и скоростях составляют основу построения позиционных кинематических алгоритмов управления и алгоритмов управления по вектору скорости. Позиционные алгоритмы управления строятся с целью приведения схвата робота в заданное положение на основе его кинематической схемы, а алгоритмы управления по вектору скорости – с целью сообщения схвату робота заданных векторов линейной и угловой скоростей также на основе его кинематической схемы.

Обратная задача динамики заключается в определении потребных усилий приводов, необходимых для реализации заданного движения манипулятора. Рассчитав усилия в приводах, обобщенные скорости и ускорения, можно определить абсолютные скорости и ускорения центров масс звеньев, угловые скорости и ускорения звеньев, главные векторы и главные моменты сил инерции звеньев в их центрах масс, значения которых могут быть использованы для прочностных расчетов звеньев манипулятора.

Динамические алгоритмы управления учитывают динамические свойства систем и строятся на основе решения обратных задач динамики манипуляторных роботов с учетом устойчивости системы. Прямая задача кинематики манипуляторов промышленных роботов заключается в определении: геометрических характеристик рабочего пространства и рабочей зоны манипуляторов при конструктивных ограничениях на обобщенные коор-

динаты; точностных характеристик, например погрешностей определения координат схвата, обусловленных неточным изготовлением элементов манипулятора; сервисных характеристик.

8.7.2. Кинематический анализ манипулятора

Прямая задача о положении манипуляторов позволяет определить координаты схвата или его траекторию движения, а также ориентацию схвата вдоль всей траектории. Прямая задача о скоростях состоит в определении абсолютных линейных скоростей точек звеньев манипулятора и угловых скоростей звеньев при заданных законах изменения обобщенных координат. Для кинематического исследования пространственных кинематических цепей существуют различные методы. При исследовании кинематики роботов рациональнее использовать матричный метод.

Рассмотрим манипулятор с тремя степенями свободы. Функцией положения точки D схвата (рис. 8.7) будет зависимость ее радиуса-вектора

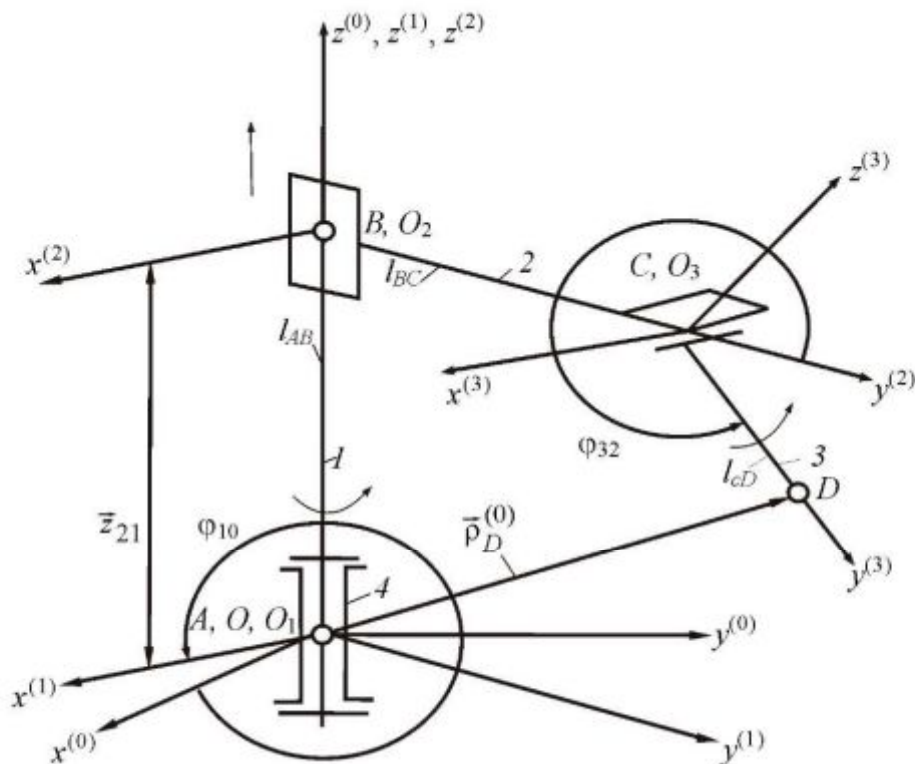


Рис. 8.7. К кинематическому анализу манипулятора

$\rho_D^{(0)}$ от обобщенных координат и постоянных длин звеньев l_{BC} и l_{DC} . Данный механизм с незамкнутой кинематической цепью является статически определимым, без избыточных связей ($q = 0$), поскольку он собирается без натягов. В механизме три одноподвижные пары: две из них вращательные (A, C) и одна поступательная (B). Обобщенных координат три: φ_{10} – угол поворота звена I относительно стойки 4 ; z_{21} – линейное перемещение зве-

на 2 относительно звена 1; ϕ_{32} – угол поворота звена 3 относительно звена 2. Число степеней свободы $W = 3$ подтверждается и по формуле Малышева:

$$W = 6n - \left[\sum_{i=1}^5 (6-i)P_i - q \right] = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 = 3.$$

Система координат $O_1x^{(1)}y^{(1)}z^{(1)}$ связана со звеном 1, вращающимся вокруг оси $z^{(1)}$, система $O_2x^{(2)}y^{(2)}z^{(2)}$ – со звеном 2, движущимся параллельно прямолинейно относительно звена 1, а система $O^3x^{(3)}y^{(3)}z^{(3)}$ – со звеном 3, вращающимся вокруг оси $x^{(3)}$. Оси $z^{(0)}, z^{(1)}, z^{(2)}$ – параллельны.

Функция положения в матричной форме имеет такой вид:

$$\rho_D^{(0)} = \rho_D^{(0)}(\phi_{10}, z_{21}, \phi_{32}),$$

$$\rho_D^{(0)} = T_{10}, T_{21}, T_{32}, \rho_D^{(3)},$$

где

$$\rho_D^{(0)} = \begin{bmatrix} x_D^{(0)} \\ y_D^{(0)} \\ z_D^{(0)} \\ 1 \end{bmatrix}; \quad T_{10} = \begin{bmatrix} \cos \phi_{10} & -\sin \phi_{10} & 0 & 0 \\ \sin \phi_{10} & \cos \phi_{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad T_{21} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z_{21} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$T_{32} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_{32} & -\sin \phi_{32} & l_{BC} \\ 0 & \sin \phi_{32} & \cos \phi_{32} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \rho_D^{(3)} = \begin{bmatrix} 0 \\ l_{CD} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Последовательным умножением матрицы приводят к равенству

$$\begin{bmatrix} x_D^{(0)} \\ y_D^{(0)} \\ z_D^{(0)} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_{BC}\sin \phi_{10} - l_{CD}\sin \phi_{10}\cos \phi_{32} \\ l_{BC}\cos \phi_{10} + l_{CD}\cos \phi_{10}\cos \phi_{32} \\ z_{21} + l_{CD}\sin \phi_{32} \\ 1 \end{bmatrix},$$

и, следовательно, искомые координаты точки D в неподвижной системе $Ox^{(0)}y^{(0)}z^{(0)}$ будут следующими:

$$x_D^{(0)} = -l_{BC}\sin \phi_{10} - l_{CD}\sin \phi_{10}\cos \phi_{32},$$

$$y_D^{(0)} = l_{BC}\cos \phi_{10} + l_{CD}\cos \phi_{10}\cos \phi_{32},$$

$$z_D^{(0)} = z_{21} + l_{CD}\sin \phi_{32}.$$

С помощью зависимостей, имея заданный диапазон изменения координат точки D , можно подобрать нужные значения длин звеньев l_{BC} , l_{CD} и диапазоны изменения обобщенных координат φ_{10} , z_{21} и φ_{32} .

Скорость движения охвата и отдельных звеньев манипулятора определяется не только характером рабочего процесса, но и условиями безопасности для обслуживающего персонала. Если зависимости обобщенных координат от времени известны, то скорости можно найти дифференцированием по времени функции положения. Например, для рассмотренного манипулятора с тремя степенями свободы при заданных зависимостях $\varphi_{10}(t)$, $z_{21}(t)$ и $\varphi_{32}(t)$ проекции вектора скорости точки D схвата на оси координат получим, дифференцируя выражения

$$V_{Dx} = \dot{x}_D^{(0)} = -\omega_1 \cos \varphi_{10} (l_{BC} + l_{CD} \cos \varphi_{32}) + \omega_{32} l_{CD} \sin \varphi_{10} \sin \varphi_{32},$$

$$V_{Dy} = \dot{y}_D^{(0)} = -\omega_1 \sin \varphi_{10} (l_{BC} + l_{CD} \cos \varphi_{32}) - \omega_{32} l_{CD} \cos \varphi_{10} \sin \varphi_{32},$$

$$V_{Dz} = \dot{z}_D^{(0)} = V_{21} + \omega_{32} l_{CD} \cos \varphi_{32}.$$

Величину и направление вектора скорости точки D найдем по формулам

$$V_D = \sqrt{V_{Dx}^2 + V_{Dy}^2 + V_{Dz}^2}, \quad \cos \alpha = \frac{V_{Dx}}{V_D},$$

$$\cos \beta = \frac{V_{Dy}}{V_D}, \quad \cos \gamma = \frac{V_{Dz}}{V_D},$$

где α , β , γ – направляющие углы вектора скорости.

9. ТЕСТЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

9.1. Структура и классификация механизмов

9.1.1. Структура кинематических цепей

1. ... механизм – это механизм, все подвижные звенья которого описывают неплоские траектории или траектории, лежащие в пересекающихся плоскостях.

- пространственный
- плоский
- линейный
- симметричный

2. ... механизм – это механизм, все подвижные звенья которого описывают неплоские траектории или траектории, лежащие в пересекающихся плоскостях.

3. Движение для приведения в движение других звеньев механизма сообщается ... звену.

- входному
- начальному
- подвижному
- поступательному

4. ... – это звено плоского рычажного механизма, совершающего вращательное движение.

- кривошип
- ползун
- коромысло
- шатун

5. ... – это звено плоского рычажного механизма, совершающего поступательное движение.

- кривошип
- ползун
- коромысло
- шатун

6. Движение для приведения в движение других звеньев механизма сообщается ... звену.

7. Механизмы с высшими кинематическими парами превосходят механизмы с низшими кинематическими парами ...

- большей точностью преобразования движения
- передачей движения на большие расстояния
- возможностью передачи больших сил
- использованием меньшего количества звеньев в цепи

8. Звенья высшей кинематической пары соприкасаются ...

- по линии
- по касательной
- по поверхности
- в точке

9. Звенья низшей кинематической пары соприкасаются ...

- по линии
- по касательной
- по поверхности
- в точке

10. ... механизм – это механизм, все подвижные звенья которого описывают траектории, лежащие в одной плоскости.

- пространственный

- плоский
- линейный
- симметричный

9.1.2. Структурный анализ механизмов

11. Число степеней свободы плоского рычажного механизма определяют по формуле ...

- Чебышева
- Малышева – Сомова
- Озола
- Новикова

12. Плоский рычажный механизм, структурная формула которого имеет вид $I \rightarrow III \rightarrow II_1$, называется механизмом ... класса.

13. Кинематическая пара, имеющая одну связь, – это ... пара.

- одноподвижная
- двухподвижная
- трехподвижная
- четырехподвижная
- пятиподвижная

14. Кинематическая пара, имеющая две связи, – это ... пара.

- одноподвижная
- двухподвижная
- трехподвижная
- четырехподвижная
- пятиподвижная

15. Кинематическая пара, имеющая три связи, – это ... пара.

- одноподвижная
- двухподвижная
- трехподвижная
- четырехподвижная
- пятиподвижная

16. Кинематическая пара, имеющая четыре связи, – это ... пара.

- одноподвижная
- двухподвижная
- трехподвижная
- четырехподвижная
- пятиподвижная

17. Кинематическая пара, имеющая пять связей, – это ... пара.

- четырехподвижная
- пятиподвижная

- одноподвижная
- двухподвижная
- трехподвижная

18. Формула Чебышева для расчета плоского механизма имеет вид ...

- $W = 3n - (2p_{II} + p_{III}) + q$
- $W = 3n - (2p_{II} + p_{III}) - q$
- $W = 6n - (2p_{II} + p_{III}) + q$
- $W = 6n - (2p_{II} + p_{III}) - q$

19. Формулой строения вида $I \rightarrow IV \rightarrow III \rightarrow II$ обладает механизм ... класса.

20. Степень подвижности структурной группы Ассур первого класса равна ...

- 1
- 0
- 2
- 3

21. Степень подвижности структурной группы Ассур второго класса равна ...

- 1
- 0
- 2
- 3

22. Признаки классификации кинематических пар – это ...

- характер соприкосновения звеньев
- характер движения звеньев
- число степеней свободы
- наличие избыточных связей

23. Степень подвижности механизма первого класса равна ...

24. Степень подвижности структурной группы Ассур второго класса равна ...

25. Механизм статически определен, когда избыточные связи q удовлетворяют условию ...

- $q = 0$
- $q > 0$
- $q < 1$
- $q > 1$

26. Степень подвижности механизма первого класса равна ...

27. Степень подвижности группы Ассур равна ...

28. Число звеньев n в группе Ассур и число кинематических пар пятого класса p_5 связаны соотношением ...

$n/p_5 = 2/3$

$n/p_5 = 3/2$

$n/p_5 = 1/2$

29. Правильный порядок этапов выполнения структурного анализа плоского механизма:

разбивка механизма на структурные группы Ассур

определение числа степеней свободы механизма

построение структурной схемы механизма

выявление избыточных связей

9.2. Синтез и анализ механизмов с низшими парами – плоских рычажных механизмов

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

входное

начальное

подвижное

поступательное

31. Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно ... передаточных отношений отдельных одноступенчатых передач, образующих ее.

произведению

отношению

сумме

разности

32. Величину кориолисова ускорения определяет уравнением ...

$a^k = 2\omega_i \cdot V_{ij}$

$a^k = -\omega_i \cdot V_{ij}$

$a^k = -2\omega_i \cdot V_{ij}$

$a^k = 2(\omega_i \cdot V_{ij})^2$

33. Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно ... передаточных отношений отдельных одноступенчатых передач, образующих ее.

34. Кориолисово ускорение учитывают при кинематическом анализе ...

кривошипно-ползунного механизма

зубчатого механизма

шарнирного четырехзвенника

кулисного механизма

35. Параметры, являющиеся кинематическими характеристиками механизма, – это ...

- передаточное отношение
- силы инерции
- класс механизма
- число степеней свободы механизма
- траектории точек механизма

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

37. Кинематической характеристикой зубчатой передачи являются ...

- угловые скорости ω_1 и ω_2 колес
- числа зубьев колес
- модуль передачи
- межосевое расстояние

38. Нормальную составляющую точки, которая принадлежит звену, совершающему плоскопараллельное движение, рассчитывают по формуле ...

- $a^n = \omega_2 \cdot l_2$
- $a^n = \omega \cdot l_2$
- $a^n = \omega_2 / l$
- $a^n = \omega / l_2$

39. Тангенциальную составляющую точки, которая принадлежит звену, совершающему плоскопараллельное движение, рассчитывают по формуле ...

- $a^t = \varepsilon \cdot l$
- $a^t = \varepsilon \cdot l^2$
- $a^t = \varepsilon / l^2$
- $a^t = \varepsilon / l$

40. Правильная последовательность выполнения кинематического анализа плоского рычажного механизма:

- строится план ускорений
- выбирается масштаб чертежа механизма
- вычерчивается кинематическая схема механизма по заданному положению ведущего звена
- проводится структурный анализ и классификация механизма по Ассур
- выбирается ведущее звено
- строится план скоростей

41. Неверно, что кинематическими характеристиками механизма являются ...

- траектории точек
- обобщенные координаты
- силы трения
- скорости точек и звеньев механизма
- равномерность вращения начального звена

9.3. Синтез и анализ механизмов с высшими кинематическими парами

9.3.1. Синтез зубчатых механизмов

42. ...зацепление – это зацепление, при котором угловые скорости вращения звеньев ω_1 и ω_2 имеют одинаковые знаки.

43. Неверно, что при проектировании планетарных зубчатых передач используют условия ...

- сборки
- соосности
- отсутствия заклинивания колес передач
- соседства
- равенства количества сателлитов и солнечных колес

44. Зубчатые колеса со смещением применяют для ...

- увеличения нагрузочной способности передачи
- избежания подрезания зубьев у колес с малым числом зубьев
- уменьшения коэффициента торцевого перекрытия
- увеличения коэффициента торцевого перекрытия

45. Формулу Герца при проверочном расчете зубчатых колес применяют для определения напряжений ...

- контактных
- изгиба
- кручения
- допустимых

46. Формулу ... применяют для расчета контактных напряжений при проверочном расчете зубчатых колес.

- Герца
- Эйлера
- Виллиса
- Жуковского

47. ... механизмы – это многозвенные зубчатые механизмы с подвижными осями колес и степенью подвижности $W = 1$.

48. ... механизмы – это многозвенные зубчатые механизмы с подвижными осями колес и степенью подвижности $W > 1$.

49. ... – это зубчатые механизмы, повышающие угловую скорость вращения выходного вала по сравнению с входным.

50. ... – это зубчатые механизмы, понижающие угловую скорость вращения выходного вала по сравнению с входным.

51. Сателлиты, водило, центральное колесо, опорное колесо – это элементы ... зубчатого механизма.

52. Эвольвентное зацепление допускает изменение межосевого расстояния с ... заданного передаточного отношения.

53. Одинаковыми должны быть такие параметры зубчатых колес, находящихся в зацеплении, как ...

- коэффициент смещения
- диаметры делительных окружностей
- модуль
- угол профиля
- толщина зуба по делительной окружности

54. Параметры зубчатого колеса, не зависящие от смещения инструмента при нарезке, – это ...

- диаметр делительной окружности
- диаметр основной окружности
- толщина зуба по делительной окружности
- межосевое расстояние
- коэффициент торцевого перекрытия

55. Признаки, определяющие внешнее зацепление:

- полюс зацепления лежит внутри отрезка линии зацепления
- линия зацепления проходит через оси колес
- угловые скорости вращения звеньев имеют одинаковые знаки
- полюс зацепления лежит вне отрезка линии зацепления

56. Признаки, определяющие внутреннее зацепление:

- угловые скорости вращения звеньев имеют разные знаки
- угловые скорости вращения звеньев имеют одинаковые знаки
- линия зацепления проходит через оси колес
- полюс зацепления лежит внутри отрезка линии зацепления
- полюс зацепления лежит вне отрезка линии зацепления

57. Степень подвижности планетарного многозвенного зубчатого механизма ...

- $W = 1$
- $W > 1$
- $W < 1$
- $W = 0$

58. Степень подвижности многозвенного дифференциального зубчатого механизма ...

- $W = 1$
- $W > 1$
- $W < 1$
- $W = 0$

59. Основная теорема плоского зацепления (теорема Виллиса) определяет ...

- положение полюса зацепления
- передаточное отношение
- межосевое расстояние
- коэффициент смещения

60. Зубчатые колеса, у которых толщина зуба по делительной окружности равна глубине впадины, – это колеса с ... шагом.

- равноделенным
- симметричным
- делительным
- несимметричным

61. Зубчатые цилиндрические передачи относят к передачам с ... расположением осей.

62. Назначаемый коэффициент смещения x при числе зубьев нарезаемого колеса $z < z_{\min}$...

- равен 0
- отрицателен
- положителен
- равен 1

63. Назначаемый коэффициент смещения x при числе зубьев нарезаемого колеса $z = z_{\min}$...

- равен 0
- отрицателен
- положителен
- равен 1

64. Коэффициент торцевого перекрытия e для нормальной работы цилиндрической зубчатой передачи должен быть ...

- меньше 1
- больше 1
- равен 1
- равен 0

65. Окружность зубчатого колеса, шаг, модуль и угол профиля которой равны шагу, модулю и углу профиля исходного производящего контура, называют ...

- делительной окружностью
- основной окружностью
- окружностью вершин зубьев
- окружностью впадин зубьев

66. Окружность зубчатого колеса, шаг, модуль и угол профиля которой равны шагу, модулю и углу профиля исходного производящего контура, называют ...

67. Коническую зубчатую передачу, в которой угол между осями колес равен 90° , называют ...

68. Коническую зубчатую передачу, в которой угол между осями колес равен 90° , называют ...

- ортогональной
- косозубой
- прямозубой
- круглозубой

69. Шаг зубчатого колеса по делительной окружности определяют по уравнению ...

- $p = \pi m$
- $p = \pi / m$
- $p = m / \pi$
- $p = 2m\pi$

70. Диаметр делительной окружности зубчатого колеса определяют по формуле ...

- $d = mz$
- $d = m (z + 2h_a^*)$
- $d = m (z + 2h_a^* + 2x)$
- $d = (m z) / 2$

71. Диаметр окружности вершин цилиндрического зубчатого колеса определяют по формуле ...

- $d = m (z - 2,5)$
- $d = m (z + 2h_a^*)^\circ$
- $d = m (z - 2,5 / h_a^*)$
- $d = m (z - 2hj)$

72. Диаметр окружности впадин цилиндрического зубчатого колеса определяют по формуле ...

- $d = m (z + 2,5 / h_a^*)$

$d = m (z + 2h_a^*)$

$d = m (z - 2,5)$

$d = m (z - 2h_f)$

73. Делительная прямая режущего инструмента и делительная окружность нарезаемого колеса при положительном смещении режущего инструмента ...

- не имеют общих точек
- пересекаются в двух точках
- касаются в одной точке
- взаимно перпендикулярны

74. Делительная прямая режущего инструмента и делительная окружность нарезаемого колеса при отрицательном смещении режущего инструмента ...

- не имеют общих точек
- пересекаются в двух точках
- касаются в одной точке
- взаимно перпендикулярны

75. Делительная прямая режущего инструмента и делительная окружность нарезаемого колеса при нулевом смещении режущего инструмента ...

- не имеют общих точек
- пересекаются в двух точках
- касаются в одной точке
- взаимно перпендикулярны

76. Формулу Герца применяют при проверочном расчете зубчатых колес по ... напряжениям.

77. Увеличение коэффициента смещения при нарезке зубчатого колеса до некоторого x_{\max} может привести к ... головки зуба.

- заострению
- увеличению
- срезанию
- поломке

78. Уменьшение коэффициента смещения при нарезке зубчатого колеса до некоторого x_{\min} может привести к ... ножки зуба.

- подрезанию
- утолщению
- поломке
- заклиниванию

79. Зубчатое зацепление, при котором угловые скорости вращения имеют разные знаки, – это ... зацепление.

9.3.2. Синтез кулачковых механизмов

80. Диаграмму перемещения толкателя кулачкового механизма получают из графика аналога скорости толкателя графическим ...

81. Величина угла давления в кулачковых механизмах с тарельчатым толкателем $\theta = \dots$

82. Габаритные размеры кулачкового механизма при увеличении угла давления ...

- увеличиваются
- уменьшаются
- не изменяются

83. Опасность заклинивания кулачкового механизма при ведущем толкателе и силовом замыкании контакта характерна для фазы ... толкателя.

- удаления
- сближения
- верхнего выстоя
- нижнего выстоя

84. Условие выпуклости профиля кулачка должно соблюдаться для толкателей с ... башмаком.

- тарельчатым
- роликовым
- остроконечным
- коромысловым

85. Закон движения выходного звена кулачкового механизма с «мягким» ударом называют ...

- линейным
- параболическим
- синусоидальным
- косинусоидальным

86. Закон движения выходного звена кулачкового механизма с «жестким» ударом называют ...

- линейным
- параболическим
- синусоидальным
- косинусоидальным

87. Закон движения выходного звена кулачкового механизма без удара называют ...

- линейным
- параболическим
- синусоидальным
- косинусоидальным

88. Основной характеристикой кулачкового механизма является ...

- профиль кулачка
- закон движения толкателя
- угловая скорость вращения кулачка
- вид толкателя

89. Преимущественное использование в кулачковых механизмах толкателей с роликовым наконечником связано с ...

- уменьшением трения
- возможностью быстрой замены ролика при изнашивании
- снижением шума
- исключением заклинивания

90. Замыкание кулачкового механизма осуществляют ... способом.

- силовым
- геометрическим
- механическим
- фрикционным

91. Замыкание кулачкового механизма осуществляют геометрическим и ... способами.

92. Замыкание кулачкового механизма осуществляют силовым и ... способами.

Способы замыкания кулачковых механизмов – силовой и...

93. Рабочий цикл кулачкового механизма состоит из фаз ...

- удаления толкателя
- верхнего выстоя толкателя
- приближения толкателя
- нижнего выстоя толкателя

94. Величина угла давления в кулачковом механизме зависит от ...

- размеров механизма
- передаточной функции
- перемещения толкателя
- вида толкателя

95. Угол давления для кулачковых механизмов с коромысловым толкателем удовлетворяет условию ...

- $15^\circ \leq \theta_{\text{доп}} < 30^\circ$
- $20^\circ \leq \theta_{\text{доп}} < 45^\circ$
- $\theta_{\text{доп}} = 90^\circ$
- $\theta_{\text{доп}} = 0$

96. Угол давления для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем удовлетворяет условию ...

- $15^\circ \leq \theta_{\text{доп}} < 30^\circ$
- $20^\circ \leq \theta_{\text{доп}} < 45^\circ$
- $\theta_{\text{доп}} = 90^\circ$
- $\theta_{\text{доп}} = 0$

97. Угол давления для кулачковых механизмов с тарельчатым толкателем ...

- от 15° до 30°
- от 20° до 45°
- до 90°
- 0

98. Диаграмму перемещения толкателя кулачкового механизма получают путем графического ... диаграммы аналога скорости толкателя.

- интегрирования
- дифференцирования
- экстраполирования
- суммирования

99. Определяя координаты профиля кулачка графически, находят теоретический профиль для кулачковых механизмов с ... толкателем.

- роликовым
- остrokонечным
- тарельчатым
- сферическим

100. Определяя координаты профиля кулачка графически, находят теоретический профиль для кулачковых механизмов с ... толкателем.

101. При проектировании кулачковых механизмов с тарельчатым толкателем кулачок должен отвечать требованию... профиля.

102. Профиль кулачка при проектировании кулачковых механизмов с тарельчатым толкателем должен отвечать требованию ...

- выпуклости
- симметричности
- замкнутости
- геометричности

103. Толкатели с ... наконечником используют для уменьшения трения в кулачковых механизмах.

9.4. Силовой анализ и уравнивание механизмов

9.4.1. Силовой анализ механизмов

104. «Активные» силы – это силы ...

- движущие
- полезного сопротивления

- сопротивления среды
- тяжести
- взаимодействия звеньев

105. «Пассивные» силы – это силы ...

- движущие
- полезного сопротивления
- сопротивления среды
- тяжести
- взаимодействия звеньев

106. «Внутренние» силы – это силы ...

- движущие
- полезного сопротивления
- сопротивления среды
- тяжести
- взаимодействия звеньев

107. Обобщенная форма уравнения для расчета приведенного момента сил, приложенных к j -му звену, совершающему поступательное движение, имеет вид ...

- $M_{\Sigma}^n = F_j V / \omega_1 \cdot \cos(F, V)$
- $M_{\Sigma}^n = F_j V^2 / \omega_1 \cdot \cos(F, V)^2$
- $M_{\Sigma}^n = F_j V / \omega_1^2 \cdot \cos(F, V)$
- $M_{\Sigma}^n = F_j (V / \omega_1)^2 \cdot \cos(F, V)$

108. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в поступательной паре, рассчитывается по формуле ...

- $N = F^n f V$
- $N = F^n f V^2$
- $N = F^n f r \omega$
- $N = F^n f r \omega^2$

109. Правильная последовательность силового расчета плоского механизма:

- силовой расчет начального звена
- разбивка кинематической цепи механизма на структурные группы

Ассура

- определение внешних сил, приложенных к звеньям механизма
- силовой расчет групп Ассура

110. Вектор силы трения направлен противоположно вектору ...

- скорости
- ускорения
- угловой скорости
- тяжести

111. Направление вектора силы трения ... направлением вектора скорости

- совпадает с
- противоположно
- перпендикулярно
- образует определенный угол с

112. Силовой расчет механизмов с учетом сил инерции звеньев называют ...

- кинетостатическим
- силовым
- инерционным
- уравнивающим

113. Уравнивающая сила приложена к ... звену механизма.

114. Кинетостатический метод расчета механизмов основан на учете сил и моментов ... звеньев.

115. Учет сил трения приводит к отклонению силы взаимодействия звеньев от их общей нормали на угол, равный углу ...

116. Величина неизвестной силы при силовом анализе механизма определяется методом рычага ...

117. Полюс повернутого плана ... при силовом анализе механизма по методу Жуковского используется в качестве рычага Жуковского.

118. Вектор силы трения направлен противоположно вектору ...

119. Вектор силы трения направлен противоположно вектору ...

- скорости
- ускорения
- угловой скорости
- тяжести

120. Сила взаимодействия двух звеньев при отсутствии трения направлена ...

- по нормали к их поверхности
- по касательной их поверхности
- по направлению вектора ускорения
- противоположно вектору ускорения

121. Главный вектор сил инерции определяется из уравнения ...

- $\vec{\Phi}_j = -m_i \cdot \vec{a}_{Sj}$
- $\vec{\Phi}_j = -m_i \cdot \vec{a}_{Sj}^2$
- $\vec{\Phi}_j = -m_i \cdot \vec{a}_{Sj} / 2$
- $\vec{\Phi}_j = m_i \cdot \vec{a}_{Sj} / 2$

122. Главный вектор сил инерции в уравнении равновесия механизма отражает действие ...

- активных сил
- внешних сил
- внутренних сил взаимодействия звеньев
- ускоренного движения звеньев

123. Силовой расчет механизмов, учитывающий силы инерции звеньев, называют ...

124. Силовой расчет механизма начинается с ... звена.

- начального
- выходного
- произвольно выбранного
- ведущего

125. Сила, действующая на начальное звено и обеспечивающая заданный закон ее движения, называется ...

- уравновешивающей
- движущей
- полезного сопротивления
- трения

126. ... сила действует на начальное звено и обеспечивает заданный закон ее движения.

127. Параметры, определяемые при силовом расчете механизма, – это ...

- движущие силы и моменты
- силы внутреннего взаимодействия звеньев
- уравновешивающая сила и уравновешивающий момент
- силы трения
- силы и моменты полезного сопротивления

128. Уравновешивающая сила приложена к ... звену механизма.

- начальному
- выходному
- наиболее нагруженному
- наименее нагруженному

129. Кинетостатический метод расчета механизмов основан на учете сил и моментов ... звеньев.

- инерции
- полезного сопротивления
- трения
- тяжести

130. Сила взаимодействия звеньев при учете силы ... отклоняется от их общей нормали на величину угла трения.

131. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения во вращательной паре, рассчитывается по формуле ...

- $N = F^{\text{II}} f V$
- $N = F^{\text{II}} f V^2$
- $N = F^{\text{II}} f r \omega$
- $N = F^{\text{II}} f r \omega^2$

132. Реакцию взаимодействия звеньев во вращательной паре находят из соотношения ...

- $F = F^{\text{II}} + F^{\tau}$
- $F = F^{\text{II}} + F^{\text{K}}$
- $F = F^{\text{II}} + F^{\tau} + F^{\text{K}}$
- $F = \sum(F^{\text{II}} + F^{\tau} + F^{\text{K}})$

133. Рычаг Жуковского используется для ...

- определения величины неизвестной силы
- определения направления неизвестной силы
- подъема грузов
- определения точки приложения неизвестной силы

134. Полус повернутого плана ... при силовом анализе механизма по методу Жуковского используется в качестве рычага Жуковского

- сил
- скоростей
- ускорений

135. Использование рычага Жуковского при силовом анализе механизма предусматривает перенесение всех известных сил в одноименные точки повернутого плана скоростей ...

- с сохранением направления сил
- с изменением направления сил
- без учета направления сил
- по направлению ускорения точки приложения силы

136. Приведенный момент инерции измеряется в ...

- $\text{кг} \cdot \text{м}^2$
- $\text{кг} \cdot \text{м}$
- $\text{кг}/\text{м}^2$
- $\text{Н} \cdot \text{м}^2$
- $\text{Н}/\text{м}^2$

137. Кинетостатический метод расчета механизмов основан на учете ...

- сил и моментов инерции звеньев

- уравновешивающей силы
- сил внутреннего взаимодействия звеньев
- уравновешивающей силы и сил внутреннего взаимодействия звеньев

138. Звену, совершающему плоскопараллельное движение, соответствует инерционная нагрузка ...

- $\Phi = 0, M_{\Phi} = 0$
- $\Phi \neq 0, M_{\Phi} = 0$
- $\Phi \neq 0, M_{\Phi} \neq 0$
- $\Phi = 0, M_{\Phi} \neq 0$

139. Звену, совершающему вращательное движение с ускорением, соответствует инерционная нагрузка ...

- $\Phi = 0, M_{\Phi} = 0$
- $\Phi \neq 0, M_{\Phi} = 0$
- $\Phi \neq 0, M_{\Phi} \neq 0$
- $\Phi = 0, M_{\Phi} \neq 0$

140. Звену, совершающему поступательное движение, соответствует инерционная нагрузка ...

- $\Phi = 0, M_{\Phi} = 0$
- $\Phi \neq 0, M_{\Phi} = 0$
- $\Phi \neq 0, M_{\Phi} \neq 0$
- $\Phi = 0, M_{\Phi} \neq 0$

9.4.2. Уравновешивание механизмов

141. Условие статической уравновешенности механизма ...

- $\Phi_{\Sigma} \neq 0$
- $\Phi = 0$
- $M_{\Phi\Sigma} \neq 0$
- $M_{\Phi} = 0$

142. Условие моментной неуравновешенности механизма ...

- $\Phi_{\Sigma} \neq 0$
- $\Phi = 0$
- $M_{\Phi\Sigma} \neq 0$
- $M_{\Phi} = 0$

143. Центр масс системы подвижных звеньев при статической уравновешенности механизмов должен быть ...

- неподвижен
- уравновешен
- приложен к стойке
- приложен к начальному звену

144. Центр масс системы подвижных звеньев при статической уравновешенности механизмов должен быть ...

145. Статического уравновешивания звеньев достигают, используя ...

- противовесы
- пружины
- маховики

146. Статического уравновешивания звеньев достигают, используя ...

147. Ротор может быть неуравновешен статически и

148. Ротор может быть неуравновешен динамически и

149. Неуравновешенность ротора вызывает ...

- повышение динамических нагрузок на опоры
- неравномерность вращения главного вала
- уменьшение угловой скорости вращения главного вала
- увеличение угловой скорости вращения главного вала

150. Неуравновешенность ротора вызывает ... динамических нагрузок на опоры

151. Модуль главного вектора сил инерции неуравновешенного ротора рассчитывается из уравнения ...

- $\Phi = \omega^2 D_{ст}$
- $\Phi = \omega D_{ст}$
- $\Phi = \omega^2 / D_{ст}$
- $\Phi = 2 \omega / D_{ст}$

152. ... возникает при совпадении частоты вынужденных колебаний механизма с частотой собственных колебаний

- резонанс
- диссонанс
- вибрация
- амортизация

153. Метод ... используют для статического уравновешивания механизмов

- заменяющих масс
- Виттенбауэра
- приведения масс
- рычага Жуковского

154. Сбалансированный ротор ... при изменении угловой скорости начального звена.

- остается уравновешенным
- перестает быть уравновешенным
- меняет положение центра масс

155. Условие статической уравновешенности механизма можно записать как ...

- $\Phi_{\Sigma} \neq 0$
- $\Phi_{\Sigma} = 0$
- $M_{\Phi_{\Sigma}} = 0$
- $M_{\Phi} \neq 0$

156. Формула, используемая для расчета дисбаланса неуравновешенного ротора, имеет вид

- $D = m e^2$
- $D = m / e^2$
- $D = 2m e$

157. Метод заменяющих масс используют для ... уравновешивания механизмов.

158. Правильный порядок этапов метода заменяющих масс, используемого для статического уравновешивания механизмов:

- размещение общей массы механизма в неподвижных точках
- вводятся противовесы
- каждое звено механизма заменяется двумя сосредоточенными массами
- объединение противовесов с заменяющими массами звеньев

9.5. Динамический анализ машинного агрегата

159. Неверно, что момент инерции маховика зависит от ...

- частоты вращения вала, на котором установлен маховик
- местоположения маховика в кинематической цепи механизма
- массы звеньев механизма
- угловой координаты начального звена

160. Динамика механизмов решает такие задачи, как ...

- изучение режима движения механизма под действием заданных сил
- изучение влияния внешних сил на звенья механизма
- разработка способов уменьшения нагрузок, возникающих при движении механизма
- разработка способов, обеспечивающих заданные режимы движения механизма

161. Колебания скоростей механизма, при которых скорости всех звеньев механизма имеют определенные циклы, называют ...

- периодическими
- циклическими
- регулируемые
- установившимися

162. Колебания скоростей механизма, при которых скорости всех звеньев механизма имеют определенные циклы, называют ...

163. Равномерность движения механизма оценивают коэффициентом ...

- неравномерности
- динамичности
- равномерности
- движения

164. Равномерность движения механизма оценивают коэффициентом ...

165. Равномерность движения начального звена повышают, ... звеньев.

- увеличивая массы отдельных
- увеличивая скорость вращения
- уменьшая количество
- увеличивая количество

166. Маховик в механизмах ...

уменьшает амплитуду периодических колебаний скорости начального звена

увеличивает амплитуду периодических колебаний скорости начального звена

уменьшает вибрацию при работе механизма

изменяет направление вращения начального звена

167. Фазы разбега и выбега движения машинного агрегата относятся к ... режиму движения.

168. Способ определения приведенного момента инерции маховика с помощью графика энергомасс называют методом ...

- Виттенбауэра
- Жуковского
- Эйлера
- планов

169. Скорость главного вала (начального звена) при установившемся режиме движения машинного агрегата ...

- меняется периодически
- остается постоянной
- достигает максимального значения
- достигает минимального значения

170. Размеры и массу маховика уменьшают, ...

- устанавливая маховик на более быстроходный вал
- устанавливая маховик на тихоходный вал
- повышая угловую скорость вращения начального вала
- понижая угловую скорость вращения начального вала

171. Размеры и массу маховика уменьшают, устанавливая маховик на ... вал.

- более быстроходный
- менее быстроходный
- промежуточный
- начальный

172. Процесс движения машинного агрегата состоит из ... , установившегося режима и выбега.

- разбега
- неустановившегося режима
- пускового момента

* * *

В приложениях 2, 3, 4, 5 приведены дополнительные материалы, облегчающие самостоятельную работу студентов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Фролов К.В. Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов. – М.: Изд-во МВТУ им. Э.А. Баумана, 2005. – 662 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 639 с.
3. Фролов К.В. Механика промышленных роботов: в 3 кн. / К.В. Фролов. – М.: Высш. шк., 1998. – Кн. 1 – 140 с.
4. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 1978. – 570 с.
5. Артоболевский И.И. Сборник задач по теории механизмов и машин / И.И. Артоболевский, Б.В. Эдельштейн. – М.: Наука. 1973. – 255 с.
6. Теория механизмов и машин: конспект лекций / Постников Н.М. [и др]; Перм. политехн. ин-т. – Пермь, 1995. – 230 с.
7. Курсовое проектирование по ТММ / Кореняко А.С. – Киев: Вища шк., 1970. – 330 с.
8. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: учеб. пособие для вузов / С.А. Попов, Г.А. Тимофеев; под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 411 с.: ил.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ГЛОССАРИЙ ОСНОВНЫХ ТЕРМИНОВ

№ п/п	Понятие	Содержание
1	Машина Machine	Устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации
2	Механизм Mechanism	Система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел и (или) сил, действующих на них, в требуемые движения других тел и (или) сил
3	Машина-автомат Machine-automation	Машина, в которой преобразование энергии, материалов и информации выполняется по заданной программе, без участия человека
4	Двигатель Engine	Машина, предназначенная для преобразования энергии любого вида в механическую энергию твердого тела
5	Привод Drive	Система взаимосвязанных устройств для приведения в движение одного или нескольких твердых тел, входящих в состав машины или механизма
6	Звено Link	Твердое тело, участвующее в заданном преобразовании движения
7	Входное звено Input link	Звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев
8	Ведущее звено Driving link	Звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является положительной
9	Выходное звено Output link	Звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм
10	Ведомое звено Driven link	Звено, для которого элементарная работа приложенных к нему внешних сил отрицательна или равна нулю

№ п/п	Понятие	Содержание
11	Стойка Frame	Звено, принимаемое условно за неподвижное
12	Обобщенная координата механизма Generalized coordinate	Каждая из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки
13	Число степеней свободы механизма Degree of freedom of mechanism	Число обобщенных координат механизма
14	Связь	Любое условие, которое уменьшает число степеней свободы
15	Избыточная связь Redundant constraint	Связь, устранение которой не изменяет число степеней свободы
16	Кинематическая пара Kinematics pair	Соединение двух твердых тел механизма, допускающее их заданное относительное движение
17	Кинематическая цепь Kinematics chain	Система звеньев и (или) твердотельных элементов механизма, образующих между собой кинематические пары
18	Масштабный коэффициент Scale coefficient	Отношение численного значения физической величины в свойственных ей единицах к длине отрезка (мм), изображающего эту величину (на схеме, графике и т. п.)
19	Структурная схема Type diagram of a mechanism	Безмасштабная схема механизма, предназначенная для исследования его структуры
20	Низшая пара Lower pair	Сопряжение, элементом которого является поверхность
21	Сферическая пара Spherical pair	Трехподвижная пара, допускающая три независимых вращения вокруг трех пересекающихся осей
22	Структурная формула Structural formula	Алгебраическое выражение, устанавливающее взаимосвязь между числом степеней свободы механизма, числом подвижных звеньев, числом и подвижностью кинематических пар
23	Контур Loop	Замкнутая векторная цепь, моделирующая кинематическую

№ п/п	Понятие	Содержание
24	Группа Ассура Assure group	Кинематическая цепь, присоединение которой к механизму или ее отсоединение образует механизм, имеющий подвижность, равную подвижности исходного механизма, не распределяемой на другие цепи с теми же свойствами
25	Плоский механизм Planar mechanism	Механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости
26	Пространственный механизм Spatial mechanism	Механизм, в котором точки некоторых из его звеньев описывают пространственные или плоские траектории, расположенные в пересекающихся плоскостях
27	Передаточный механизм Function-generating mechanism	Механизм, воспроизводящий требуемую функциональную зависимость между перемещениями входных и выходных звеньев
28	Дифференциальный механизм Differential mechanism	Механизм с двумя степенями свободы, преобразующий два входных движения в одно выходное или одно входное в два выходных
29	Рычажный механизм Linkage	Механизм, звенья которого образуют только низшие пары
30	Кривошип Crank	Звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси
31	Коромысло Rocker	Звено рычажного механизма, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси
32	Шатун Coupler	Звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями
33	Ползун Slider	Звено, образующее поступательную пару с одним звеном и вращательную с другим
34	Кулиса Coulisse	Звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару

№ п/п	Понятие	Содержание
35	Кулисный механизм Coulisse mechanism	Рычажный механизм, в состав которого входит кулиса
36	Шарнирный четырехзвенник Four-bar linkage	Четырехшарнирный рычажный механизм с тремя подвижными звеньями
37	Кривошипно-коромысловый механизм Crank-and-rocker mechanism	Шарнирный четырехзвенник, в состав которого входят кривошип и коромысло
38	Синусный механизм Scotch-yoke mechanism	Плоский четырехзвенный механизм, кривошип которого через ползун соединен со звеном, совершающим поступательное движение в направлении, перпендикулярном движению ползуна
39	Толкатель Cam follower	Звено, получающее прямолинейно-поступательное движение от кулачка
40	Тангенсный механизм Tangential mechanism	Четырехзвенный механизм, в котором кулиса через ползун соединена со звеном, образующим поступательную пару со стойкой
41	Кулачок Cam	Звено, сопрягаемый элемент которого выполнен в виде криволинейной поверхности
42	Кулачковый механизм Cam mechanism	Механизм, содержащий, по крайней мере, один кулачок
43	Кулачковая пара Cam pair	Кинематическая пара, состоящая из кулачка и толкателя
44	Зуб Tooth	Выступ звена, образующий высшую кинематическую пару с выступом другого звена
45	Зубчатое зацепление Gear	Высшая кинематическая пара, образованная последовательно соприкасающимися элементами двух звеньев
46	Зубчатая передача Gear train	Трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижными поступательную пару

№ п/п	Понятие	Содержание
47	Зубчатое колесо Gear	Зубчатое звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого колеса
48	Зубчатая рейка Rack	Часть цилиндрического зубчатого колеса бесконечно большого радиуса
49	Косозубое колесо Helical gear	Зубчатое колесо, зубья которого расположены по винтовой линии на цилиндрической поверхности
50	Шевронное зубчатое колесо Herring-bone	Зубчатое колесо, состоящее из двух объединенных косозубых колес с винтовыми линиями
51	Зубчатый сектор Gear sector	Сектор цилиндрического зубчатого колеса внешнего или внутреннего зацепления
52	Шестерня Pinion	Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев
53	Глобоидная передача Globoidal gearing	Разновидность червячной передачи, у которой делительная поверхность червяка образована вращением вокруг его оси вогнутого отрезка дуги окружности
54	Коническая зубчатая передача Bevel gearing	Зубчатая передача с пересекающимися осями, у зубчатых колес которой аксоидные, начальные и делительные поверхности конические
55	Гиперболоидная передача Hyperboloid gearing	Зубчатая передача со скрещивающимися осями колес, аксоиды которых являются однополосными гиперболоидами вращения
56	Гипоидная передача Hypoid gearing	Гиперболоидная передача, у зубчатых колес которой начальные делительные поверхности конические
57	Волновая передача Harmonic drive	Механизм, содержащий зацепляющиеся между собой гибкие и жесткие зубчатые колеса и обеспечивающий передачу и преобразование движения благодаря деформированию гибкого колеса генератором волн
58	Сателлит Planetary mechanism	Зубчатое колесо, ось вращения которого вращается вокруг другой оси

№ п/п	Понятие	Содержание
59	Планетарный механизм Planetary mechanism	Механизм для передачи и преобразования вращательного движения, содержащий зубчатые колеса с перемещающейся осью вращения хотя бы одного из них
60	Мальтийский механизм Geneva mechanism	Механизм, включающий кривошип, палец которого прерывисто сцепляется с пазом на выходном звене
61	Обращенный механизм Inversed mechanism	Механизм, который получается из исходного механизма путем выбора в качестве стойки другого звена кинематической цепи
62	Кинематический анализ механизма Kinematic analysis of a mechanism	Определение движения звеньев механизма по заданному движению начальных звеньев
63	Кинематическая схема механизма Kinematic diagram of a mechanism	Схема механизма, выполненная в требуемом масштабе
64	Обобщенная скорость Generalized velocity of a mechanism	Первая производная от обобщенной координаты по времени
65	Скорость точки Velocity of a point	Производная радиуса-вектора точки по времени
66	Аналог скорости точки Analog of a point velocity	Производная радиуса-вектора точки по обобщенной координате механизма
67	Ускорение точки Acceleration of a point	Вторая производная радиуса-вектора точки по времени
68	Аналог ускорения точки Analog of a point acceleration	Вторая производная радиуса-вектора точки по обобщенной координате механизма
69	Угловая скорость Angular velocity	Первая производная угла поворота звена по времени
70	Аналог угловой скорости Analog of the angular velocity of a link	Первая производная угла поворота звена по обобщенной координате механизма

№ п/п	Понятие	Содержание
71	Угловое ускорение звена Angular acceleration of a link	Вторая производная поворота звена по времени
72	Аналог углового ускорения звена Analog of the angular acceleration of a link	Вторая производная поворота звена по обобщенной координате
73	Передаточное отношение Transmission ratio	Отношение угловых скоростей двух звеньев
74	Кинематическая передаточная функция Transfer function	Функция, описывающая относительное движение двух звеньев
75	Функция положения Position function of a mechanism	Зависимость координаты выходного звена от обобщенных координат механизма
76	Кинематический синтез механизма Kinematic synthesis of a mechanism	Проектирование кинематической схемы механизма
77	Центроида Centrode	Геометрическое место мгновенных центров скоростей
78	Шатунная кривая Coupler curve	Траектория точки шатуна
79	Делительная окружность Standard circle of cylindrical gear	Окружность, которая является базовой для определения размеров зубьев цилиндрического зубчатого колеса
80	Окружный шаг Step of gear	Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса
81	Диаметральный шаг Pitch of gear	Отношение числа зубьев к диаметру делительной окружности
82	Модуль зубьев Module of gear	Отношение окружного шага к числу π
83	Частота вращения Rotation frequency	Число оборотов вращающегося звена в единицу времени

№ п/п	Понятие	Содержание
84	Сопряженная поверхность Element of higher pair with required motion	Элемент твердого тела, входящий в высшую пару и обеспечивающий требуемый закон движения относительно элемента другого тела данной пары
85	Эвольвентная передача Involute gear	Зубчатая передача с зубьями, очерченными по эвольвенте окружности
86	Основная окружность Base circle	Окружность, по эвольвенте которой очерчен зуб передачи
87	Полюс зацепления Pitch point	Точка или одна из точек касания начальных поверхностей зубчатых колес передачи
88	Линия зацепления Line of action, pressure	Траектория общей точки контакта зубьев при ее движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи
89	Угол зацепления Pressure angle	Угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии в полюсе зацепления
90	Межосевое расстояние Centre distance	Расстояние между осями зубчатых колес передачи по межосевой линии
91	Делительный диаметр Reference diameter	Диаметр делительной окружности
92	Диаметр вершин зубьев Tip diameter	Диаметр окружности, очерчивающей вершины зубьев
93	Диаметр впадин зубьев Root diameter	Диаметр, проходящий по окружности впадин зубьев
94	Длина активной линии зацепления Contact length	Расстояние между точками пересечения окружностей вершин с линией зацепления
95	Угол перекрытия Angle of action	Угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до положения выхода из зацепления
96	Угловой шаг зубьев Angular pitch	Центральный угол концентрической окружности зубчатого колеса, равный $2\pi/z$ ($360^\circ/z$)

№ п/п	Понятие	Содержание
97	Коэффициент перекрытия Engagement contact ratio factor	Отношение угла перекрытия зубчатого колеса к его угловому шагу
98	Делительная головка зуба Addendum flank, flank of a tooth	Часть зуба, расположенная между делительной окружностью и окружностью вершин
99	Делительная ножка зуба Dedendum flank, flank of a tooth	Часть зуба, расположенная между делительной окружностью и окружностью впадин
100	Динамический анализ механизма Dynamic analysis of a mechanism	Определение движения звеньев механизма по приложенным к ним силам или определение сил по заданному движению звеньев
101	Динамический синтез механизма Dynamic synthesis of a mechanism	Проектирование кинематической схемы механизма и выбор инерционных параметров с учетом его динамических свойств
102	Сила Force	Воздействие окружающей среды, стремящееся изменить состояние или движение тела
103	Сила инерции Inertia force	Фиктивная сила, вектор которой равен произведению массы тела и ускорения его центра масс с обратным знаком
104	Обобщенная сила Generalized force	Скалярная величина, равная отношению суммы возможных работ сил, приложенных к механизму при изменении только данной обобщенной координаты к вариации этой координаты
105	Приведенная сила Equivalent force	Сила, условно приложенная к одной из точек механизма и определяемая из равенства элементарной работы этой силы сумме элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья

№ п/п	Понятие	Содержание
106	Приведенная пара сил Equivalent moment	Сила, условно приложенная к одной из точек механизма и определяемая из равенства элементарной работы этой пары сил сумме элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья механизма
107	Приведенная масса механизма Reduced mass of a mechanism	Масса, которую надо сосредоточить в данной точке механизма, чтобы кинетическая энергия этой материальной точки равнялась сумме кинетических энергий всех звеньев механизма
108	Приведенный момент инерции механизма Reduced moment of inertia of a mechanism	Момент инерции, которым должно обладать одно из звеньев механизма относительно оси его вращения, чтобы кинетическая энергия этого звена равнялась сумме кинетических энергий всех звеньев механизма
109	Центр масс Centre of mass	Точка в теле или в системе материальных точек, для которой сумма произведений масс всех материальных точек на радиусы-векторы, проведенные из рассматриваемой точки, равна нулю
110	Установившееся движение Steady-state motion of a machine	Движение машины, при котором ее кинетическая энергия постоянна или является периодической функцией времени
111	Режим разбега машины Starting regime of a machine	Переходное движение между покоем и установившимся движением
112	Режим выбега машины Stopping regime of a machine	Переходное движение между установившимся движением и покоем
113	Статическое уравнивание вращающегося звена Static balancing of a rotating body	Распределение масс вращающегося звена, переводящее его центр масс на ось вращения

№ п/п	Понятие	Содержание
114	Динамическое уравнивание вращающегося звена Dynamic balancing of a rotating body	Распределение масс вращающегося звена, совмещающее ось его вращения с одной из главных осей инерции
115	Полное уравнивание вращающегося звена Complete balancing of a rotating link	Распределение масс вращающегося звена, устраняющее давление от сил инерции этого звена на стойку
116	Уравновешенный механизм Balanced mechanism	Механизм, для которого главный вектор и главный момент сил давления стойки на фундамент остаются постоянными при заданном движении начальных звеньев
117	Уравнивание механизма Balancing of a mechanism	Распределение масс звеньев или подбор внешних сил, действующих на звенья механизма, при которых механизм становится уравновешенным
118	Противовес Counterbalance	Дополнительная масса, устанавливаемая на звено механизма для создания силы инерции, участвующей в уравнивании механизма или масс механизма
119	Диссипативная сила Dissipative force	Сила, вызывающая в ходе движения системы потерю общей энергии в связи с преобразованием ее в другие формы
120	Диссипативная функция Рэля Dissipation function	Функция обобщенных координат и обобщенных скоростей, частные производные которой по обобщенным скоростям, взятые с обратным знаком, равны соответствующим диссипативным силам
121	Работа Work	Интеграл от элементарной работы при конечном перемещении
122	Мощность Power	Производная работы по времени
123	Мощность силы Power of a force	Скалярное произведение силы и скорости точки ее приложения

№ п/п	Понятие	Содержание
124	Полезная работа механизма Useful work of a mechanism	Работа движущих сил за вычетом работы, затраченной на преодоление сил вредного сопротивления в механизме
125	Цикловой коэффициент полезного действия Cyclic efficiency of a mechanism	Отношение полезной работы к работе движущих сил за цикл установившегося движения механизма
126	Коэффициент неравномерности движения механизма Coefficient of non-uniformity of motion	Отношение разности максимального и минимального значений скорости начального звена механизма к ее среднему значению за один цикл установившегося движения механизма
127	Маховик Flywheel	Ротор, предназначенный для обеспечения заданного коэффициента неравномерности движения или накопления кинетической энергии
128	Упругость Elasticity	Свойство тела восстанавливать свою начальную форму и размеры после снятия внешних сил, вызывающих деформацию
129	Жесткость Stiffness	Мера сопротивляемости тела или конструкции к деформации, вызванной внешними силами
130	Податливость Compliance	Величина, обратная жесткости
131	Трение Friction	Совокупность явлений, которые возникают на поверхности контакта двух тел и относятся к любому относительному скольжению, качению и верчению
132	Сила трения Frictional force	Касательная реакция, действующая против двух контактирующих тел
133	Коэффициент трения Coefficient friction	Отношение предельной силы трения к нормальной реакции
134	Угол трения Angle of friction	Наибольший возможный угол, образованный реакцией двух контактирующих тел и общей нормалью к их поверхностям в точке контакта

№ п/п	Понятие	Содержание
135	Угол давления Pressure angle	Угол между силой и скоростью точки ее приложения
136	Угол передачи Transmission angle	Угол, дополняющий угол давления до 90°
137	Механические колебания Vibration	Движение механической системы, при котором хотя бы одна обобщенная координата и (или) обобщенная скорость поочередно возрастают и убывают во времени
138	Периодические колебания Periodic vibration	Механические колебания, при которых состояние механической системы повторяется через равные промежутки времени
139	Крутильные колебания Torsion vibration	Колебания, при которых происходит кручение элемента механизма
140	Продольные колебания Longitudinal vibration	Колебания, параллельные продольной оси элемента
141	Поперечные колебания Transverse vibration	Колебания, перпендикулярные продольной оси или центральной плоскости элемента механизма
142	Период Period	Интервал времени, по истечении которого повторяется последовательность событий
143	Гармоника Harmonic	Синусоида, частота которой кратна основной частоте периодической величины
144	Гармонические колебания Harmonic vibration	Механические колебания, при которых обобщенная координата и (или) обобщенная скорость изменяются пропорционально синусу с аргументом, линейно зависящему от времени
145	Вынужденные колебания Forced vibration	Механические колебания, вызванные вынуждающей силой или кинематическим возбуждением
146	Вынуждающая сила Exciting force	Сила, переменная во времени, не зависящая от состояния механической системы и вызывающая колебания этой системы

№ п/п	Понятие	Содержание
147	Источник возбуждения колебания Vibrations excitation source	Источник, подающий энергетический импульс в колебательную систему
148	Продолжительность возбуждения Exciting duration	Время, в течение которого осуществляется подвод энергии извне в колебательную систему
149	Автоколебательная система Autonomous vibrating system	Автономная колебательная система, способная совершать периодические колебания, возбуждаемые поступлением энергии от неколебательного источника, которое регулируется движением самой системы
150	Демпфирование Damping	Любое воздействие, рассеивающее энергию системы
151	Затухающие колебания Decaying vibration	Механические колебания с уменьшающимися во времени значениями размаха обобщенной координаты или ее производной по времени
152	Собственная частота Natural frequency	Частота свободных гармонических колебаний не демпфируемой линейной системы
153	Угловая частота периодических колебаний Angular frequency	Число периодов колебаний в 2π единиц времени
154	Резонанс Resonance	Резкое изменение характеристик колебаний механической системы, наступающее в результате совпадения собственных частот с вынужденными
155	Резонансная частота Resonance frequency	Частота вынужденных колебаний, при которой происходит резонанс

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ОБРАЗЦЫ ОТЧЕТОВ ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ

Лабораторная работа № 1

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Механизмы с низшими кинематическими парами

Схемы механизмов:

Подсчет степени подвижности
механизмов: $W = 3n - 2p_5 - 1p_4$

1)

2)

3)

Схемы структурных групп и механизма 1-го класса:

1)

Формула строения: _____

Класс механизма: _____

2)

Формула строения: _____

Класс механизма: _____

3)

Механизмы с высшими парами

- 1) Схемы механизма: Подсчет степени подвижности механизма:
 $W = 3n - 2p_5 - 1p_4$

- 2) Схемы механизма после замены высших пар: Подсчет степени подвижности механизма:
 $W = 3n - 2p_5$

Схемы структурных групп и механизма 1-го класса

Формула строения: _____ Класс механизма: _____

Контрольные вопросы

1. Понятие о звене механизма.
2. Кинематическая пара. Кинематическая цепь. Их образование.
3. Принцип образования механизма по Ассурю – Артоболовскому.
4. Связи в кинематической паре, степень ее подвижности.
5. Классификация кинематических пар по связям.
6. Классификация кинематических пар по характеру контакта звеньев.
7. Формула П.Л. Чебышева и физический смысл ее коэффициентов.
8. Структурные группы Ассюра. Их классификация.
9. Понятие о механизме 1-го класса.
10. Последовательность проведения структурного анализа.
11. Цель структурного анализа механизмов.

Работу принял _____

Лабораторная работа № 2

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Схема механизма:

Расчет степени подвижности:

$$W = 3n - 2p_5 - 2p_4$$

Вид исследуемой передачи: планетарная, дифференциальная, смешанная (подчеркнуть).

Расчет количества ступеней:

Показать на схеме механизма каждую ступень в отдельности.

Числа зубьев звеньев передачи:

Номер звена										
Число зубьев										

Расчет передаточного отношения каждой ступени и расчет числа оборотов в минуту n на выходе из ступени (число оборотов ведущего звена редуктора $n_1 = 100$ об/мин):

рассчитать число оборотов поводка n_{II} планетарной передачи:

$$u_{1-H} = \frac{n_1}{n_H} = \quad ; \quad n_H = \frac{n_1}{u_{1-H}} = \quad ,$$

приняв значение $n_1 = 100$ об/мин;

рассчитать число оборотов сателлита, используя формулу Виллиса:

$$u_{1-c}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_c - n_H} = \quad ,$$

где n_c – число оборотов сателлита.

Проверка передаточного отношения всей передачи опытным путем:

Контрольные вопросы

1. Основная кинематическая характеристика передачи.
2. Классификация рядовых передач, подсчет их передаточных отношений. Схемы этих передач.
3. Классификация планетарных передач; основные звенья, из которых они состоят; схемы этих передач. Отличие планетарных передач от дифференциальных.
4. Метод Виллиса для подсчета передаточного отношения в планетарных передачах. Написать формулу Виллиса для дифференциальной и планетарной передач.
5. Дифференциально-замкнутая передача и ее особенности.
6. Смешанные передачи. Как определяется их передаточное отношение?
7. Знак передаточного отношения. Как он определяется? Что показывает?
8. Области применения рядовых и планетарных передач.

Работу принял _____

Лабораторная работа № 3

ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОБКАТКИ (ОГИБАНИЯ)

Заданные величины:

1. Модуль m (мм) =

2. Диаметр делительной окружности d ,

радиус $r = \frac{d}{2} =$

3. Угол профиля рейки $\alpha = 20^\circ$.

Основные параметры колес (приведенные формулы составлены с учетом коэффициента высоты головки зуба h_a^* и коэффициента радиального зазора $C^* = 0,25$, $z_{\min} = 17$, z_{\min} – минимальное число зубьев, которое нарезается без подрезания):

Определяемые величины	Формулы		Сравнение параметров (указать <, >, =)	
	для нулевого колеса	для исправленного колеса		
			Нулевое	Исправл.
1	2	3	4	5
Число зубцов колеса	$z = d/m =$	$z = d/m =$		
Минимальное абсолютное смещение рейки		$b_{\min} = m \cdot h_a^* (17-z)/17$	$x = 0$	$x \neq 0$
Принятое смещение рейки	$b = 0$	$b \geq b_{\min}; b =$	$b = 0$	$b \neq$
Окружной стандартный шаг	$p_\alpha = \pi m =$	$p_\alpha = \pi m =$	p_α	p_α
Радиус основной окружности	$r_b = r \cos \alpha =$	$r_b = r \cos \alpha =$	r_b	r_b
Толщина зуба по делительной окружности	$S = p_\alpha / 2 =$	$S = p_\alpha / 2 + 2btg\alpha =$	S	S
Высота головки	$h_a = m =$	$h_a = m + b =$	h_a	h_a
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25 m =$	$h_f = 1,25 m - b =$	h_f	h_f
Радиус вершин	$r_a = r + h_a =$	$r_a = r + h_a =$	r_a	r_a
Радиус окружности впадин	$r_f = r - h_f =$	$r_f = r - h_f =$	r_f	r_f
Произвольный радиус. Выбрать r_a	$r_a =$	$r_a =$	r_a	r_a

1	2	3	4	5
Угол α_a	$\alpha_a =$ $-\arccos\left(\frac{r_b}{r_a}\right) =$	$\alpha'_a =$ $-\arccos\left(\frac{r_b}{r_a}\right) =$	α_a	α'_a
Толщина зуба по окружности вершин	$S_a = d_a\left[\frac{\pi}{2z} - (\text{inv}\alpha_a - \text{inv}\alpha_a)\right]$	$S'_a = d_a\left[\frac{\pi}{2z} - (\text{inv}\alpha_a - \text{inv}\alpha_a)\right]$	S_a	S'_a
Толщина зуба, измеренная на полученной схеме по делительной окружности	$S =$	$S'' =$		
Толщина зуба, измеренная по окружности выступов	$S_a =$	$S'_a =$		

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha =$$

$$\text{inv } \alpha_a = \text{tg } \alpha_a - \alpha_a =$$

α , рад, где $\alpha = 20^\circ$.

Контрольные вопросы

1. Методы изготовления зубчатых колес.
2. Основные особенности нулевых колес. Как должен располагаться режущий инструмент при их изготовлении? Суть явления подрезания ножки зуба.
3. Основные особенности исправленных колес. Каково расположение режущего инструмента при их изготовлении?
4. Основные параметры зубчатых колес: шаг, модуль, делительная, основная и начальная окружности; угол профиля зуба.
5. Формулы (записать), по которым рассчитывают основные параметры нулевых колес: шаг, радиусы делительной и основной окружностей, высоту головки и ножки, толщину зуба и ширину впадины на делительной окружности, радиусы окружностей вершин и впадин.
6. Как изменяются основные параметры нулевых колес при смещении режущего инструмента?
7. Как определяется величина минимального смещения рейки?
8. Что обозначает $\text{inv } \alpha$?

Работу принял _____

Лабораторная работа № 4
КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Определение перемещения ведомого звена

Тип кулачкового механизма _____

Номер замера	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Угол поворота кулачка φ_0													
Перемещение ведомого звена S , мм (метод положений)													
То же S , мм (метод обращенного движения)													
Средние величины перемещения S_c													
Приращение перемещений ΔS_c , мм													
Аналоги скорости ведомого звена, V_{φ} , мм													
Фазовые углы													

Окончание табл.

Номер замера	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
φ_0														
S														
S														
S_c														
ΔS_c														
V_{φ}														
Фазовые углы														

Определить фазовые углы $\varphi_y =$; $\varphi_{де} =$; $\varphi_{п} =$

Средние величины перемещений вычислять по формуле

$$S_c = \frac{1}{2}(S + S_0).$$

Приращения перемещений определять по формуле

$$\Delta S_{ci} = S_{ci} - S_{c(i-1)},$$

где i – номер замера, $i = 1, 2, 3...$

Аналоги средних скоростей на участках $\Delta\varphi$ вычислять по формуле

$$V_{\varphi i} = \frac{\Delta S_{ci}}{\Delta\varphi},$$

где $\Delta\varphi$ – приращение угла поворота кулачка, рад.

В нижней строке таблицы указать фазовые углы $\varphi_y, \varphi_{дс}, \varphi_{п}$, выделив их зоны.

При построении графика $V_{\varphi} = V_{\varphi}(\varphi)$ ординаты $V_{\varphi i}$ строить из середины участков $\Delta\varphi$.

Графики $S = S(\varphi), V_{\varphi} = V_{\varphi}(\varphi)$

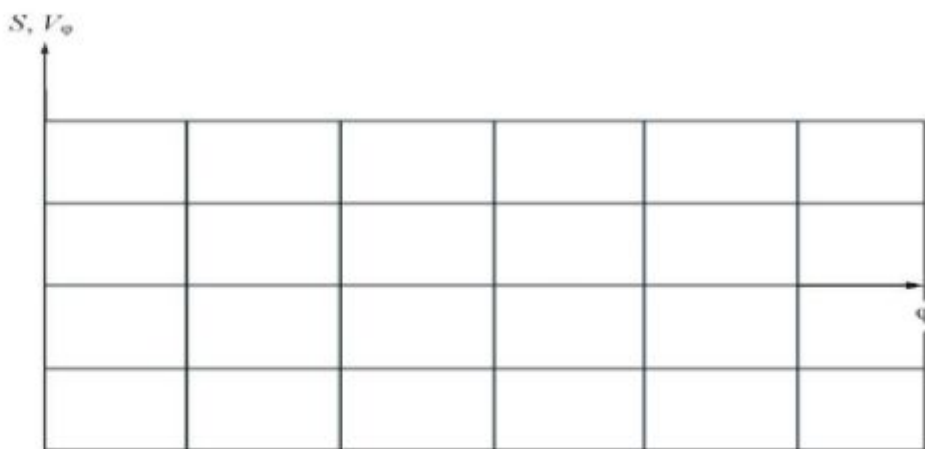


Схема построения кулачкового механизма

Контрольные вопросы

1. Кулачковые механизмы. Их преимущества и недостатки.
2. Основные параметры кулачкового механизма: ход ведомого звена, фазовые углы, профильные углы, минимальный радиус, смещение.
3. Рабочий процесс кулачкового механизма.
4. Каковы экспериментальные методы определения перемещения ведомого звена?
5. Аналог скорости. Как определить скорость по известному аналогу?

Работу принял _____

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Цель курсового проекта – систематизация и закрепление теоретических знаний, полученных при изучении разделов курса «Теория механизмов и механика машин», а также приобретение некоторого опыта составления и оформления технического документа.

Проект предусматривает проведение структурного, кинематического и динамического исследований заданного кривошипно-шатунного механизма, проектирование зубчатого механизма и кулачкового механизма (расчеты которого проводятся на вычислительной машине).

Этапы проектирования:

1. Структурный анализ механизма.
2. Кинематический анализ механизма.
3. Кинематический расчет.
4. Расчет маховика.
5. Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления.
6. Проектирование кулачкового механизма.

1. Общие требования к оформлению пояснительной записки

1. Пояснительная записка выполняется на писчей бумаге формата А4. Записи делаются на одной стороне листа. С правой и левой сторон листа, а также сверху оставляются поля размером 15–25 мм, нижнее поле 30 мм.

2. Титульный лист пояснительной записки оформляется согласно приложению 4. За титульным листом следует оглавление.

3. Вычислениям должны предшествовать расчетные выражения в буквенном виде с указанием значений входящих в них букв. В формулы подставляются все величины в числах с соответствующими размерностями, после этого записывается окончательный результат.

4. Пояснительная записка должна иметь введение и оглавление (с указанием страниц), в конце записки приводится список использованной литературы.

5. Таблицы должны иметь название и номер.

6. Графическую часть проекта следует выполнять на 5 листах ватмана формата А2 с обязательным соблюдением ГОСТов и ЕСКД.

2. Последовательность выполнения проекта

2.1. Структурный, кинематический и кинетостатический анализы кривошипно-ползунного механизма (два листа формата А2)

1. Провести структурный анализ кривошипно-ползунного механизма.
2. Построить схему механизма с масштабным коэффициентом μ_1 и выбрать расчетное положение кривошипно-ползунного механизма на рабочем ходу двигателя.
3. Определить скорости и ускорения характерных точек механизма, построив планы скоростей и ускорений в масштабе кривошипа; вычислить угловую скорость и угловое ускорение шатуна, кривошипно-ползунного механизма.
4. Провести кинетостатический расчет механизма, построив планы сил; определить реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент на кривошипе.
5. Составить систему уравнений для графоаналитического и аналитического расчетов кинематики и кинетостатики механизма, изучить идентификаторы и программу расчетов на ЭВМ.
6. Провести кинематический, кинетостатический расчеты и выполнить расчет маховика на ЭВМ для 12 положений.
7. Сравнить результаты графоаналитического и аналитического расчета, сделать выводы.

2.2. Расчет маховика (один лист формата А2)

1. Построить график изменения приведенного момента движущих сил (сил сопротивления) в функции угла поворота кривошипа $M_d^{II} = f(\varphi)$, ($M_c^{II} = f(\varphi)$) по данным расчета силового механизма.
2. Методом графического интегрирования графика приведенного момента сил построить график работы движущих сил (сил сопротивления).
3. Построить график приращения кинетической энергии (избыточных работ) по углу поворота кривошипа.
4. Определить приведенные к кривошипу моменты инерции звеньев для 12 положений механизма и построить график $J_{II} = f(\varphi)$.
5. Построить диаграмму приращения кинетической энергии в функции приведенного момента инерции $\Delta T = f(J_{II})$ (диаграмму энергомоментов). По этой диаграмме определить момент инерции маховика, который должен быть закреплен на валу кривошипа для обеспечения заданной неравномерности хода машины.
6. Определить основные размеры маховика и начертить его эскиз.

2.3. Проектирование зубчатой передачи (один лист формата А2)

1. Рассчитать и построить зацепление исправленных цилиндрических зубчатых колес z_1 и z_2 , использовать неравносмещенное зацепление зубчатых колес.

2. Построить рабочие участки профиля зуба, дугу зацепления и определить коэффициент перекрытия аналитически и графоаналитически. Рассчитать и построить эпюры относительных скольжений рабочих профилей зубьев.

2.4. Проектирование кулачкового механизма (один лист формата А2)

1. Построить в одном масштабном коэффициенте $\mu_S = \mu_{dS/d\varphi}$ зависимости $S = f(\varphi)$, $dS/d\varphi = f(\varphi)$ и зависимость $d^2S/d\varphi^2 = f(\varphi)$ по заданному закону движения ведомого звена.

2. Определить минимальный радиус кулачка по диаграмме $S = f(dS/d\varphi)$. Построить диаграмму угла передачи движения.

3. Построить центровой (теоретический) и конструктивный (практический) профили кулачка, выбрав радиус ролика.

3. Содержание пояснительной записки по разделам

3.1. Структурный анализ механизма

1. Исходные данные
2. Структурная схема механизма.
3. Степень подвижности механизма по формуле Чебышева.
4. Структурные группы Ассура и механизм 1-го класса.
5. Структурная формула механизма.
6. Класс, порядок всего механизма.

3.2. Кинематический анализ механизма

(проводится методом планов скоростей и ускорений)

1. Определение скоростей и ускорений ведущего звена.
2. Расчет масштабных коэффициентов линейного уравнения и линейной скорости μ_a и μ_v . Векторные уравнения для определения скоростей и ускорений характерных точек и звеньев механизма.
3. Расчет промежуточных скоростей и ускорений звеньев, необходимых для построения планов.
4. Построение годографов скорости и ускорения центра масс шатуна на основе результатов расчетов на ЭВМ, выбор масштабных коэффициентов построения μ_a и μ_v .
5. Описание построения графиков перемещения, скорости и ускорения поршня (использовать результаты расчетов на ЭВМ).
Графики выполнить в масштабах μ_a , μ_v , μ_S (перемещение) и μ_φ (угол поворота), где μ_a – масштабный коэффициент ускорений; μ_v – масштаб скоростей; μ_S – масштабный коэффициент перемещения, который принимается при построении схемы механизма в 12 поколениях; μ_φ – масштабный коэффициент для поворота кривошипа.
6. Определение процента ошибки значений величин, полученных методом планов и на ЭВМ по формуле, например, для скорости ползуна:

$$\eta = \frac{V_{c \max} - V_{c \min}}{V_{c \max}},$$

где $V_{c \max}$ и $V_{c \min}$ максимальное и минимальное значение скорости ползуна, полученное по одному из методов

Полученные значения внести в табл. 1.

Таблица 1

Определение погрешности расчетов при кинематическом анализе

Методы исследования	V_{S2}	a_{S2}	ω_2	ε_2	V	a
	$м \cdot с^{-1}$	$м \cdot с^{-2}$	$с^{-1}$	$с^{-2}$	$м \cdot с^{-1}$	$м \cdot с^{-2}$
Аналитический						
Графоаналитический						
Процент ошибки η , %						

Результаты кинематического расчета на ЭВМ:

V_{S2} и a_{S2} – скорость и ускорение центра масс звена,

V и a – скорость и ускорение звеньев механизма

3.3. Кинетостатический расчет механизма

1. Исходные данные.
2. Цель кинетостатического расчета.
3. Порядок расчета.
4. Расчет по исходным данным силы полезного сопротивления или движущей силы в зависимости от типа механизма для рассматриваемого положения.
5. Расчет сил инерции и моментов сил инерции.
6. Расчет реакций в кинематических парах группы Ассур, расчет масштабного коэффициента μ_F (Н/мм).
7. Расчет ведущего звена.
8. Расчет уравновешивающей силы или уравновешивающего момента.
9. Расчет мощности двигателя по уравновешивающему моменту для рассматриваемого положения механизма, принять при этом $\eta = 0,85 \dots 0,87$.
10. Распечатки силового расчета (приложить к записке перед табл. 2).
11. Определение процента ошибки значений величин, полученных графоаналитическим методом и на ЭВМ, по формуле, приведенной в кинематическом анализе (табл.2).

Таблица 2

Погрешность методов

Методы исследования	Сравниваемые значения			
	R_{01}	R_{12}	R_{03}	R_{23}
Аналитический				
Графоаналитический				
Процент ошибки η , %				

Погрешности методов при силовом расчете:

R_{01} – усилие, действующее со стороны стойки на первое звено (реакции в кинематической паре);

R_{12} – усилие, действующее со стороны первого звена на второе (реакции в шарнирах);

R_{03} – усилие со стороны стойки на звено 3 (реакции в шарнире);

R_{23} – усилие со стороны второго звена на третье (реакция во внутренней кинематической паре)

3.4. Расчет маховика

1. Исходные данные.

2. Распечатка результатов расчета на ЭВМ.

3. Построение графиков приведенных моментов сил с указанием исходной формулы приведенного момента сил сопротивления (действующих). Расчеты масштабных коэффициентов μ_{Mc} (Н·м/мм) и μ_φ (рад/мм). μ_{Mc} – масштабного коэффициента приведенных моментов сил, μ_φ – угол поворота кривошипа.

4. Построение графика зависимости работ сил сопротивления A_c от угла φ путем графического интегрирования графика $M_c = f(\varphi)$. Расчет масштабного коэффициента μ_A (Дж/мм).

5. Построение графика зависимости работы движущих сил A_d от угла φ . Порядок построения диаграммы приращения кинетической энергии машины $\Delta T = f(\varphi)$. Расчет масштабного коэффициента $\mu_{\Delta T}$ (Дж/мм).

6. Порядок построения графика приведенных моментов инерции звеньев механизма (по результатам динамического расчета параметров на ЭВМ). Расчет масштабный коэффициент μ_{Jn} (кг·м²/мм).

7. Описание порядка построения зависимости $\Delta T = f(J_n)$, где $\Delta T = A_d - A_c$ (способ Виттенбауэра).

8. Расчет момента инерции маховика.

9. Выбор конструкции маховика, определение его размеров и массы.

10. Определение линейной скорости маховика на ободе, сравнение ее с допустимой, выбор материала маховика.

11. Определение погрешности расчетов J_M по способу Виттенбауэра и расчет ее на ЭВМ (в процентах).

3.5. Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления

1. Исходные данные.

2. Расчет геометрических параметров неравносмещенного эвольвентного зубчатого зацепления:

а) выбор коэффициентов сдвига x_1 , x_2 и Δu по таблицам Кудрявцева, определение угла зацепления α_w по номограмме;

б) расчет размеров зубчатых колес, необходимых для вычерчивания рабочего зацепления (масштабный коэффициент μ_l (м/мм) надо выбрать так, чтобы полная высота зуба на чертеже была бы 50–60 мм);

в) описание построения рабочей части профиля зубьев, дуги зацепления.

3. Расчет коэффициентов удельного скольжения и описание построения диаграммы коэффициентов удельного скольжения, расчет масштабного коэффициента удельного скольжения μ_v (1/мм).

4. Расчет коэффициента перекрытия ε двумя методами: теоретическим и практическим (по построенному рабочему зацеплению колес), определение процента ошибки.

Примечание: расчеты можно проводить с помощью ЭВМ, результаты следует представить в виде таблицы параметров зубчатых колес с учетом масштаба построения.

3.6. Проектирование кулачкового механизма

1. Исходные данные кулачкового механизма.

2. Расчет масштабов для построения диаграмм движения ведомого звена.

3. Краткое пояснение построения диаграмм движения ведомого звена.

4. Описание построения совмещенной диаграммы и определения минимального радиуса кулачка R_{\min} с учетом одностороннего и двухстороннего движения.

5. Описание профилирования кулачковой шайбы, определение минимального радиуса кривизны R_{\min} . Выбор масштабных коэффициентов.

6. Расчет радиуса ролика по полученным параметру R_{\min} .

Примечание: законы движения ведомого звена могут быть рассчитаны с помощью ЭВМ, результаты этого расчета должны быть сведены в таблицы.

4. Основные требования, предъявляемые к оформлению чертежей

4.1. Общие требования

В штампе чертежей указываются следующие наименования:

1-й лист – кинематика механизма (рис. 1);

2-й лист – кинетостатический анализ механизма (рис. 2);

3-й лист – расчет маховика;

4-й лист – проектирование эвольвентного зубчатого зацепления (рис. 3);

5-й лист – синтез кулачкового механизма (рис. 4).

Планы положений механизма

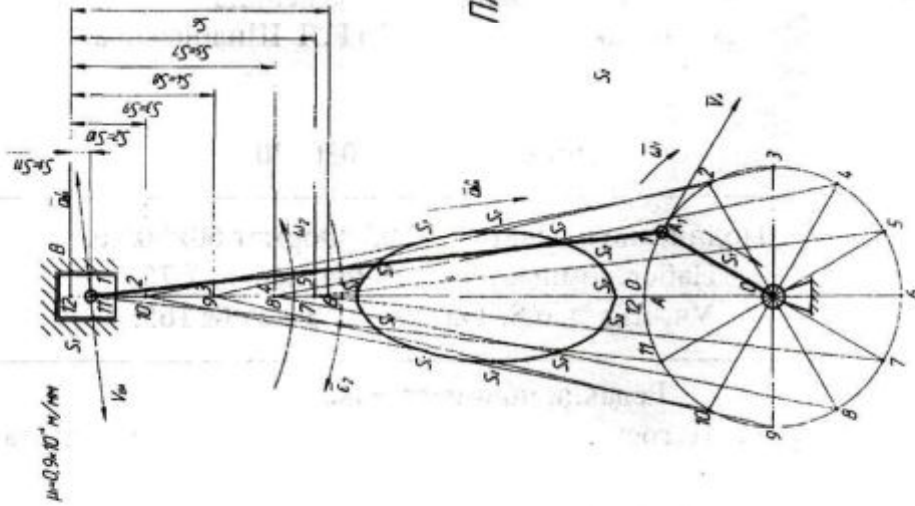


График перемещений поршня

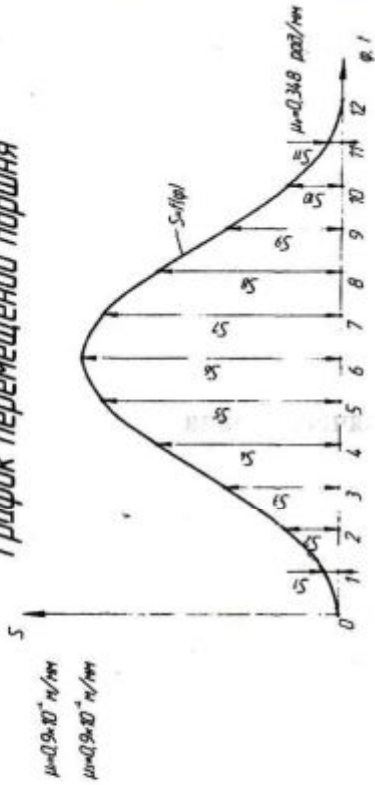
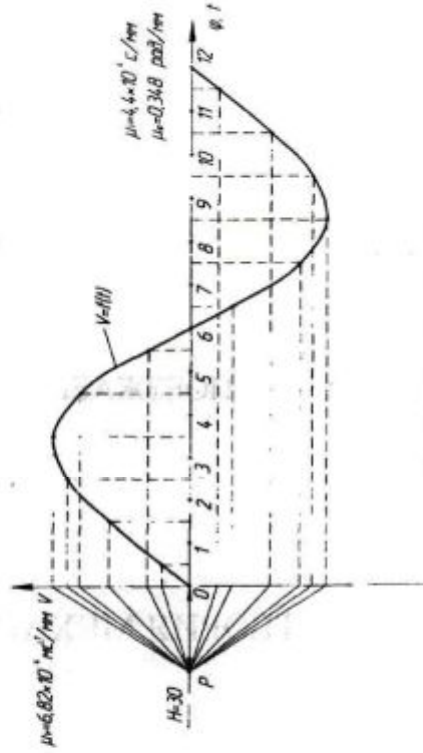


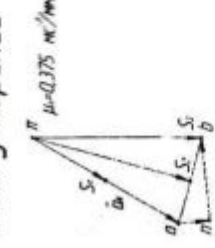
График изменения скорости поршня



План скоростей



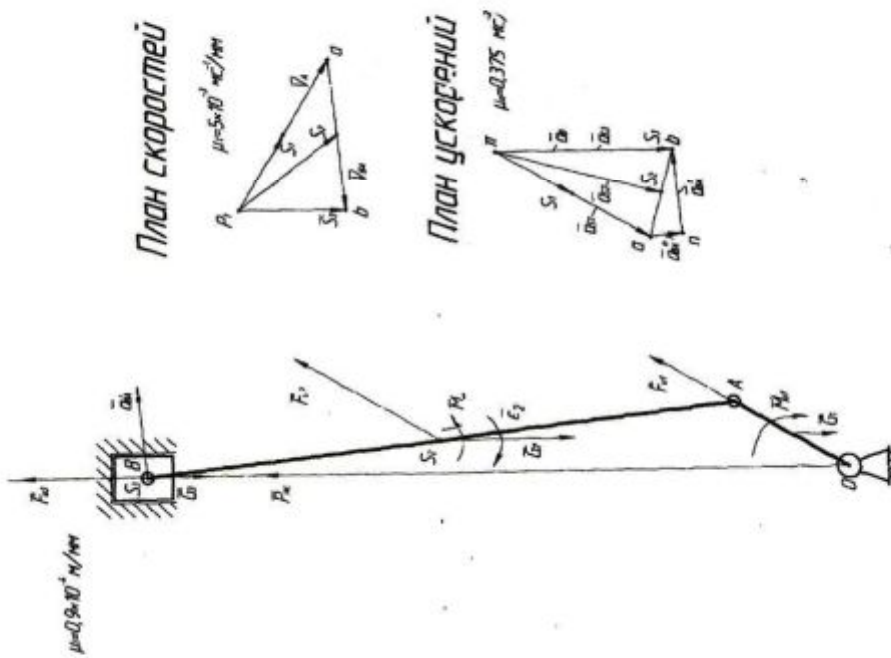
План ускорений



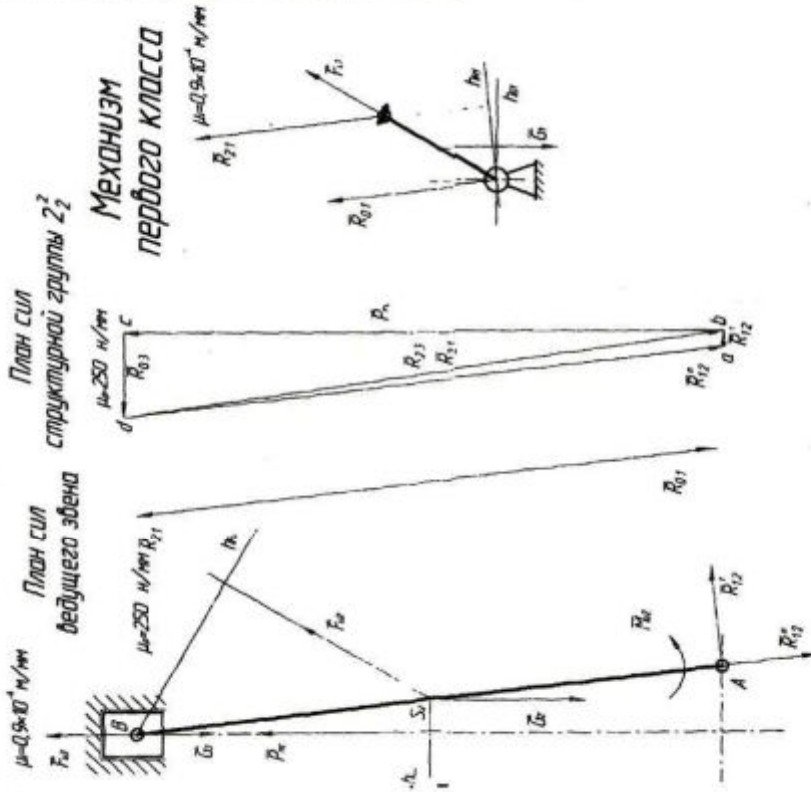
Курсовой проект по ТММ	
Имя	Иванов
Фамилия	Иванов
Группа	ТММ
Дата	11.10.2020
Лист	3
КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ	

Рис. 1

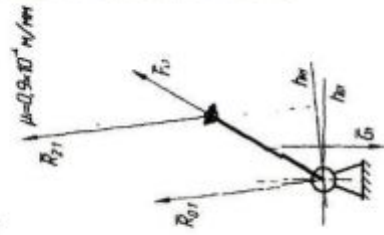
Схема механизма в первом положении



Структурная группа 2²



Механизм первого класса



Курсовой проект по ТММ	
Имя	Фамилия
Имя (в)	Фамилия (в)
Учебно-исследовательский институт	
Адрес: 21 Октября 5	
Курс: 2	
Семестр: 1	
Тема: ...	
Дата: ...	
Выполнил: ...	
Проверил: ...	
Дата: ...	

Рис. 2

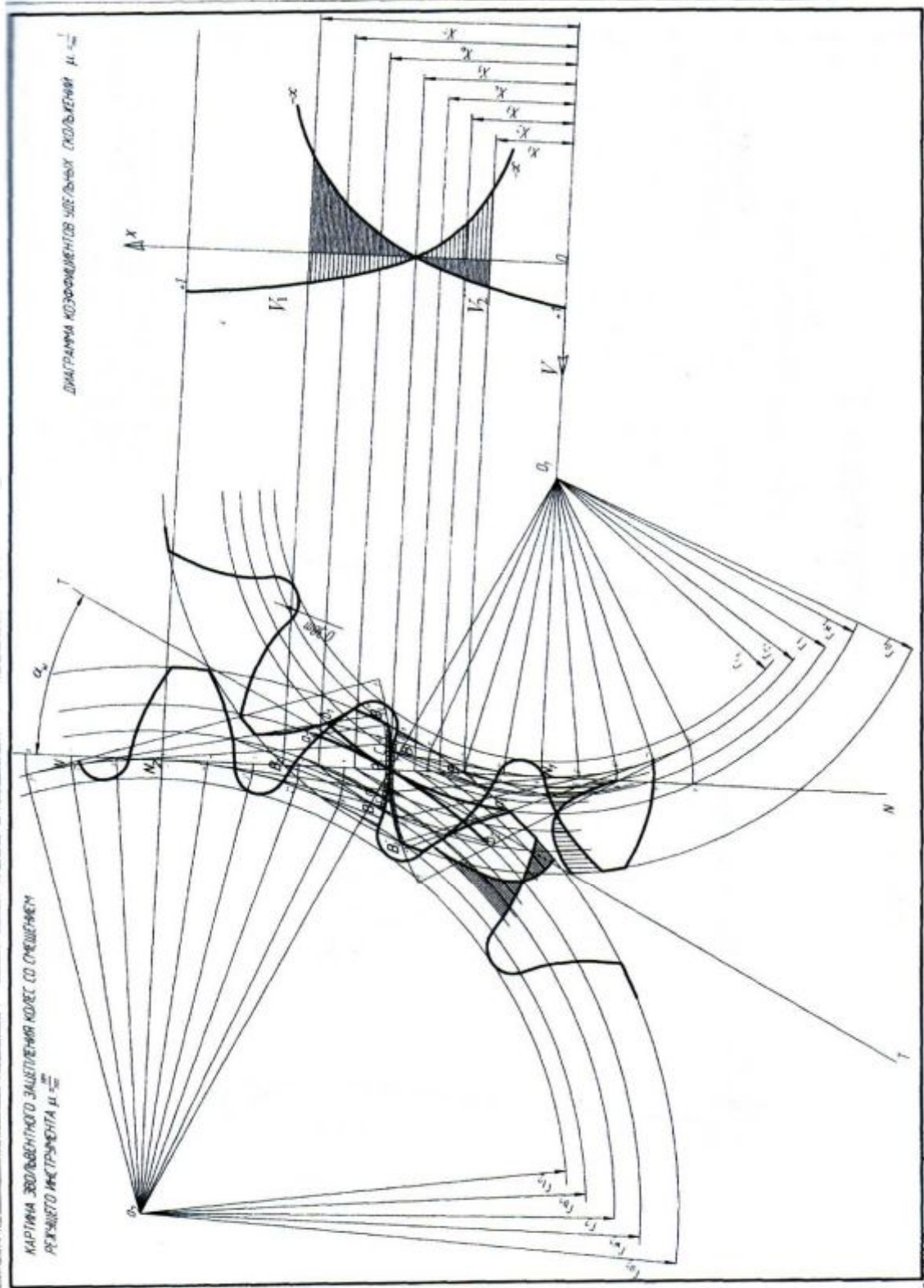


Рис. 3

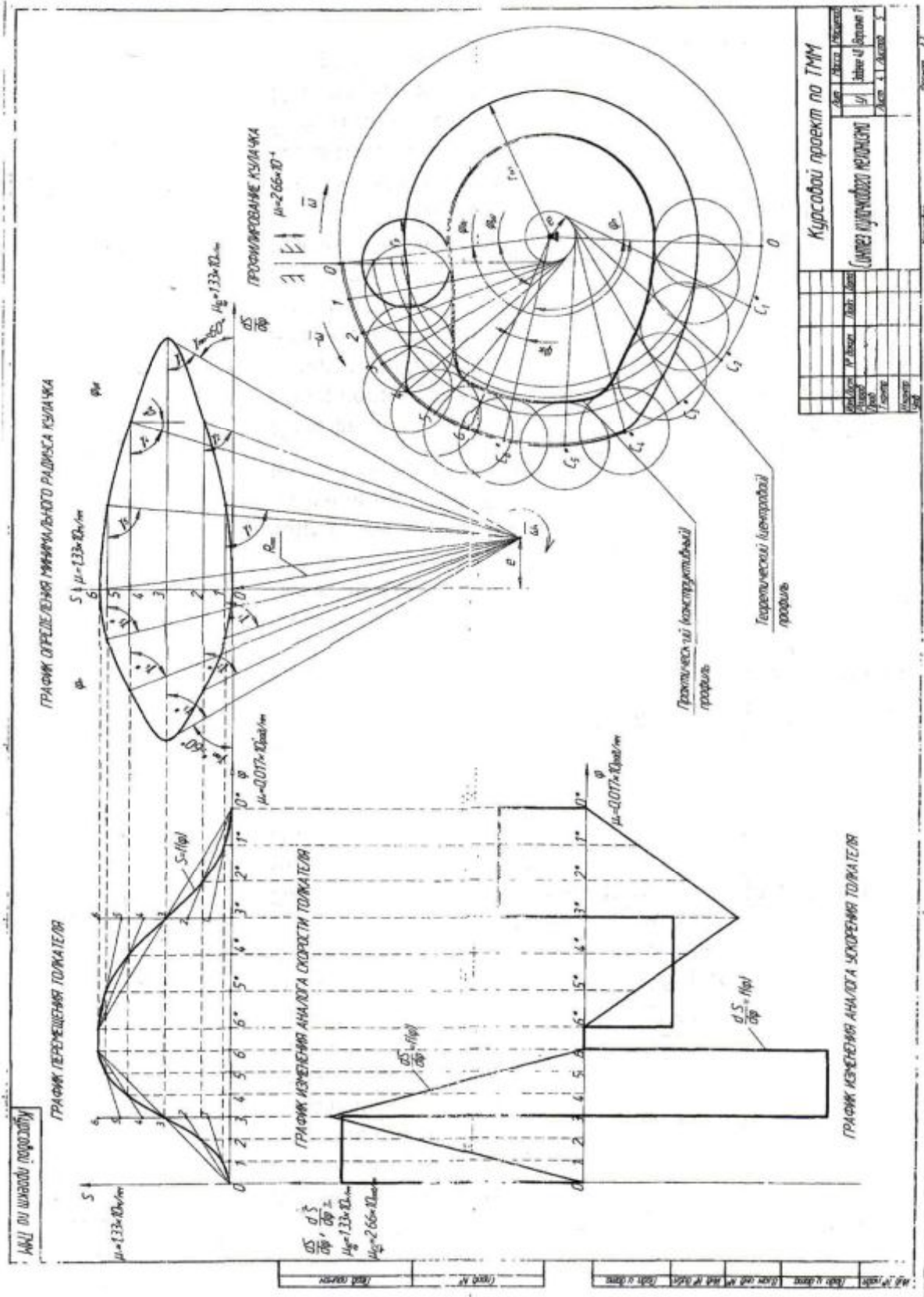


Рис. 4

Графическая часть курсового проекта выполняется на пяти листах формата А2.

Рабочее поле ограничивается рамкой:

- поле для подшивки – 20 мм;
- остальные поля – 5 мм;

В правом нижнем углу рамки вычерчивается штамп согласно ГОСТу.

Если на одном листе указанного формата изображены два различных решения (например, кинематический и силовой расчет механизма), то в штампе указываются эти два решения.

4.2. Надписи и обозначения

Надписи, буквенные и цифровые обозначения необходимо выполнять стандартным чертежным шрифтом и располагать над соответствующим изображением. Высота букв не менее 5 мм. Кинематические схемы механизмов должны быть изображены условно согласно ГОСТу. Масштабы следует обозначать масштабным коэффициентом μ (греческая буква) с индексом, соответствующим обозначению того параметра, масштаб которого определяется. Обязательно указывается размерность этой величины.

4.3. Требования к чертежам отдельных разделов

4.4.1. Структурный и кинематический анализ механизма

На левой половине листа формата А2 вычертить:

1. Схему механизма (12 положений механизма).
2. Исследуемое положение (на рабочей части хода кривошипа) контурной линией.
3. План скоростей исследуемого положения.
4. План ускорений исследуемого положения.
5. Годограф скоростей центра масс шатуна по результатам расчета на ЭВМ (таблица кинематического расчета).
6. Годограф ускорений центра масс шатуна по результатам расчета на ЭВМ (таблица кинематического расчета).
7. График перемещения поршня по результатам расчета на ЭВМ (таблица кинематического расчета).
8. График скорости поршня по результатам расчета на ЭВМ (таблица кинематического расчета).
9. График ускорения поршня по результатам расчета на ЭВМ (таблица кинематического расчета).

Указать масштабные коэффициенты:

длины μ_l (м/мм);

перемещения μ_s (м/мм);
линейной скорости μ_v (м·с⁻¹/мм);
линейного ускорения μ_a (м·с⁻²/мм);
угла поворота μ_φ (рад/мм).

4.4.2. Силовой расчет механизма

На правой половине 1-го листа формата А2 вычертить:

1. В масштабном коэффициенте μ_l (м/мм) схему механизма в выбранном положении, показать на ней точки приложения и направления всех внешних сил, сил инерции и моментов сил инерции согласно планам скоростей и ускорений для данного положения механизма.
2. В этом же масштабном коэффициенте длин структурную группу 2-го класса 2-го вида с указанием точек приложения и направления всех действующих сил; силу инерции и момент от сил инерции свести к одной силе, отброшенные звенья заменить реакциями.
3. План сил рассматриваемой группы построить рядом со схемой структурной группы, обозначить на плане каждую силу. Если сила очень мала (обращается в точку), то на плане указывается только ее обозначение.
4. В масштабном коэффициенте ведущее звено. Показать все силы, действующие на это звено. Рядом изобразить план сил ведущего звена.
5. Три графика суммарных сил (на выбор), полученных по результатам расчета на ЭВМ. Построить графики в масштабных коэффициентах μ_F (Н/мм) и μ_φ (рад/мм).

4.4.3. Расчет маховика

На листе формата А2 построить:

1. Графики приведенных моментов сил и указать масштабные $\mu_{M,c}$ (Н·м/мм) и μ_φ (рад/мм).
2. График работ движущих сил $A_d = f(\varphi)$ и сил сопротивления $A_c = f(\varphi)$, указать масштабный коэффициент μ_A (Дж/мм).
3. График приращения кинетической энергии машины $\Delta T = f(\varphi)$, указать масштабный коэффициент μ_A (Дж/мм).
4. График приведенного момента инерции звеньев машины $J_n = f(\varphi)$.
5. Диаграмму энергомасс $\Delta T = f(J_n)$, указать масштабный коэффициент $\mu_{\Delta T}$ (Дж/мм) и μ_{J_n} (кг·м²/мм).
6. Эскиз маховика, указать его размеры.

4.4.4. Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления

На листе формата А2 вычертить:

1. Эвольвентное внешнее зацепление двух зубчатых колес с неравносместным зацеплением. При этом масштабный коэффициент μ_l (м/мм) выбрать таким образом, чтобы полная высота зуба была бы в пределах 50–60 мм.

2. Графики удельного скольжения пары сопряженных профилей зубьев, указать масштабный коэффициент μ_v (1/мм).

3. Дуги зацепления, теоретическую и практическую линии зацепления, рабочий профиль зубьев, круговые диаграммы коэффициентов удельных скольжений. Указать основные размеры зубчатых колес:

m , мм	z_1	z_2	α	h_a^*	x_1	x_2	y	Δy	ε	C^*	α_w

Здесь m – модуль; z_1 и z_2 – числа зубьев первого и второго колеса; α – стандартный угол профиля ($\alpha = 20^\circ$); h_a^* – коэффициент высоты головки зуба ($h_a^* = 1$); x_1 и x_2 – коэффициенты относительного смещения (находятся по таблицам Кудрявцева); Δy – коэффициент уравнительного смещения (таблица Кудрявцева); y – коэффициент воспринимаемого смещения; ε – коэффициент перекрытия зубчатой передачи; C^* – коэффициент радиального зазора ($C^* = 0,25$); α_w – угол зацепления.

4.4.5. Проектирование кулачкового механизма

На листе формата А2 вычертить:

1. График движения толкателя (коромысла), указать масштабные коэффициенты μ_s (м/мм) и μ_φ (рад/мм).

2. График аналога скорости, указать масштабные коэффициенты $\mu_{ds/d\varphi}$ (м/мм) и μ_φ (рад/мм).

3. График аналога ускорений, указать масштабные коэффициенты $\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ (м/мм) и μ_φ (рад/мм).

4. График минимального радиуса кулачка.

5. График угла передачи (давления), указать масштабные коэффициенты μ_γ (рад/мм) и μ_φ (рад/мм).

6. Профиль кулачка с толкателем, в масштабный коэффициент μ_l (м/мм).

**УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТОВ
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ТММ**

1. Загрузить файл ТММ.exe.
2. Указать число, шифр задания, вариант задания, фамилию преподавателя, свою фамилию, группу. Для этого мышкой поставить курсор в соответствующую графу, стереть старые данные и затем ввести свои данные. Если не получается, то включить русский алфавит, фамилии можно написать латинскими буквами.
3. Когда вся страница заполнена, проверить правильность заполнения и мышкой нажать кнопку «Продолжить».
4. Ввести исходные данные в соответствии с бланком задания.
5. Мышкой отметить все три расчета (кинематический уже отмечен, напротив силового и динамического в скобках поставить «X»).
6. Число положений и шаг расчета не изменять.
7. Тип механизма посмотреть в задании.
8. Направление вращения кривошипа указано стрелкой на схеме «ω».
9. ВНИМАНИЕ! Разделительный знак – ТОЧКА, а не запятая.
10. Угловая скорость в задании называется частотой вращения. Если в распечатке угловая скорость окажется отрицательной, пугаться не нужно. Знак указывает на направление вращения кривошипа.
11. Все значения вводить в десятичной форме с учетом величин, указанных в бланке рядом с единицами измерения (10^{-2} , 10^{-5} и так далее).
12. Силы указаны в отдельной таблице (для 12 положений, а не вариантов). Тринадцатое положение соответствует первому, так как шаг расчета 30° .
13. Если отдельной таблицы нет, нужно посмотреть схему распределения нагрузки и использовать значение «Усилие нагнетания P ». Обычно до седьмого положения сила равна P , с восьмого $0,1P$.
14. Когда все данные введены, мышкой нажать кнопку «Печать».