

621.01(042.4)

Т 33

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
СУМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

по курсу "ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН"
для студентов инженерно-технических специальностей заочной
формы обучения

ЧАСТЬ II

"АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ТИПОВЫХ МЕХАНИЗМОВ"

Сумы Изд-во СумГУ 2004

621.01 (042.4)
Т 33

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
СУМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

по курсу "ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН"

для студентов инженерно-технических специальностей заочной
формы обучения

ЧАСТЬ II

"АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ТИПОВЫХ МЕХАНИЗМОВ"

394286

Утверждено на заседании кафедры
«Основы проектирования машин»
как конспект лекций по курсу
«Теория механизмов и машин».
Протокол №6 от 05.02.2004.



Сумы Изд-во СумГУ 2004

СОДЕРЖАНИЕ

	С.
РАЗДЕЛ 6 ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	6
1 Основные понятия и определения.....	6
1.1 Передачи.....	6
1.2 Агрегат.....	7
2 Механизмы передачи движения.....	7
2.1 Назначение механизмов передачи движения.....	7
2.2 Классификация механических передач.....	8
РАЗДЕЛ 7 ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	9
1 Основные понятия и определения.....	9
1.1 Зубчатые колеса.....	9
1.2 Виды зацеплений.....	10
1.3 Геометрические элементы.....	10
1.4 Параметры зацепления.....	11
1.5 Качественные показатели зацепления.....	12
2 Виды и классификация зубчатых механизмов.....	12
3 Геометрия эвольвентных профилей.....	14
3.1 Эвольвента окружности и её свойства.....	14
3.2 Образование эвольвентных профилей.....	15
3.3 Геометрические параметры прямозубого колеса.....	16
4 Кинематика зубчатых механизмов с параллельными осями.....	19
5 Геометрический синтез прямозубого эвольвентного зацепления.....	22
5.1 Цель, задачи и этапы проектирования.....	22
5.2 Основная теорема зацепления.....	22
5.3 Методы изготовления эвольвентных цилиндрических зубчатых колёс.....	23
5.4 Элементы внешнего эвольвентного зацепления.....	26
5.5 Синтез внешнего эвольвентного зацепления.....	28
5.6 Исходный производящий контур.....	29
5.7 Подрезание и заострение зуба.....	30
5.8 Дуга зацепления, угол перекрытия.....	32
5.9 Коэффициент перекрытия.....	33
5.10 Коэффициент удельного скольжения.....	35
5.11 Коэффициент удельного давления.....	37
5.12 Распределение сил в зацеплении прямозубых колёс.....	39
6 Косозубые передачи.....	39
6.1 Параметры передачи.....	39
6.2 Силы в косозубой передаче.....	41
6.3 Зацепление М.Л.Новикова.....	43

7	Конические передачи.....	44
7.1	Назначение и области применения.....	44
7.2	Геометрические параметры конических колёс с прямыми зубьями.....	45
7.3	Кинематика передачи.....	48
7.4	Силы в зацеплении колёс с прямыми зубьями.....	49
8	Червячные передачи.....	51
8.1	Краткая характеристика передачи.....	51
8.2	Геометрические параметры.....	54
8.3	Передаточное отношение.....	56
8.4	Силы в зацеплении.....	57
8.5	КПД червячной передачи.....	59
9	Планетарные механизмы.....	60
9.1	Краткая характеристика.....	60
9.2	Передаточное отношение.....	61
9.3	Графическое определение передаточного отношения.....	63
9.4	Условия проектирования.....	65
9.5	Силы в планетарной передаче.....	66
9.6	КПД планетарного механизма.....	67
9.7	Дифференциальные механизмы.....	68
РАЗДЕЛ 8 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ.....		72
1	Основные понятия и определения.....	72
1.1	Звенья механизма.....	72
1.2	Кинематические параметры.....	72
1.3	Геометрические параметры.....	72
1.4	Динамические параметры.....	72
1.5	Качественные характеристики.....	73
2	Основные сведения о кулачковых механизмах.....	73
2.1	Назначение и область применения кулачковых механизмов.....	73
2.2	Классификация кулачковых механизмов.....	74
2.3	Структура кулачковых механизмов.....	74
2.4	Геометрические параметры кулачковых механизмов.....	76
2.5	Кинематические параметры кулачковых механизмов.....	76
2.6	Законы движения выходного звена кулачковых механизмов.....	78
3	Основные параметры синтеза кулачковых механизмов.....	80
3.1	Цель и задачи синтеза.....	80
3.2	Силы, действующие на кулачковый механизм.....	80
3.3	Угол давления и угол передачи движения.....	81
3.4	Исходные данные для проектирования кулачковых меха-	

	низмов.....	82
3.5	Метод синтеза.....	82
3.6	Преимущества и недостатки кулачковых механизмов.....	83
3.7	Алгоритм синтеза кулачковых механизмов.....	83
4	Определение основных размеров кулачковых механизмов..	84
4.1	Условия проектирования кулачковых механизмов.....	84
4.2	Определения радиуса основной шайбы кулачка в механизме с поступательным движением толкателя.....	84
4.3	Определение радиуса основной шайбы кулачка в механизме с коромыслом.....	87
4.4	Определение радиуса основной шайбы кулачка в механизме с плоским толкателем	90
5	Профилирование кулачков.....	93
5.1	Профилирование кулачка в механизме с центральным толкателем.....	93
5.2	Профилирование кулачка в механизме с нецентральной толкателем.....	95
5.3	Профилирование кулачка в механизме с коромыслом.....	96
5.4	Профилирование кулачка в механизме с плоским толкателем.....	97
РАЗДЕЛ 9 КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ.....		100
1	Основные понятия и определения.....	100
2	Введение в теорию машин-автоматов.....	103
2.1	Управление от капиров.....	104
2.2	Числовое программное управление.....	106
2.3	Системы управления по времени.....	107
2.4	Системы управления по пути.....	108
3	Манипуляторы.....	110
3.1	Разновидности манипуляторов.....	111
3.2	Структура манипуляторов.....	113
3.3	Понятие о синтезе манипуляторов.....	114
4	Промышленные роботы.....	115
4.1	Системы управления роботами.....	117
4.2	Этапы развития роботов.....	117
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....		119

РАЗДЕЛ 6 ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

1 Основные понятия и определения

1.1 Передачи

Механизм передачи движения – это механизм, предназначенный для воспроизведения вращательного движения с постоянным передаточным отношением между двумя заданными в пространстве осями.

Фрикционная передача – механическая передача, служащая для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью сил трения.

Цилиндрическая зубчатая передача – зубчатая передача, составленная из прямо- и косозубых или шевронных цилиндрических колёс.

Рядовая передача – механизм с цилиндрическими прямозубыми колёсами и параллельными осями, причём на каждой оси находится по одному зубчатому колесу.

Коническая передача – зубчатая передача с пересекающимися осями.

Степень передачи – два зубчатых колеса, входящие в высшую кинематическую пару.

Косозубая цилиндрическая передача – зубчатая передача, составленная из косозубых цилиндрических колёс.

Шевронная цилиндрическая передача – зубчатая передача, составленная из шевронных цилиндрических колёс.

Цепная передача – механизм для передачи вращения между параллельными валами при помощи двух жестко закрепленных на них звездочках, через которые перекинута бесконечная приводная цепь.

Ременная передача – механизм, служащий для передачи вращательного движения при помощи шкивов, закрепленных на валах приводного ремня.

Винтовая зубчатая передача – гиперболоидная передача, у зубчатых колес которой начальные поверхности – круглые цилиндры.

Гипоидная зубчатая передача – гиперболоидная передача, у зубчатых колес которой начальные поверхности – конусы.

Реечная зубчатая передача – цилиндрическая зубчатая передача, одним из звеньев которой является зубчатая рейка.

Червячная передача – механизм для передачи вращения между валами со скрещивающимися осями посредством винта (червяка) и сопряженного с ним червячного колеса.

Глобоидная передача – червячная передача, у которой червяк нарезан не на цилиндре, а на поверхности вращения, образованной дугой с центром на оси червячного колеса.

Планетарная передача – механизм для передачи и преобразования вращательного движения, содержащая по крайней мере одно зубчатое колесо с перемещающейся осью вращения.

Дифференциальная передача – планетарный механизм, предназначенный для передачи и преобразования вращательного движения, у которого все звенья подвижны, и имеющий степень подвижности более единицы.

1.2 Агрегаты

Редуктор – агрегат, состоящий из понижающих передач, включающий систему взаимодействующих звеньев, заключенный в единый корпус.

Мультипликатор – агрегат, состоящий из повышающих передач, включающий систему взаимодействующих звеньев, заключенный в единый корпус.

Коробка передач – зубчатый механизм, передаточное отношение которого можно изменить скачкообразно по ступеням.

Вариатор – механизм, предназначенный для плавного изменения передаточного отношения.

2 Механизмы передачи движения

2.1 Назначение механизмов передачи движения

Передаточные механизмы входят в состав машины. Они располагаются между машиной-двигателем и технологической машиной. Скорость движения звеньев технологических машин может быть меньше или больше, чем у машин-двигателей. Поэтому основное назначение передаточных механизмов заключается в передаче движения с целью уменьшения или увеличения частоты вращения выходного вала. Если механизм передачи движения уменьшает частоту вращения выходного вала, то он называется **редуктором**. Механизм передачи движения, который увеличивает вращение выходного вала, называется **мультипликатором**.

Простейшие механизмы имеют одно неподвижное звено (стойку) и два подвижных. Два подвижных звена образуют высшую кинематическую пару, а со стойкой – две низшие. Степень подвижности таких механизмов равна единице.

2.2 Классификация механических передач

Передающие механизмы бывают различных видов: фрикционные, с гибкими звеньями, зубчатые.

Фрикционный механизм передает движение за счет сил трения, возникающее между звеньями. Они могут состоять из цилиндрических или конических колёс с внешним или внутренним контактом (с непосредственным касанием или с гибкой связью) как показано на рисунке 6.1

Взаимное
расположение
основных
деталей

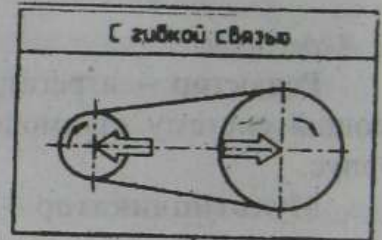
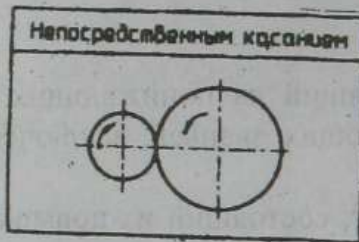


Рисунок 6.1

Важным моментом для таких передач является отсутствие проскальзывания между звеньями с целью обеспечения постоянства передаточной функции. Для этих целей они снабжаются натяжными устройствами. Однако существуют механизмы, у которых частота вращения выходного вала может изменяться плавно. Такие механизмы называются вариаторами.

В механизмах с гибкими звеньями движение осуществляется ремнями, канатами или цепями. В ременных передачах движение передается силами трения, круглыми или коническими шкивами. Такие механизмы чаще встречаются в машинах сельскохозяйственного назначения, транспортных и горных. В цепных передачах звездочки входят в зацепление со звеньями цепи.

Кроме фрикционных передач, существует большой класс зубчатых механизмов, у которых передача движения осуществляется зацеплением. Такие механизмы могут быть силовыми или кинематическими, с постоянным передаточным числом или переменным.

В силовых механизмах передаются значительные усилия (моменты) от одного звена к другому. Они широко распространены на транс-

порте, в металлообрабатывающих станках, в металлургии и других отраслях промышленности.

В кинематических передачах движение передаётся без усилий между звеньями (часовые механизмы, приборы).

Так же, как и у фрикционных, зубчатые передаточные механизмы могут иметь различное расположение основных деталей (непосредственное касание с гибкой связью). Оси валов звеньев могут быть параллельны, пересекаться или перекрещиваться.

Для всех перечисленных передач основным кинематическим параметром является передаточное отношение (u). Передаточное отношение – есть отношение угловых скоростей звеньев. Для механизма, имеющего в своём составе только два подвижных звена (входное и выходное) передаточное отношение равно

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости звеньев 1 и 2;

n_1, n_2 – частоты вращения звеньев 1 и 2.

РАЗДЕЛ 7 ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

1 Основные понятия и определения

1.1 Зубчатые колёса

Зубчатое колесо – звено механизма с замкнутой системой зубьев, обеспечивающих непрерывное движение другого звена.

Прямозубое цилиндрическое колесо – цилиндрическое зубчатое колесо с зубьями, теоретические линии которых прямые и параллельны оси колеса.

Коническое зубчатое колесо – зубчатое колесо конической зубчатой передачи.

Косозубое цилиндрическое колесо – зубчатое колесо с косыми зубьями, теоретические линии которых эквидистантны и на развёртке соосной цилиндрической поверхности являются параллельными прямыми.

Шевронное зубчатое колесо – цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями.

Рейка – сектор цилиндрического зубчатого колеса, диаметры делительной и однотипных соосных поверхностей которого бесконечно велики, вследствие чего эти поверхности являются параллельными плоскостями, а концентрические окружности – параллельными прямыми.

Шестерня – зубчатое колесо с меньшим числом зубьев по сравнению с другим зацепляющимся с ним зубчатым колесом.

Червяк – шестерня червячной или глобоидной передачи, представляющая собой винт, сцепляющийся с червячным колесом.

Червячное колесо – винтовое колесо, сопряженное с червяком.

Центральное колесо – зубчатое колесо механизма, ось которого неподвижна.

Сателлит – зубчатое колесо механизма с перемещающейся осью.

Водило – звено механизма, в котором установлен сателлит.

Промежуточные колеса – звенья зубчатого механизма, расположенные между входным и выходным звеном и не влияющие на общее передаточное отношение.

Зубчатый венец (обод) – часть зубчатого колеса, содержащая все зубья, связанные друг с другом прилегающей к ним поверхностью тела колеса.

Зубчатый сектор – звено, имеющее ограниченную систему зубьев, расположенных на секторе колеса.

1.2 Виды зацеплений

Внешнее зацепление – зубчатое зацепление, при котором аксоидные поверхности колес расположены одна вне другой, а колеса вращаются в противоположные стороны.

Внутреннее зацепление – зубчатое зацепление, при котором аксоидные поверхности зубчатых колес расположены одна внутри другой, а колеса вращаются в одну и ту же сторону.

1.3 Геометрические элементы

Начальные окружности (d_{w1}, d_{w2}) – окружности двух сопряженных зубчатых колес в относительном движении, перекатывающиеся без скольжения друг по другу.

Делительная окружность (d_i) – окружность зубчатого колеса, для которой модуль выбирается стандартным.

Делительное межосевое расстояние $a = 0,5(d_1 \pm d_2)$ – расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров зубчатых колес при внешнем зацеплении или полуразности при внутреннем зацеплении.

Основная окружность – окружность, развертка которой является теоретическим торцовым профилем зуба эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса.

Диаметр вершин зубьев – диаметр окружности, принадлежащий поверхности вершин зубьев.

Диаметр впадины зуба – диаметр окружности, принадлежащий соосной поверхности, касающейся дна впадины.

Межосевое расстояние передачи $a_w = 0,5(d_{w1} \pm d_{w2})$ – кратчайшее расстояние между осями вращения колес.

Ширина венца – наибольшее расстояние между торцами зубьев колеса.

Начальная толщина зуба – дуга начальной окружности, вмещающая впадину (расстояние между двумя зубьями).

Начальный шаг – дуга начальной окружности, вмещающая толщину зуба и ширину впадины.

Угловой шаг – центральный угол, опирающийся на дугу окружности между двумя соответствующими точками соседних зубьев.

Окружной шаг – расстояние по дуге окружности между соседними зубьями одноименных точек.

1.4 Параметры зацепления

Полюс зацепления – точка касания начальных окружностей зубчатых колес передачи.

Линия зацепления – прямая, проходящая через полюс зацепления и касательная к основным окружностям.

Активная линия зацепления – часть линии зацепления зубчатой передачи, по которой происходит взаимодействие одного зуба с другим.

Дуга зацепления – дуга, на которую начальные окружности колес перекатываются друг по другу за период работы одной пары профилей.

Угол зацепления (α_w) – угол между линией зацепления и перпендикуляром к линии, соединяющей центры колес.

Радиальный зазор – расстояние между поверхностью вершин одного из зубчатых колес передачи и поверхностью впадин другого зубчатого колеса на линии центров.

Сопряженные профили зубьев – взаимооггибаемые кривые при вращении зубчатых колес.

Сопряженные точки – точки двух зубчатых колес, которые приходят в соприкосновение на линии зацепления.

Рабочие участки профилей зубьев – участки профилей зубьев, которые участвуют в зацеплении.

1.5 Качественные показатели зацепления

Коэффициент перекрытия (ϵ_a) – отношение дуги зацепления к шагу зацепления.

Коэффициент скольжения (λ_i) – отношение скорости скольжения к скорости перемещения точки касания относительно этого профиля.

Коэффициент удельного давления ($\vartheta = m/\rho_{пр}$) – отношение модуля к приведенному радиусу кривизны эвольвент в точке контакта.

2 Виды и классификация зубчатых механизмов

Зубчатые механизмы получили широкое распространение во всех областях промышленности. Они обеспечивают заданное соотношение угловых скоростей с высокой точностью. Если необходимо осуществить движение между входным и выходным звеньями, расположенными друг от друга на значительном расстоянии, то применяются более сложные механизмы. Тогда между входом и выходом устанавливаются промежуточные звенья, число которых определяет конструктор.

Каждые два звена, входящие в высшую кинематическую пару, образуют ступень. Если в состав механизма входят несколько пар колес, то они образуют многоступенчатую передачу.

Зубчатые механизмы по расположению осей подразделяются на передачи с параллельными осями, пересекающимися и перекрещивающимися. В механизмах с параллельными осями движение передаётся цилиндрическими колёсами с прямыми или косыми зубьями (рис. 7.1 а). Оси колес таких механизмов могут быть неподвижными или подвижными. К механизмам с подвижными осями относятся планетарные и дифференциальные. И те и другие могут быть одноступенчатыми или многоступенчатыми.

В механизмах с пересекающимися осями движение передаётся коническими колёсами (рис. 7.1 б).

Оси звеньев могут занимать различное положение в пространстве.

Для передач с перекрещивающимися осями движение передаётся гиперболоидными колёсами.

Частым случаем гиперболоидных передач являются винтовые, гипоидные, а также червячные передачи (рис. 7.1 в).

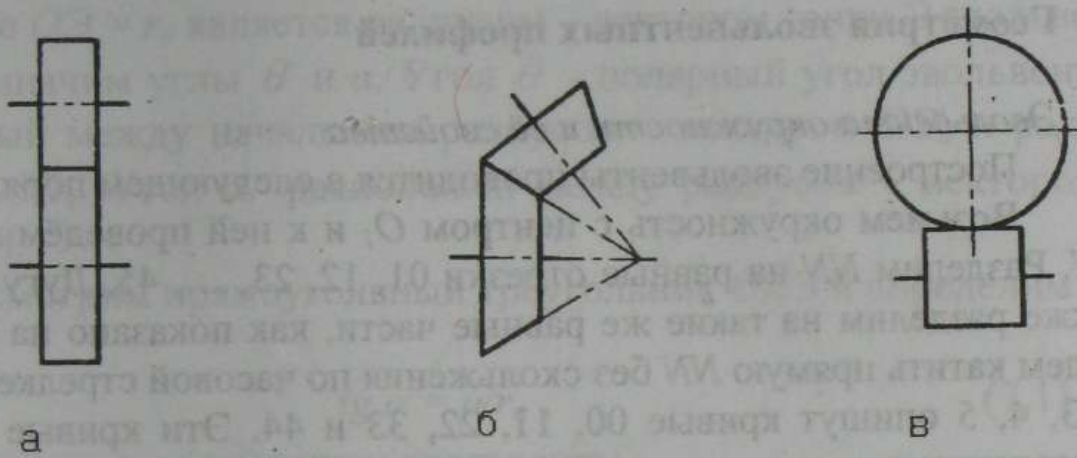


Рисунок 7.1

На рисунке 7.2 дана классификация зубчатых механизмов по некоторым кинематическим и конструктивным параметрам.

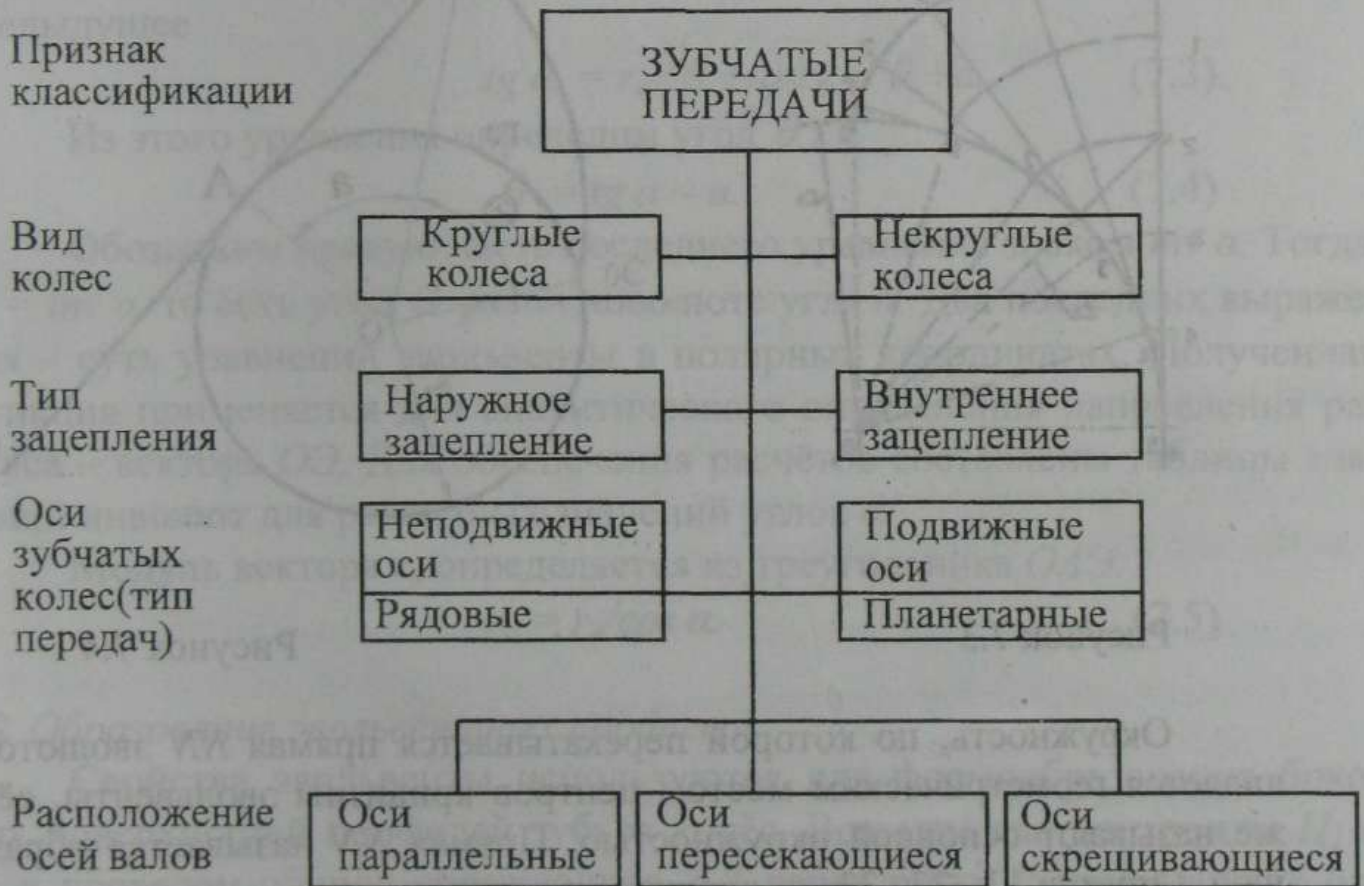


Рисунок 7.2

3 Геометрия эвольвентных профилей

3.1 Эвольвента окружности и её свойства

Построение эвольвенты проводится в следующем порядке.

Возьмем окружность с центром O_1 и к ней проведём касательную NN . Разделим NN на равные отрезки $01, 12, 23, \dots, 45$. Дугу окружности также разделим на такие же равные части, как показано на рисунке 7.3. Будем катить прямую NN без скольжения по часовой стрелке. Её точки $1, 2, 3, 4, 5$ опишут кривые $00, 11, 22, 33$ и 44 . Эти кривые называются эвольвентами.

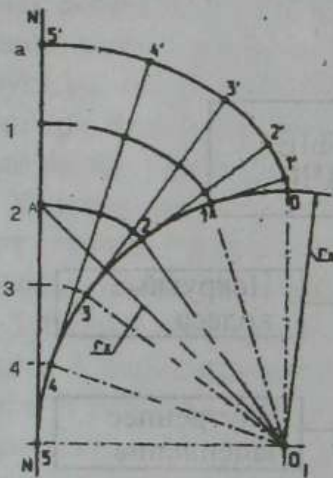


Рисунок 7.3

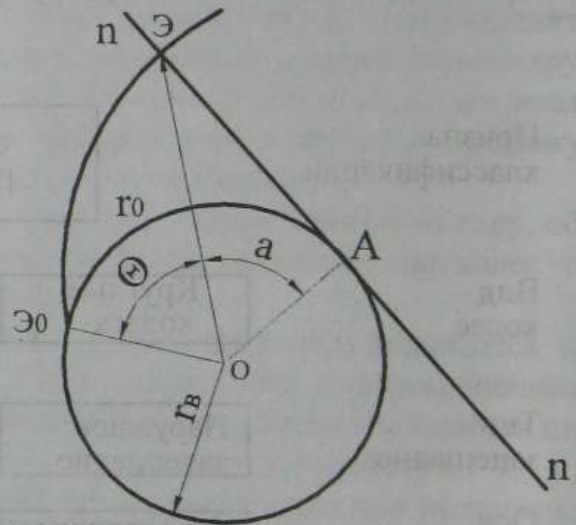


Рисунок 7.4

Окружность, по которой перекачивается прямая NN эволютой, и является геометрическим местом центров кривизны эвольвенты, её так же называют основной окружностью. Прямая NN называется образующей. Отрезки $11', 22', 33', \dots$ являются радиусами кривизны эвольвенты ρ . Образующая прямая всегда касательна к основной окружности, а радиус кривизны является нормалью к эвольвенте. Начало эвольвенты находится на основной окружности и вся расположена за её пределами. Эвольвента является плавной кривой без перегибов.

Рассмотрим некоторые зависимости параметров эвольвенты.

На окружности радиуса r_0 построим эвольвенту $\mathcal{E}_0 - \mathcal{E}$ (рис. 7.4). Расстояние $O\mathcal{E} = r_0$ является радиусом – вектором точки \mathcal{E} эвольвенты.

Обозначим углы θ и α . Угол θ – полярный угол эвольвенты, расположенный между начальным радиусом – вектором $O\mathcal{E}_0$ и радиусом – вектором $O\mathcal{E}$. Угол α расположен между радиусом – вектором $O\mathcal{E}$ и прямой OA .

Рассмотрим прямоугольный треугольник OAE и определим тангенс угла α :

$$\operatorname{tg} \alpha = \rho / r_0, \quad (7.1)$$

где ρ – радиус кривизны эвольвенты.

Из условия образования эвольвенты радиус кривизны ρ равен дуге $A\mathcal{E}_0$ основной окружности. Длина дуги $A\mathcal{E}_0$ равна радиусу r_0 , умноженному на угол, охватывающий эту дугу, тогда имеем

$$\rho = A\mathcal{E}_0 = r_0 (\theta + \alpha). \quad (7.2)$$

Подставим значения радиуса кривизны из последнего уравнения в предыдущее

$$\operatorname{tg} \alpha = r_0 (\theta + \alpha) / r_0 = \theta + \alpha. \quad (7.3)$$

Из этого уравнения определим угол θ :

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha. \quad (7.4)$$

Обозначим правую часть последнего уравнения знаком $\operatorname{inv} \alpha$. Тогда $\theta = \operatorname{inv} \alpha$, то есть угол θ равен инволюте угла α . Два последних выражения – суть уравнений эвольвенты в полярных координатах. Полученная функция применяется для аналитического определения направления радиуса – вектора $O\mathcal{E}$. Для обеспечения расчётов составлены таблицы значений инволют для различных значений углов α .

Модуль вектора r_0 определяется из треугольника OAE :

$$r_0 = \rho / \cos \alpha. \quad (7.5)$$

3.2 Образование эвольвентных профилей

Свойства эвольвенты используются для формообразования боковых поверхностей профилей зубьев колёс. Возьмем две центроиды C_1 и C_2 и проведем общую образующую $T-T$ через точку P касания этих окружностей (рисунок 7.5).

Обозначим прямую $n-n$ с углом α_w к образующей $T-T$. Восстановим перпендикуляры из центров O_1 и O_2 к прямой $n-n$ и обозначим точки N_1 и N_2 . Проведём окружности радиусами O_1N_1 и O_2N_2 . Из свойств эвольвенты эти окружности являются геометрическим местом центров кривизны эвольвент и называются основными. При качении прямой NN по основ-

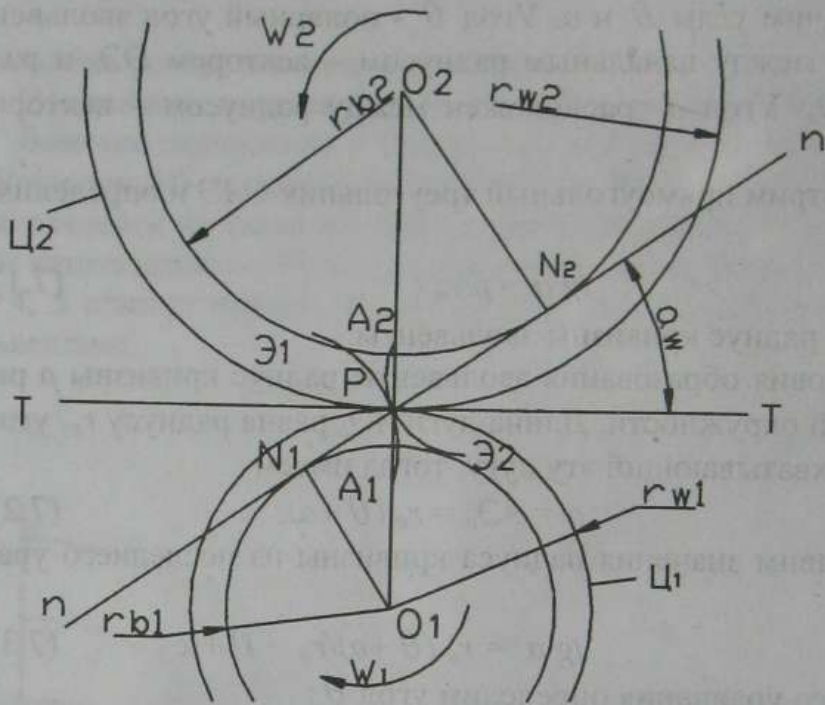


Рисунок 7.5

ным окружностям с радиусами r_{b1} и r_{b2} получим две ветки эвольвент $A_1Э_1$ и $A_2Э_2$. Эти эвольвенты перекатываются одна по другой, что позволяет получить эвольвентное зацепление. Точка P называется полюсом зацепления, а угол α_w – углом зацепления.

3.3 Геометрические параметры прямозубого колеса

Возьмем элемент зубчатого колеса (рисунок 7.6).

Начальная окружность радиусом d_w делит зуб на головку и ножку. Снаружи головки зубьев ограничены окружностью головок (d_a), изнутри – окружностью ножек d_f . Головка зуба расположена между начальной и окружностью головок. Ножка зуба расположена между начальной окружностью и окружностью ножек.

Дуга начальной окружности, вмещающая один зуб без впадины, называется начальной толщиной зуба (s_w).

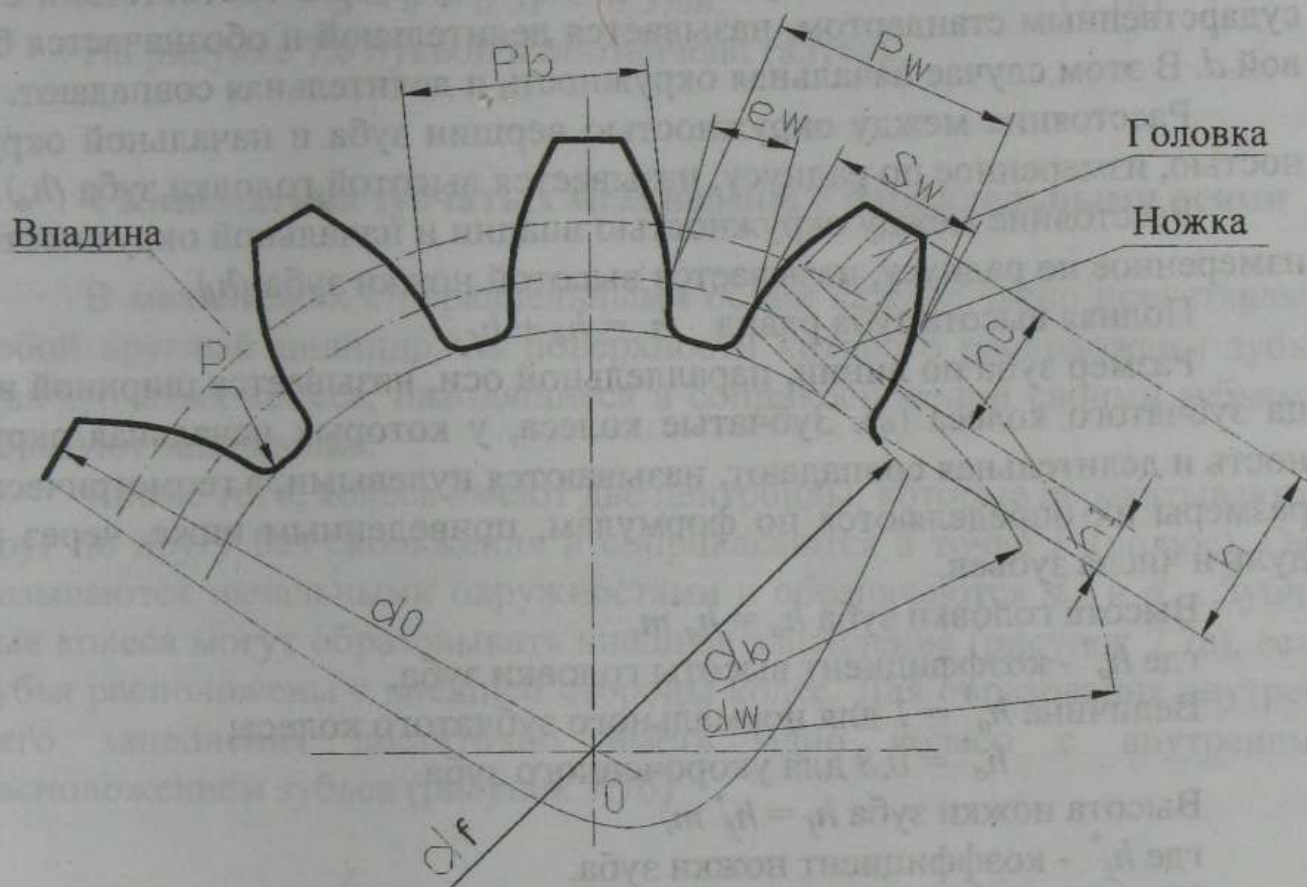


Рисунок 7.6

Дуга начальной окружности, вмещающая впадину (расстояние между двумя соседними зубьями), называется шириной впадины (e_w).

Дуга начальной окружности, вмещающая толщину зуба и ширину впадины, называется окружным шагом

$$p_w = s_w + e_w \quad (7.6)$$

Если принять z – число зубьев на колесе, а d_w – диаметр начальной окружности, то имеем равенство

$$d_w = \frac{p_w}{\pi} \cdot z, \quad (7.7)$$

откуда

$$\pi d_w = p_w \cdot z.$$

Отношение $p_w/\pi = m$ называется модулем. Модули стандартизованы и приводятся в литературе. Центральный угол τ , опирающийся на дугу окружности, равную окружному шагу p_w , называется угловым шагом зубьев и определяется по формуле

$$\tau = 2\pi/z. \quad (7.8)$$

394286

Окружность, для которой модуль выбирается в соответствии с государственным стандартом, называется делительной и обозначается буквой d . В этом случае начальная окружность и делительная совпадают.

Расстояние между окружностью вершин зуба и начальной окружностью, измеренное по радиусу, называется высотой головки зуба (h_a).

Расстояние между окружностью впадин и начальной окружностью, измеренное по радиусу, называется высотой ножки зуба (h_f).

Полная высота зуба равна $h = h_a + h_f$.

Размер зуба по линии, параллельной оси, называется шириной венца зубчатого колеса (b). Зубчатые колеса, у которых начальная окружность и делительная совпадают, называются нулевыми, а геометрические размеры их определяются по формулам, приведенным ниже, через модуль и числа зубьев.

Высота головки зуба $h_a = h_a^* m$,

где h_a^* - коэффициент высоты головки зуба.

Величина $h_a^* = 1$ для нормального зубчатого колеса;

$h_a^* = 0,8$ для укороченного зуба.

Высота ножки зуба $h_f = h_f^* m$,

где h_f^* - коэффициент ножки зуба.

Величина $h_f^* = 1,25$ для нормального зубчатого колеса;

$h_f^* = 1,1$ для укороченного зуба.

Полная высота зуба $h = 2,25m$ для укороченного зуба $h = 1,8m$.

Диаметры делительных окружностей равны

$$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2. \quad (7.9)$$

Диаметры окружностей вершин равны:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = mz_1 + 2m = m(z_1 + 2), \quad (7.10)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = mz_2 + 2m = m(z_2 + 2).$$

Диаметры окружностей впадин равны:

$$d_{f1} = d_1 + 2h_f = mz_1 - 2,5m = m(z_1 - 2,5), \quad (7.11)$$

$$d_{f2} = d_2 + 2h_f = mz_2 - 2,5m = m(z_2 - 2,5).$$

Диаметры основных окружностей равны:

$$d_{e1} = d_1 \cdot \cos \alpha = mz_1 \cdot \cos \alpha, \quad (7.12)$$

$$d_{e2} = d_2 \cdot \cos \alpha = mz_2 \cdot \cos \alpha$$

Расстояние между осями колёс равно

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(mz_1 + mz_2) = 0,5m(z_1 + z_2) \quad (7.13)$$

Шаг по делительной окружности равен

$$P = \pi m.$$

Толщина зуба по делительной окружности равна ширине впадины и определяется по формуле

$$S = e = 0,5P = 0,5\pi m. \quad (7.14)$$

На рисунке 7.6 буквой p обозначена галтель.

4 Кинематика зубчатых механизмов с параллельными осями

В механизмах с параллельными осями каждое звено представляет собой круглый цилиндр, на поверхности которого расположены зубья. Два зубчатых колеса, находящиеся в соприкосновении своими зубьями, образуют зацепление.

Кроме того, колеса имеют две центроиды, которые перекатываются друг по другу без скольжения и соприкасаются в точке P (полус). Они называются начальными окружностями и обозначаются d_{w1} и d_{w2} . Зубчатые колеса могут образовывать внешнее зацепление (рисунок 7.7а), если зубья расположены с внешней стороны колёс. Для образования внутреннего зацепления достаточно иметь одно колесо с внутренним расположением зубьев (рисунок 7.7б)

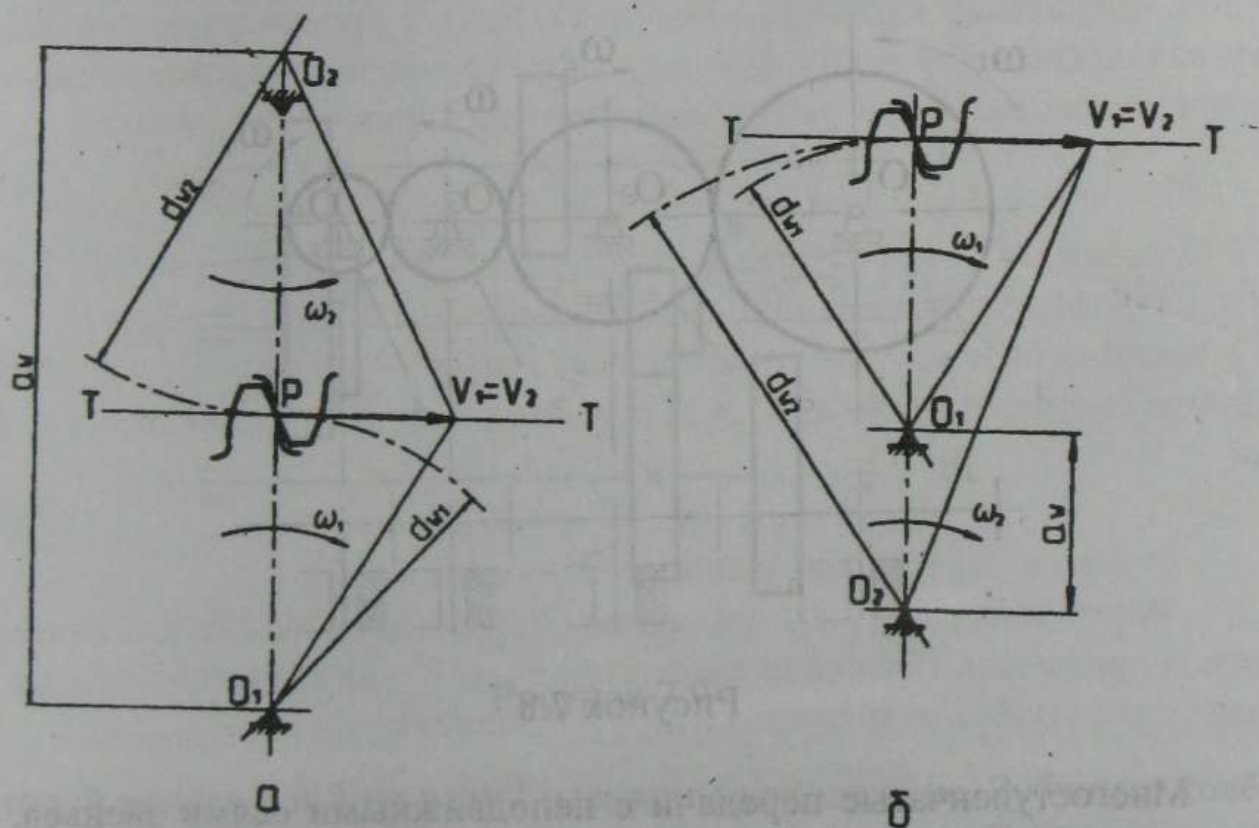


Рисунок 7.7

На рисунке 7.7а показана передача с внешним зацеплением. Угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют разное направление. На рисунке 7.7б показана передача с внутренним зацеплением, угловые скорости звеньев 1 и 2

направлены в одну и ту же сторону. Окружности радиусов r_{ω_1} и r_{ω_2} являются центроидами и называются начальными, а точка P_o является мгновенным центром вращения в относительном движении. Так как скорости звеньев 1 и 2 в точке P_o равны

$$V_1 = \omega_1 d_{w1}/2 \quad \text{и} \quad V_2 = \omega_2 d_{w2}/2, \quad (7.15)$$

то

$$u_{12} = \pm \omega_1 / \omega_2 = \pm d_{w2} / d_{w1}.$$

В плоских зубчатых передачах отношение радиусов начальных скоростей можно заменить отношением чисел зубьев:

$$u_{12} = \pm \omega_1 / \omega_2 = \pm d_{w2} / d_{w1} = \pm z_2 / z_1. \quad (7.16)$$

Знак плюс или минус в последнем уравнении указывает на вид зацепления. Внешнему зацеплению соответствует знак минус, внутреннему — знак плюс. Передаточное отношение от колеса 2 к колесу 1 равно

$$u_{21} = \pm \omega_2 / \omega_1 = \pm d_{w1} / d_{w2} = \pm z_1 / z_2. \quad (7.17)$$

Многоступенчатые передачи применяются в тех случаях, когда требуется осуществить движение при значительном расстоянии между входным и выходным звеньями. При этом применяют несколько последовательно соединенных колёс, а передача называется многоступенчатой (рисунок 7.8)

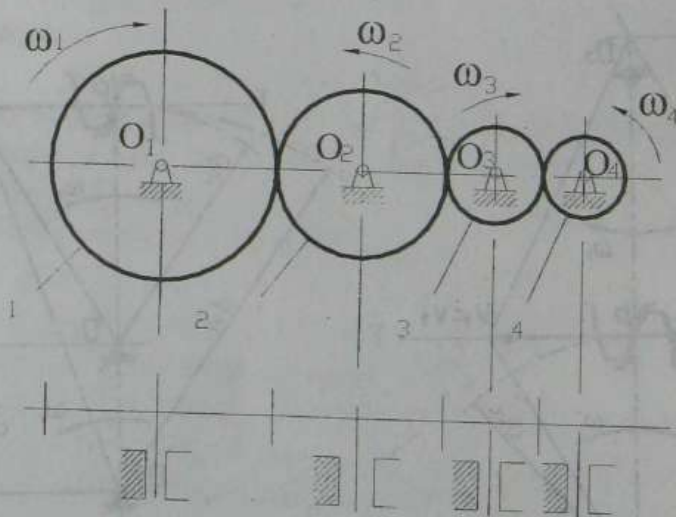


Рисунок 7.8

Многоступенчатые передачи с неподвижными осями звеньев, как показано на рисунке 7.8, называются рядовыми. Передаточное отношение не зависит от промежуточных колёс, которые служат для передачи вращательного движения и изменения направления выходного звена.

Общее передаточное отношение рядовой передачи определяется как произведение передаточных отношений отдельных ступеней. Для механизма, показанного на рисунке 7.8, передаточное отношение равно

$$u_{14} = u_{12}u_{23}u_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_3}{z_2}\right)\left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = -\frac{z_4}{z_1}. \quad (7.18)$$

В общем виде передаточное отношение для рядовых передач можно записать в следующем виде:

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = (-1)^m u_{12}u_{23} \dots u_{(n-1)n}, \quad (7.19)$$

где m — число внешних зацеплений.

Для некоторых производственных процессов существует необходимость изменять скорость дискретно. Тогда в качестве механизма передачи движения применяют коробки скоростей. Их обычно устанавливают в автомобилях, станках или других машинах. Коробка скоростей состоит из зубчатых колёс и валов. Зубчатые колёса можно попеременно вводить в зацепление. На рисунке 7.9 показана схема простой коробки скоростей,

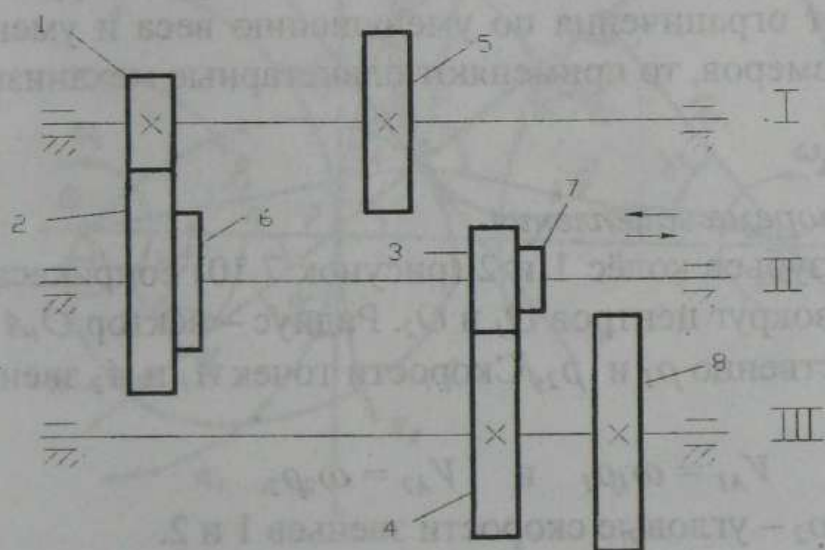


Рисунок 7.9

у которой колёса 1 и 3 на валу I насажены неподвижно. Зубчатые колёса на валу II могут перемещаться на шлицах вдоль оси. Как показано на схеме (рисунок 7.9), в зацеплении находятся колёса 1, 2, 3, 4. Передаточное отношение такой передачи равно $u_{14} = u_{12} \cdot u_{34}$.

Следующую передачу можно осуществить, если ввести в зацепление колёса 5, 6, 7, 8.

5 Геометрический синтез прямозубого эвольвентного зацепления

5.1 Цель, задачи и этапы проектирования

Основной целью синтеза зубчатых механизмов является точное воспроизведение передаточной функции (передаточного отношения). Задачей геометрического синтеза зубчатого зацепления является определение размеров звеньев и качественных характеристик (коэффициентов перекрытия, относительного скольжения и удельного давления), зависящих от геометрии зацепления.

Проектирование зубчатых механизмов состоит из двух этапов. Первый этап включает структурный синтез, где определяются тип и схема механизма. Тип механизма оценивается коэффициентом полезного действия и расположением входного и выходного звеньев. Предпочтение отдаётся схеме с наименьшим числом звеньев.

Второй этап состоит в определении геометрических и кинематических параметров. При незначительном передаточном отношении ($u \leq 5$) применяют простые передачи, а при $u > 5$ применяют многоступенчатые.

Если требуется обеспечить передаточное отношение в пределах 80 – 100, применяют червячные передачи. Если к проектируемому механизму накладывают ограничения по уменьшению веса и уменьшению геометрических размеров, то применяют планетарные механизмы.

5.2 Основная теорема зацепления

Профили зубьев колёс 1 и 2 (рисунок 7.10) соприкасаются в точке A и вращаются вокруг центров O_1 и O_2 . Радиус – вектор O_1A и O_2A обозначим соответственно ρ_1 и ρ_2 . Скорости точек A_1 и A_2 звеньев 1 и 2 равны

$$V_{A1} = \omega_1 \rho_1 \quad \text{и} \quad V_{A2} = \omega_2 \rho_2, \quad (7.20)$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости звеньев 1 и 2.

Через точку $A(A_1, A_2)$ проведем общую нормаль NN к соприкасающимся профилям. Проекции скоростей V_{A1} и V_{A2} на нормаль должны быть равны, т.к. колёса находятся в соприкосновении

$$\rho_1 \omega_1 \cos \alpha_1 = \rho_2 \omega_2 \cos \alpha_2. \quad (7.21)$$

Проекция скоростей V_{A1} и V_{A2} на общую касательную $T-T$ (V_{A1}' и V_{A2}') не равны, что указывает на скольжение профилей. Из точек O_1 и O_2 опустим перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 на нормаль NN , получим:

$$O_1N_1 = \rho_1 \cos \alpha_1, \quad O_2N_2 = \rho_2 \cos \alpha_2. \quad (7.22)$$

Тогда $O_1N_1\omega_1 = O_2N_2\omega_2$, или $\omega_1/\omega_2 = O_2N_2/O_1N_1$.

Точку пересечения NN с линией центров O_1O_2 обозначим через P . Треугольники ΔO_1PN_1 и ΔO_2PN_2 подобны. Тогда запишем

$$\frac{O_1N}{O_2N} = \frac{O_1P}{O_2P}, \quad \text{или} \quad u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2}{r_1}. \quad (7.23)$$

Последнее равенство называется основной теоремой зацепления и формулируется следующим образом: нормаль в точке касания элементов высшей кинематической пары качения и скольжения делит линию центров O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям. Точка P является мгновенным центром вращения в относительном движении, она называется полюсом зацепления, а радиусы r_1 и r_2 являются радиусами-векторами центроид в относительном движении звеньев 1 и 2 и называются радиусами начальных окружностей (r_{w1} и r_{w2}).

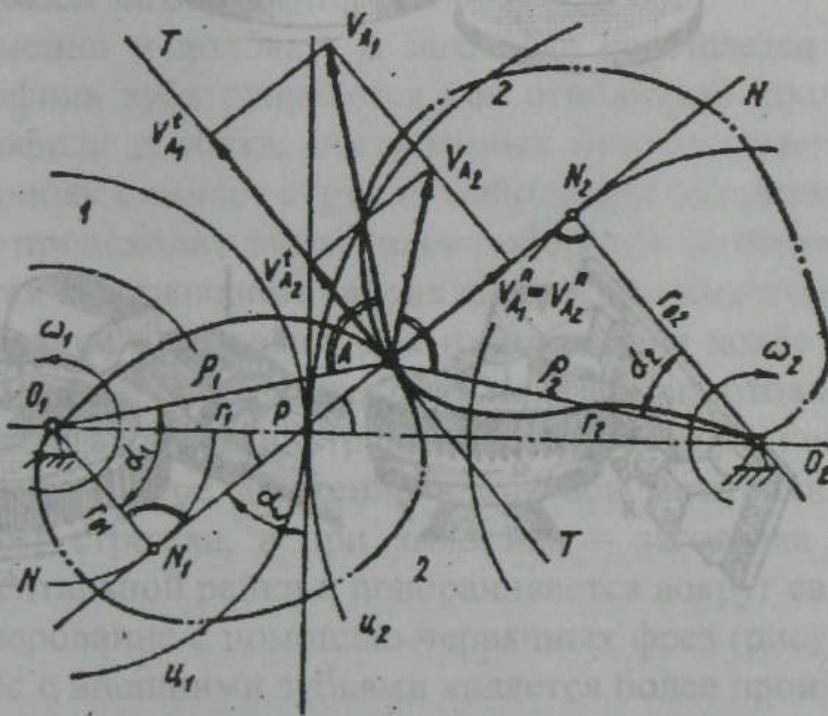


Рисунок 7.10

5.3 Методы изготовления эвольвентных цилиндрических зубчатых колёс

Зубчатые колеса с эвольвентным профилем изготавливаются на зуборезных станках методом копирования или обката. При изготовлении зубчатых колёс с мелким модулем применяют метод горячей накатки (формообразования).

Метод копирования (рисунок 7.11а) заключается в том, что фреза в поперечном сечении имеет форму впадины нарезаемого колеса. Враща-

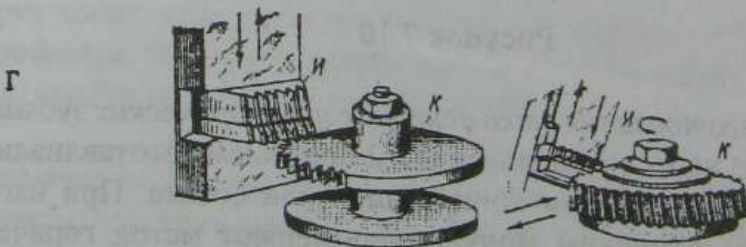
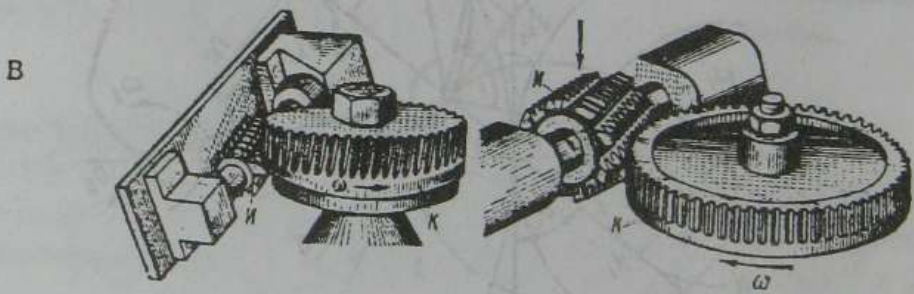
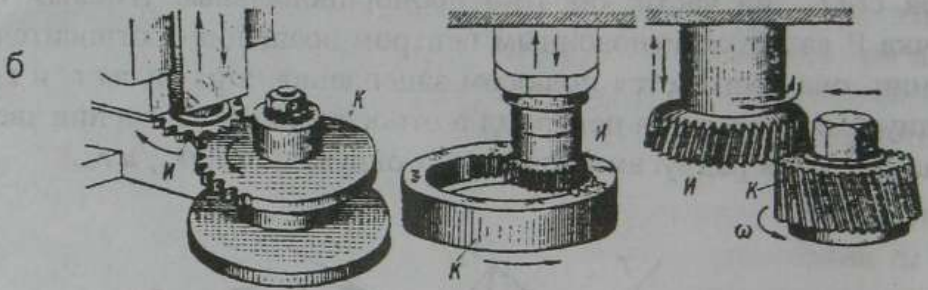
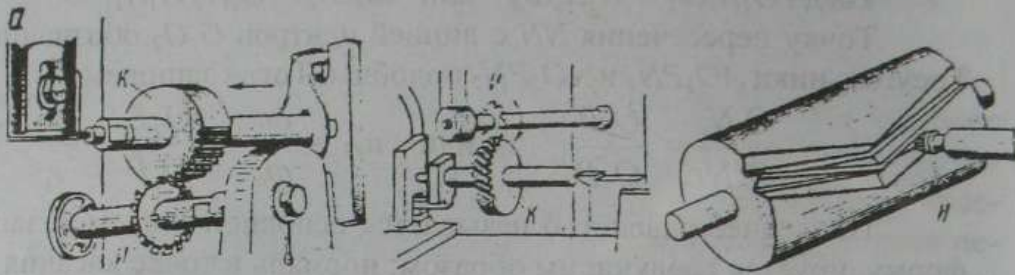


Рисунок 7.11

ясь, она перемещается в направлении боковой поверхности образующей зуба. За один ход фреза прорезает одну впадину и возвращается в исходное положение. Затем заготовка поворачивается на величину углового шага ($\tau = 2\pi/z$), и процесс нарезания повторяется. Нарезание зубчатых колёс осуществляется дисковыми и пальцевыми фрезами. Шевронные зубчатые колеса изготавливаются пальцевыми фрезами (рисунок 7.11а). Метод копирования имеет относительно невысокую производительность и предусматривает использование одномодульных фрез.

Метод обкатки имеет преимущество перед вышеописанным в том, что одним и тем же режущим инструментом нарезаются колёса с разным числом зубьев. Существует несколько способов производства зубчатых колёс методом обкатки (зубодолбление и фрезерование).

При зубодолблении инструмент (долбяк) (рисунок 7.11б) выполняется в виде зубчатого колеса и совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси заготовки.

Одновременно и долбяку, и заготовке сообщается вращательное движение. Профиль зуба получается как огибающая последовательных положений профиля долбяка, построенных относительно заготовки. За один проход долбяк снимает стружку небольшой толщины. Поэтому нарезание зубьев происходит за несколько оборотов заготовки. Долбяк так же перемещается в радиальном направлении к оси заготовки.

Зубодолбление применяют для изготовления колёс с внешними и внутренними зубьями. На рисунке 7.11г показано изготовление зубчатых колёс с внешними зубьями инструментальной рейкой. Рейка совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси заготовки. При прямом ходе происходит строжка, а при холостом – заготовка перемещается вдоль инструментальной рейки и поворачивается вокруг своей оси.

Зубофрезерование с помощью червячных фрез (рисунок 7.11в) для нарезания колёс с внешними зубьями является более производительным, так как движение фрезы и заготовки осуществляется непрерывно.

Если фрезу разрезать вдоль оси, то получим очертания инструментальной рейки. Процесс нарезания червячной фрезой сводится к нарезанию инструментальной рейкой. Фреза, вращаясь, непрерывно перемещается относительно вращающейся заготовки. Поступательное движение фрезе сообщается параллельно оси заготовки.

Изготовление колёс методом наката производится зубчатым инструментальным колесом (рисунок 7.12). Инструментальному колесу и заготовке сообщается относительное движение, как если бы они находились в зацеплении с передаточным отношением

$$u = z_1/z_3, \quad (7.24)$$

где z_u – число зубьев инструмента;

z_j – число зубьев нарезаемого колеса.

Если материал заготовки эластичен, то инструментальное колесо накатает на заготовке требуемое число зубьев. Накатка может происходить в холодном или горячем состояниях заготовки. Этим способом обрабатываются мелкозубчатые колеса.

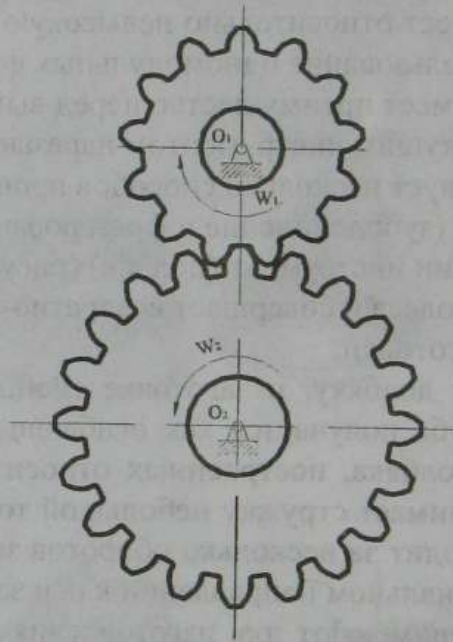


Рисунок 7.12

5.4 Элементы внешнего эвольвентного зацепления

На рисунке 7.13 показаны два зубчатых колеса, находящиеся в зацеплении. Окружности колес рассчитаны по вышеприведенным формулам и приведены на рисунке. Буквой P обозначен полюс зацепления.

Через точку P проведем образующую прямую NN , которая является касательной к основным окружностям. Прямая N_1N_2 называется теоретической линией зацепления.

Она является траекторией точки P контакта профилей в её абсолютном движении. Пересечение окружностей головок колеса 2 и линии зацепления даёт точку a , пересечение окружностей головок колеса 1 и линии зацепления даёт точку b . В точке a зуб колеса 1 входит в зацепление с зубом колеса 2, а в точке b эти же зубья выходят из зацепления. Отрезок ab линии зацепления называется активной линией зацепления. Угол, измеренный между касательной $\tau - \tau$, проведенной перпендикуляр-

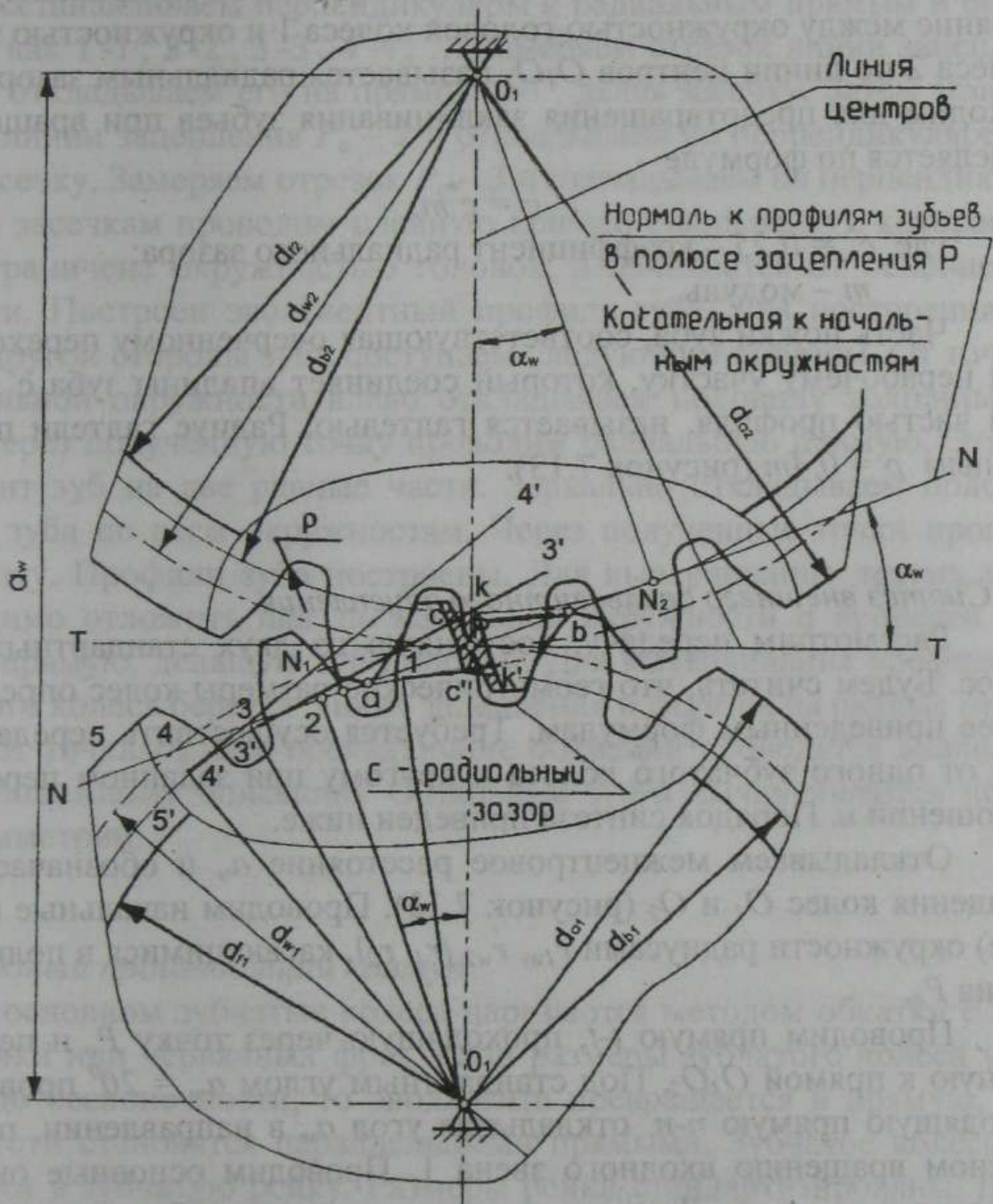


Рисунок 7.13

но к межосевому расстоянию O_1O_2 , и линией зацепления N_1N_2 , называется углом зацепления α_w .

Крайней точкой профиля зуба колеса 1, находящегося в зацеплении с профилем зуба колеса 2, является точка c , лежащая на окружности головок. Чтобы получить точку на профиле зуба второго колеса, соприкасающуюся с точкой c , нужно радиусом O_2c сделать засечку на профиле

зуба второго колеса (точка k'). Аналогично находится точка c' . Радиусом O_1a делается засечка на профиле зуба первого колеса. Эвольвентные профили cc' и kk' называются рабочим участком профилей зубьев. Расстояние между окружностью головок колеса 1 и окружностью впадин колеса 2 по линии центров O_1O_2 называется радиальным зазором. Он не обходим для предотвращения заклинивания зубьев при вращении и определяется по формуле

$$c = c^* m,$$

где $c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора;
 m – модуль.

Часть ножки зуба, соответствующая очерченному переходной кривой нерабочему участку, который соединяет впадины зуба с эвольвентной частью профиля, называется галтелью. Радиус галтели принимают равным $\rho = 0,4m$ (рисунок 7.13).

5.5 Синтез внешнего эвольвентного зацепления

Рассмотрим передачу, состоящую из двух стандартных нулевых колес. Будем считать, что геометрические размеры колес определены по ранее приведенным формулам. Требуется осуществить передачу движения от одного зубчатого колеса к другому при заданном передаточном отношении u . Порядок синтеза приведен ниже.

Откладываем межцентровое расстояние a_w и обозначаем центры вращения колес O_1 и O_2 (рисунок 7.13). Проводим начальные (делительные) окружности радиусами r_{w1} , r_{w2} (r_1 , r_2), касающимися в полюсе зацепления P_o .

Проводим прямую $t-t$, проходящую через точку P_o и перпендикулярную к прямой O_1O_2 . Под стандартным углом $\alpha_w = 20^\circ$ проводим производящую прямую $n-n$, откладывая угол α_w в направлении, противоположном вращению входного звена 1. Проводим основные окружности радиусами r_{B1} и r_{B2} . Линия $n-n$ является касательной к основным окружностям.

От центров O_1 и O_2 проводим перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 . Отрезок N_1N_2 есть теоретическая линия зацепления. Проводим окружности ножек (r_{f1} , r_{f2}) и окружности головок зубьев (r_{a1} , r_{a2}).

Принимаем точку P_o за вычерчивающую и перекатываем производящую прямую N_1P_o против часовой стрелки по основной окружности.

Строим эвольвентный профиль зуба малого колеса 1 (шестерни). Линию зацепления $n-n$ от точки P_o влево делим на несколько равных отрезков, отмечая точки 1, 2, 3, 4, ... и так далее. Основную окружность r_{B1}

делим на такие же равные части. Отмечаем точки $1', 2', 3', 4', 5', \dots$, которые соединяют с центром O_1 радиальными прямыми. Из точек $1', 2', 3', 4', 5', \dots$ восстанавливаем перпендикуляры к радиальным прямым и обозначаем их как $1'-1', 2'-2', 3'-3', 4'-4', \dots$. Замеряем отрезок линии зацепления $P_o - 1$ и откладываем его на прямой $1'-1'$, делая засечку. Затем замеряем отрезок линии зацепления $P_o - 2$ и откладываем на перпендикуляре $2'-2'$, делая засечку. Замеряем отрезок $P_o - 3$ и откладываем на перпендикуляре $3'-3'$. По засечкам проводим плавную кривую (эвольвенту), которая снаружи ограничена окружностью головок, а начинается от основной окружности. Построен эвольвентный профиль зуба. Для построения профиля с другой стороны зуба поступаем следующим образом. От точки P_o на начальной окружности влево откладываем половину толщины зуба ($S_w/2$). Через полученную точку проводим радиальную прямую. Эта прямая делит зуб на две равные части. Зеркально откладываем половины толщин зуба по всем окружностям. Через полученные точки проводим эвольвенту. Профили зуба построены. Для вычерчивания других зубьев необходимо отложить шаг по начальной окружности и провести радиальную прямую, делящую зуб пополам. Для вычерчивания профилей зуба второго колеса берется линия зацепления и делится на равные отрезки вправо от точки P_o . Все последующие операции проводятся аналогично вышеизложенному описанию. Остальные зубья вычерчиваются по правилу симметрии.

5.6 Исходный производящий контур

В основном зубчатые колеса нарезаются методом обкатки с помощью рейки или червячных фрез. Если размеры зубчатого колеса увеличивать до бесконечности, то эвольвента превращается в прямую, а все окружности становятся параллельными прямыми. Зубчатое колесо превращается в зубчатую рейку. Размеры рейки стандартизированы. На рисунке 7.14 сплошной линией показан производящий контур (ИПК). Прямая, для которой толщина зуба s равна ширине впадины e , называется делительной или средней линией рейки. Эта линия делит зуб на головку зуба h_a и ножку зуба h_f . Полная высота зуба

$$h = h_a + h_f = h^* m, \quad (7.25)$$

где h^*_a — коэффициент высоты зуба.

Шаг по делительной прямой равен $P = s + e = \pi m$, а угол наклона зубьев $\alpha = 20^\circ$. Эвольвентную часть зуба нарезает исходный контур рейки; на рисунке 7.14 он ограничен штриховой линией. К исходному контуру добавлена величина

$$c = c^* m = 0,25m,$$

где c^* - коэффициент радиального зазора.

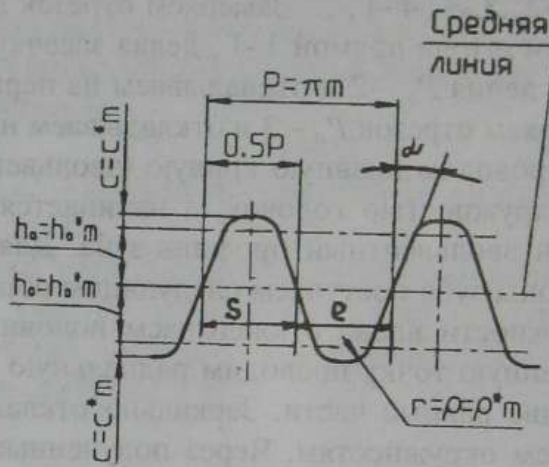


Рисунок 7.14

Радиус кривизны переходной кривой ножки зуба $\rho = 0,38m$.

При нарезании зубчатых колес рейка по отношению к нарезаемому колесу может занимать различные положения. Если средняя линия рейки и делительная окружность заготовки соприкасаются друг с другом, то нарезаемые колеса называются нулевыми. Если смещение рейки направлено в сторону оси нарезаемого колеса, то колесо называется отрицательным, если рейка смещена от оси нарезаемого колеса, то колесо называется положительным.

5.7 Подрезание и заострение зуба

При нарезании зубчатых колес с малым числом зубьев происходит подрезание ножки зуба. Это приводит к уменьшению эвольвентной части зуба и ослабляет его (рисунок 7.15). Подрезание отсутствует, когда активная линия зацепления av находится внутри теоретической N_1N_2 (рисунок 7.13). Тогда справедливо следующее условие $PN_1 \geq P_o a$. В этом случае представляется возможность определить то минимальное число зубьев, когда подрезание отсутствует,

$$z_{min} = 2h_a^* / \sin \alpha,$$

где h_a^* - коэффициент высота головки зуба;

α - угол зацепления.

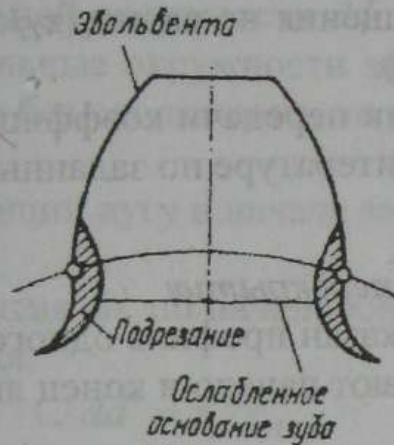


Рисунок 7.15

Для стандартного режущего инструмента $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$ минимальное число будет $z_{min} \approx 17$.

Подрезание можно избежать смещением режущего инструмента от центра заготовки (положительное смещение) или к центру (отрицательное смещение). Величина смещения режущего инструмента v определяется формулой

$$v = xm, \quad (7.27)$$

где x – коэффициент смещения инструмента.

Минимальное значение коэффициента смещения, при котором подрезание ножки зуба отсутствует, равно

$$x_{min} = h_a^* (z_{min} - z) / z_{min}. \quad (7.28)$$

Если $h_a^* = 1$, то

$$x_{min} = (17 - z) / 17, \quad (7.29)$$

где z – число зубьев нарезаемого колеса.

При увеличении коэффициента смещения (x) толщина зуба у вершины (s_a) будет уменьшаться, и при некотором его значении произойдет заострение зуба. Для предотвращения излома зуба коэффициент смещения принимают таким, чтобы выполнялось условие $s_a \geq 0,2m$.

Два зубчатых колеса могут образовывать следующие передачи:

1 Нулевая передача:

- а) оба колеса нарезаны без смещения инструмента, $x_1 = x_2 = 0$;
- б) одно колесо положительное, другое отрицательное, причем по модулю смещения равны, $x_1 = -x_2$, $\sum x \neq 0$ (равносмещенное зацепление).

2 Положительная передача:

- а) одно колесо нулевое, второе – положительное, $x_1 \neq x_2$, $\sum x > 0$ (неравносмещенное зацепление);

б) одно колесо положительное, другое – отрицательное, причем по модулю смещения не равны, $x_1 \neq x_2$, $\sum x \neq 0$ (неравносмещенное зацепление).

При проектировании передачи коэффициенты смещения (x_1, x_2) выбираются в справочной литературе по заданным значениям z_1 и z_2 .

5.8 Дуга зацепления, угол перекрытия

На рисунке 7.16 показан профиль одного и того же зуба в точке a и точке b , которые обозначают начало и конец линии зацепления. В точке a

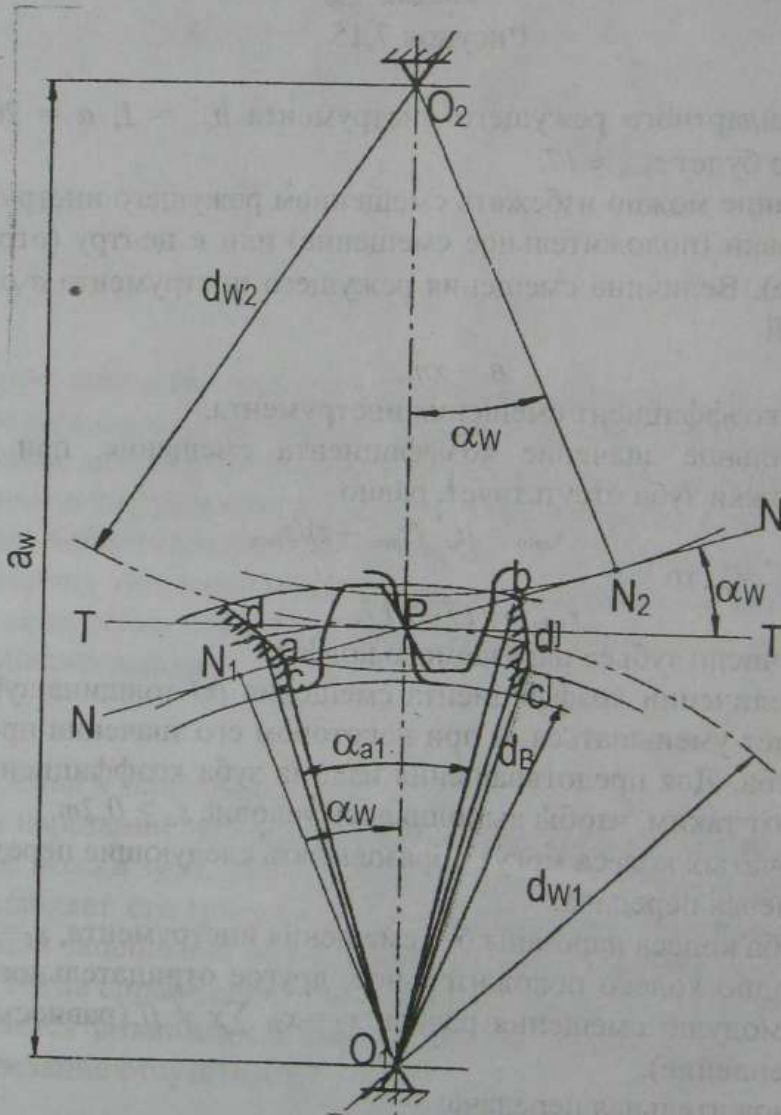


Рисунок 7.16

одна пара зубьев входит в зацепление и эта же пара выходит из зацепления в точке v . Дуга начальной окружности dd' колеса 1 называется дугой зацепления. Так как начальные окружности зацепляющихся колес перекатываются друг по другу без скольжения, то дуги зацепления обоих колес равны.

Угол α_{a1} , охватывающий дугу в начале зацепления и конце, называется углом перекрытия.

Длину дуги перекрытия dd' по начальной окружности можно выразить через угол перекрытия

$$\cup dd' = r_w \alpha_{a1}.$$

Аналогично дуга перекрытия по основной окружности cc' равна

$$\cup cc' = r_{в} \alpha_{a1}. \quad (7.30)$$

Так как угол зацепления одинаков для обоих случаев, то дуги пропорциональны радиусам

$$\frac{\cup dd'}{\cup cc'} = \frac{r_{w1}}{r_{e1}}.$$

Радиус основной окружности из приведенных ранее формул равен

$$r_{e1} = r_{w1} \cos \alpha_w,$$

где α_w — угол зацепления.

Из свойств эвольвенты известно, что дуга cc' равна активной линии зацепления av :

$$\cup cc' = av.$$

Тогда

$$dd' = cc' \frac{r_{w1}}{r_{e1}} = av \frac{r_{w1}}{r_{w1} \cos \alpha} = \frac{av}{\cos \alpha}.$$

Из последнего выражения видно, что длина дуги зацепления по начальной окружности выражается через активную линию зацепления и угол зацепления.

5.9 Коэффициент перекрытия

Отношение дуги зацепления к шагу называется коэффициентом перекрытия

$$\varepsilon = \frac{\cup dd'}{P_w}, \quad \text{или} \quad (7.31)$$

$$\varepsilon = \frac{av}{P_w \cos \alpha}. \quad (7.32)$$

Коэффициент перекрытия может иметь три значения:

$$\varepsilon < 1,$$

$$\varepsilon = 1,$$

$$\varepsilon > 1.$$

В первом случае зуб одного колеса входит в зацепление с другим зубом с зазором. Для силовых передач такое явление не приемлемо, так как эта передача работает с ударами и быстро выходит из строя.

Для второго случая зацепление осуществляется одной парой зубьев. После её выхода из зацепления в работу включается следующая пара зубьев. При этом зубья входят во впадины без зазора.

Для третьего случая ($\varepsilon > 1$) одновременно в зацеплении находится несколько пар зубьев. При этом передача работает плавно и с меньшим шумом.

Предоставляется возможность увеличения передаваемых усилий. При проектировании зубчатой передачи принимают $\varepsilon \geq 1,1$.

Если коэффициент перекрытия известен, то графически можно определить участки, когда в зацеплении находится одна или две пары зубьев колес. Для этого отложим отрезок N_1N_2 , равный теоретической линии зацепления (рисунок 7.17). Отметим на нем участок активной линии зацепления ($a-b$).

От точки a вправо отложим отрезок $a-1$, равный основному шагу P_B , а из точки b влево отложим отрезок $b-1$, равный также основному шагу P_B . Получим отрезки $a-1$, $1-2$, $2-b$. Участки $a-1$ и $2-b$ равны. На первом участке $a-1$ пара зубьев вошла в зацепление, а на участке $2-b$ предыдущая пара еще не вышла из зацепления. На этих участках одновременно в зацеплении находятся две пары зубьев. На участке $1-2$ в зацеплении находится только одна пара зубьев. Если $\varepsilon = 1,25$, то отрезок $a-1 = 0,25P_B$.

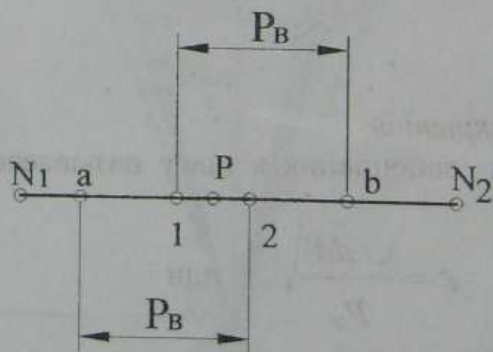


Рисунок 7.17

Коэффициент перекрытия определяется аналитически. В этом случае формула имеет следующий вид:

$$\varepsilon = \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w}{\tau_1} \right] + \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w}{\tau_2} \right], \quad (7.33)$$

где α_{a1}, α_{a2} — углы профилей зубьев у вершин;

τ_1, τ_2 — угловые шаги колес 1 и 2;

α_w — угол зацепления;

$$\alpha_{a1} = \arccos r_{a1}/r_{a1};$$

$$\alpha_{a2} = \arccos r_{a2}/r_{a2}.$$

Если $\varepsilon = 1,4$, то в среднем зацеплении находится 1,4 пары зубьев, т.е. в течение 40% всего времени работы передачи в зацеплении находится 2 пары зубьев, в течение 60% всего времени находится одна пара зубьев.

5.10 Коэффициент удельного скольжения

В процессе зацепления профили зубьев одновременно участвуют в процессах качения и скольжения. На боковых поверхностях зубьев возникают силы сопротивления качения и силы трения скольжения. Трение качения мало и его не учитывают в расчетах. Трение скольжения вызывает износ зубьев. Скорость скольжения является определяющей при выявлении износа.

Для выявления скольжения выбираем точки K_1 и K_2 (рисунок 7.18), лежащие на начальных окружностях. Отрезки B_{K1} и B_{K2} не равны между собой. При движении точек K_1 и K_2 к полюсу P они проходят равные пути K_1P и K_2P . Таким образом, качение профилей сопровождается скольжением.

Для оценки взаимного скольжения профилей зубьев используют коэффициенты удельного скольжения

$$\lambda = V_k/V', \quad (7.34)$$

где V_k — скорость скольжения точек контакта зубьев;

V' — касательные составляющие скоростей точек контакта сопряженных профилей.

Скорости V_k и V' определяются с помощью плана скоростей (рисунок 7.23):

$$V_k = V_{B1B2} = (\omega_1 + \omega_2)P_B, \quad (7.35)$$

$$V_{B1}' = V^n \operatorname{tg} \beta_1 = \omega_1 N_1 B = \omega_1 \rho_1, \quad (7.36)$$

$$V_{C2}' = V^n \operatorname{tg} \beta_2 = \omega_2 N_1 B = \omega_2 \rho_2, \quad (7.37)$$

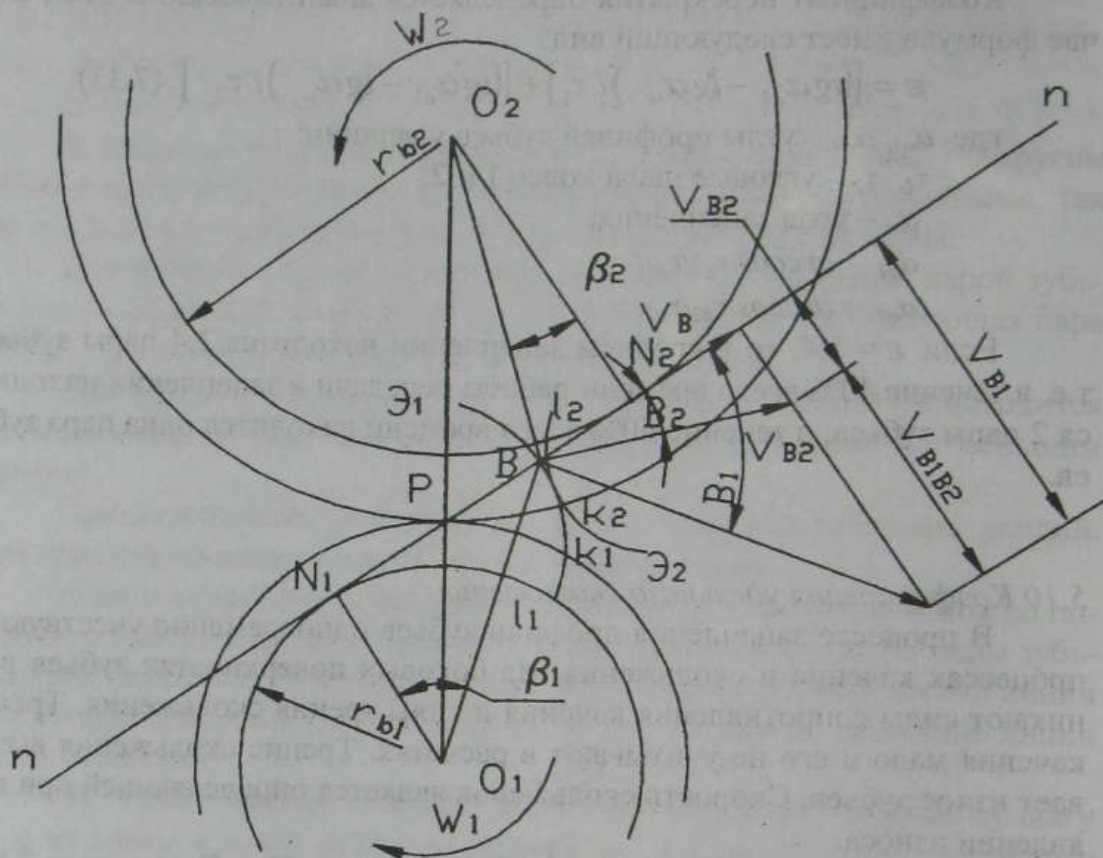


Рисунок 7.18

где V_k - скорость скольжения, пропорциональная отрезку B_1B_2 плана скоростей;

V_{B1}^t, V_{B2}^t - тангенциальные составляющие скоростей точек B_1 и B_2 контакта сопряженных профилей, пропорциональны отрезкам B_oB_1 и B_oB_2 на плане скоростей;

ρ_1, ρ_2 - радиусы кривизны эвольвент \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 .

Углы β_1, β_2 определяются из соотношений:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = N_1B/r_{e1} = \rho_1/r_{e1}, \quad (7.38)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = N_2B/r_{e2} = \rho_2/r_{e2}.$$

После некоторых преобразований коэффициент удельных скольжений можно записать в следующей форме:

$$\lambda_1 = 1 + u_{21} - \frac{l}{x} u_{21}, \quad (7.39)$$

$$\lambda_2 = 1 + u_{12} - \frac{l}{l-x} u_{12}, \quad (7.40)$$

где u_{12}, u_{21} – передаточное отношение от колеса 1 ко второму и от второго к первому соответственно;

$l(N_1N_2)$ – длина теоретической линии зацепления;

x – текущее значение, отсчитываемое от точки N_1 в направлении точки N_2 .

На рисунке 7.19 приведены диаграммы удельных скольжений. Участки кривых, расположенные выше оси, относятся к головкам зубьев, ниже оси абсцисс – к ножкам зубьев. Для уменьшения потерь на скольжение профилей активную линию зацепления ab располагают в зоне малых коэффициентов удельных скольжений.

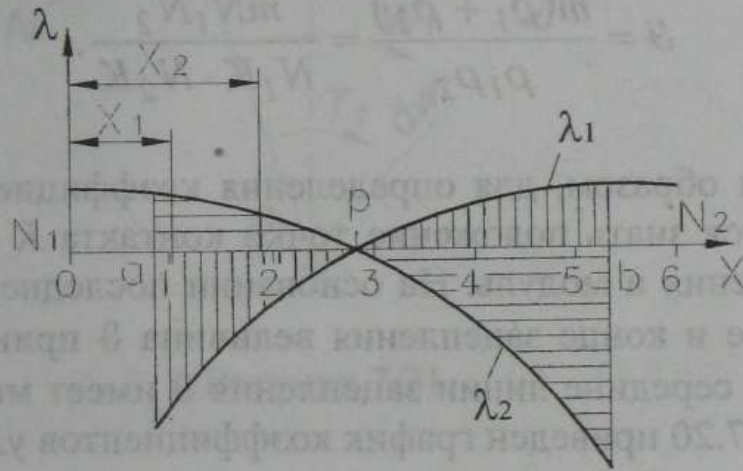


Рисунок 7.19

5.11 Коэффициент удельного давления

К качественным показателям зацепления относится коэффициент удельного давления ϑ , который зависит от геометрии зубчатых колес. Радиусы кривизны профилей зубьев в точке контакта K влияют на контактную прочность. При значительном нагружении колес контактные напряжения могут привести к быстрому износу материала, из которого изготовлены зубья. Знание коэффициентов удельных давлений требуется при проектировании механизмов передач.

Коэффициент удельного давления определяется по формуле

$$\vartheta = \frac{m}{\rho_{i\delta}}, \quad (7.41)$$

где m – модуль;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны эвольвентных профилей в точке контакта.

На основании свойств эвольвенты приведенный радиус кривизны определяется следующим образом:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (7.42)$$

где $\rho_1 = N_1K$ – радиус кривизны профиля колеса 1 в точке контакта (K);

$\rho_2 = N_2K$ – радиус кривизны профиля колеса 2 в точке контакта (K).

В свою очередь $\rho_1 + \rho_2 = N_1N_2$.

Тогда, подставив все найденные значения величин, найдем

$$g = \frac{m(\rho_1 + \rho_2)}{\rho_1 \rho_2} = \frac{mN_1N_2}{N_1K \cdot N_2K}. \quad (7.43)$$

Таким образом, для определения коэффициента удельного давления требуется знать положение точки контакта K профилей зубьев, линию зацепления и модуль. На основании последней формулы очевидно, что в начале и конце зацепления величина g принимает максимальные значения. В середине линии зацепления g имеет минимальное значение. На рисунке 7.20 приведен график коэффициентов удельных давлений.

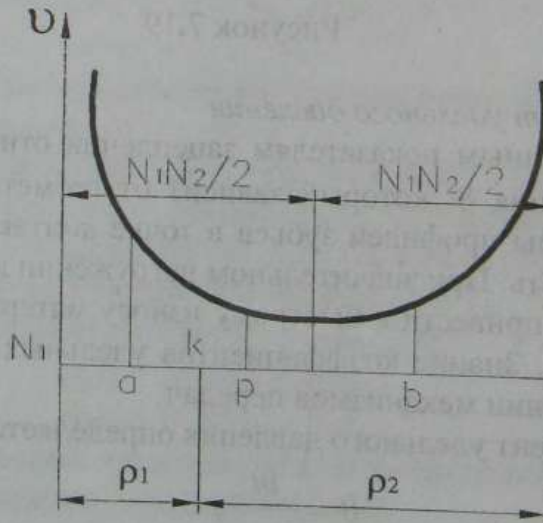


Рисунок 7.20

5.12 Распределение сил в зацеплении прямозубых колес

На рисунке 7.21 показано распределение нагрузки, действующей в зацеплении цилиндрических колес с прямыми зубьями.

Сила F_{n1} , действующая со стороны одного зуба на другой, направленная вдоль линии зацепления, называется нормальной. Разложим её на две составляющие. Силу F_{t1} направим перпендикулярно радиусу O_1P , а силу F_{r1} – параллельно радиусу. Сила F_{t1} называется окружной, сила F_{r1} – радиальной. Величины этих сил выразим через угол зацепления α и нормальную силу

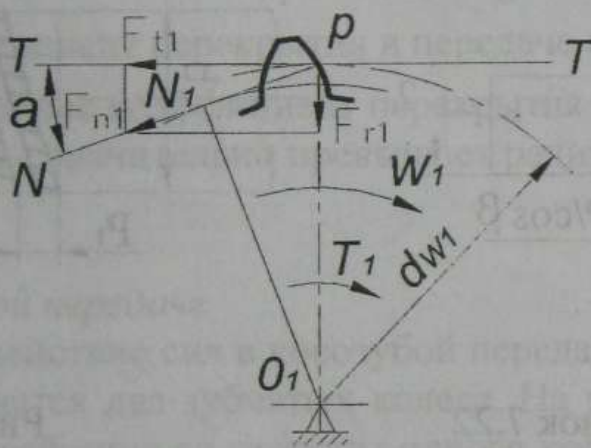


Рисунок 7.21

$$F_{r1} = F_{n1} \sin \alpha, \quad (7.44)$$

$$F_{t1} = F_{n1} \cos \alpha. \quad (7.45)$$

Окружная сила F_{t1} создает крутящий момент, а радиальная сила F_{r1} нагружает подшипник O_1 .

6 Косозубые передачи

6.1 Параметры передачи

Сопряженные поверхности двух цилиндрических колес с косыми зубьями получаются, если последовательно производить качение общей касательной плоскости сначала по одному, а затем по другому основному цилиндру. Прямая, выбранная на этой плоскости и составляющая некоторый угол с образующей цилиндра, опишет поверхности двух взаимогогибаемых геликоидов. Каждая из точек прямой опишет эвольвенту. Эти эвольвенты имеют основания, расположенные по винтовой линии. При нарезании косозубых колес применяется тот же инструмент, что и для

прямоугольных, но устанавливается он наклонно под углом β по отношению к торцевой плоскости $t-t$ колеса (заготовки) (рисунок 7.22).

Угол β , образованный осью колеса и винтовой линией, постоянный и называется углом наклона зубьев по основному цилиндру. Сопряжен-

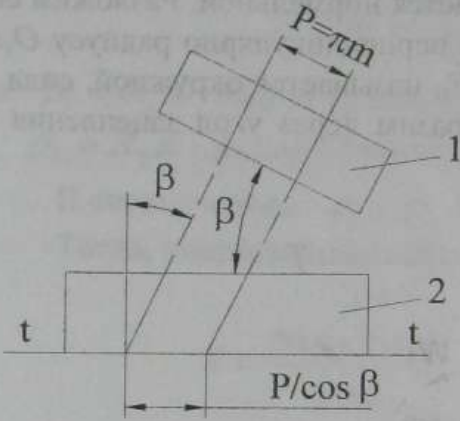


Рисунок 7.22

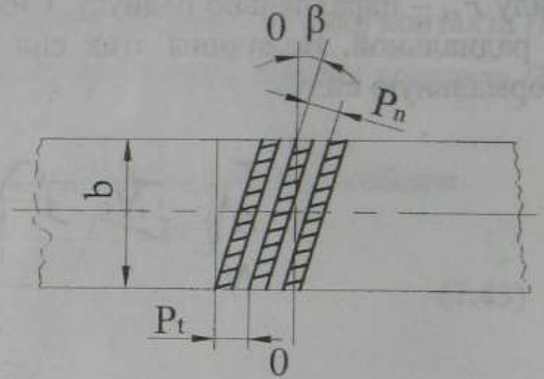


Рисунок 7.23

ные колеса должны иметь равные углы наклона зубьев. При внешнем зацеплении винтовая линия на одном колесе должна быть правой, на другом — левой.

При внутреннем зацеплении винтовые линии должны быть или правыми или левыми. Из-за наклона зубьев увеличивается длина дуги зацепления на величину $vtg\beta$, а следовательно, и коэффициент перекрытия (рисунок 7.23). Здесь v — ширина венца колеса, а β — угол наклона зубьев по делительному цилиндру.

В момент начала соприкосновения зубьев в зацеплении находится не весь зуб, а лишь одна его точка. При дальнейшем вращении колес в зацеплении постепенно будут входить и другие точки зуба. Постепенный вход и выход зубьев из зацепления смягчает удары при входе в зацепление каждой новой пары зубьев и приводит к более плавной работе и меньшему шуму при работе передачи.

На рисунке 7.23 показана развертка обода косозубого колеса, на которой имеются два шага зацепления, измеренных по делительному цилиндру. Торцевой шаг P_t , полученный пересечением колеса плоскостью, перпендикулярной к оси $O-O$ в торцевом сечении, нормальный шаг P_n , полученный пересечением колеса плоскостью, нормальной к винтовой линии.

Шаг торцовый определяется по формуле

$$P_t = P_n / \cos \beta. \quad (7.46)$$

По аналогии определяют модуль торцовый

$$m_t = m_n / \cos \beta, \quad (7.47)$$

где m_t – торцовый модуль;

m_n – нормальный модуль.

Коэффициент перекрытия в передаче с косыми зубьями

$$\varepsilon_k = \varepsilon_n + \frac{v}{P_1} \operatorname{tg} \beta, \quad (7.48)$$

где ε_n – коэффициент перекрытия в передаче с прямыми зубьями.

У косозубых колес коэффициент перекрытия может достигать 9-10, если ширина колеса b значительно превышает радиус.

6.2 Силы в косозубой передаче

Рассмотрим действие сил в косозубой передаче. Будем считать, что в зацеплении находятся два зубчатых колеса. На рисунке 7.24 показано одно колесо. Сила действия со стороны одного колеса на другое направлена вдоль линии зацепления. Так как зуб косой, то эта сила отклонена ещё относительно осевой линии на угол β . Сделаем два сечения $n-n$ и $t-t$, как показано на рисунке 7.24а,б. Нормальную к профилю зуба силу F_{nl} (сечение $n-n$) разложим на две составляющие F_{rl} и F_{nl}' . Радиальная сила F_{rl} направлена по радиусу колеса, вторая сила F_{nl}' – проекция нормальной силы F_{nl} на горизонтальную плоскость. Осевая составляющая F_{ol} показана на рисунке 7.24а. Определим все составляющие силы F_{nl} .

Окружную силу F_{tl} выразим через окружной момент T , приложенный к шестерне 1:

$$F_{tl} = 2T_1 / d_{w1}. \quad (7.49)$$

Осевая сила F_{ol} определится через окружную

$$F_{ol} = F_{tl} \operatorname{tg} \beta.$$

Радиальную силу F_{rl} найдем из уравнения (см. рисунок 7.27б)

$$F_{rl} = F_{nl}' \operatorname{tg} \alpha = F_{tl} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \quad (7.50)$$

где $F_{nl}' = F_{tl} / \cos \beta. \quad (7.51)$

Таким образом, три составляющие силы F_{nl} выражены через известную окружную силу.

Наличие осевой силы F_{ol} усложняет подшипниковый узел и для её восприятия требуется установка упорного подшипника. Для устранения осевой силы применим шевронное колесо, у которого зубчатый венец

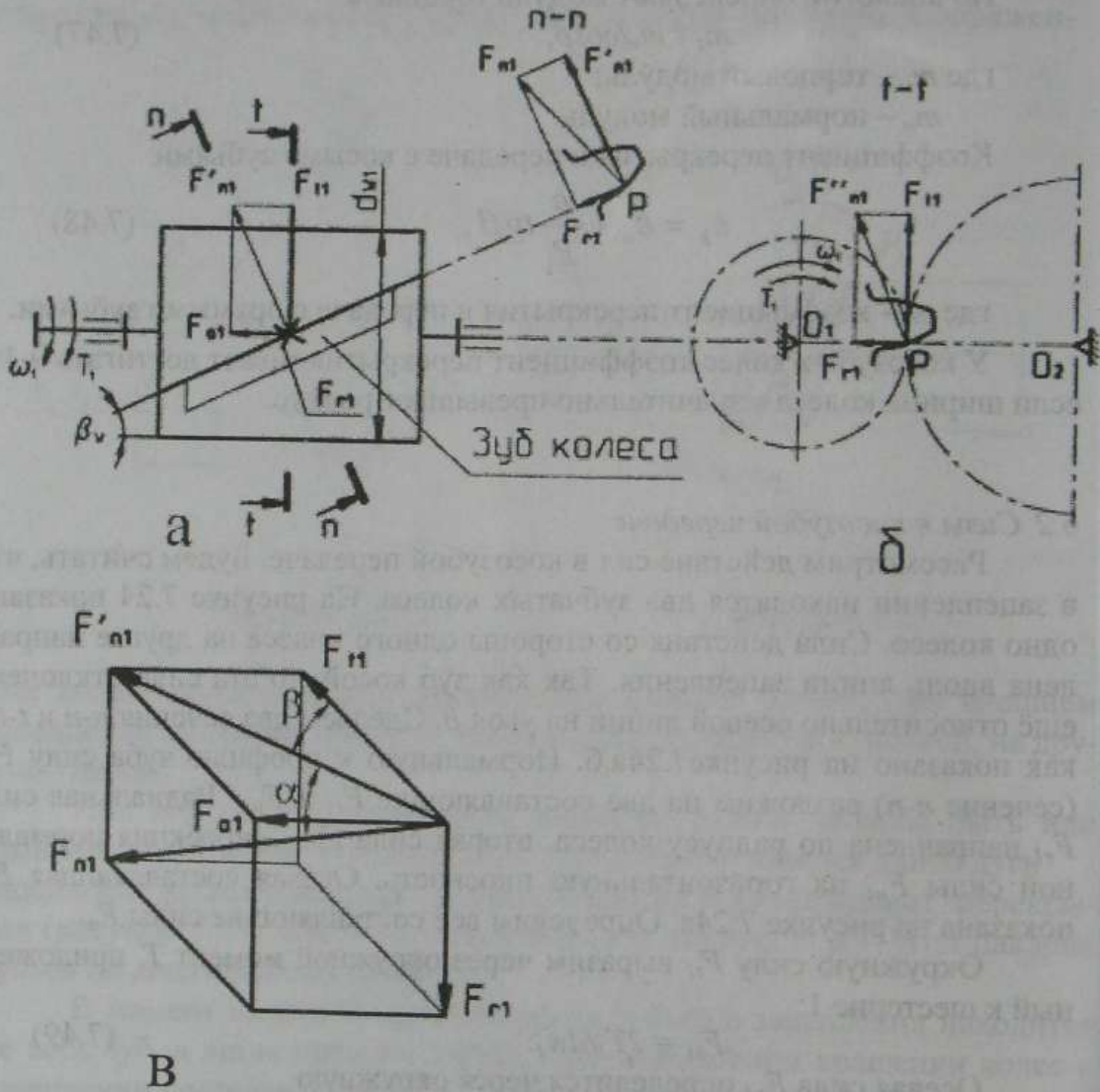


Рисунок 7.24

образован из двух косых колес с противоположным направлением зубьев (рис. 7.24в).

Угол β для косозубых колес обычно принимают 8-15 градусов. Для шевронных колес, когда осевые нагрузки компенсируются, этот угол может достигать 30-45 градусов.

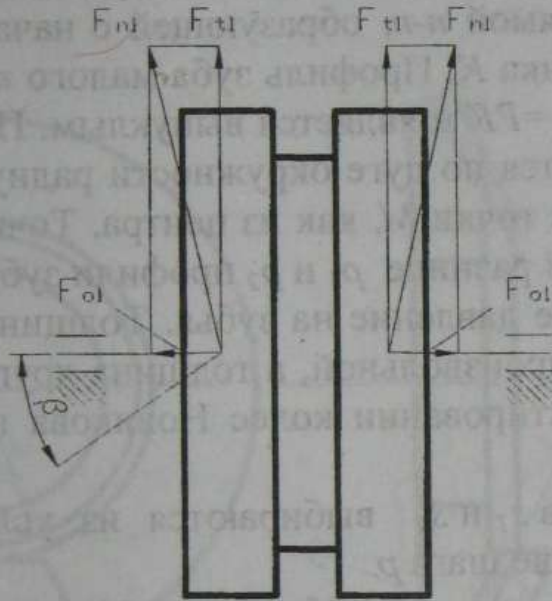


Рисунок 7.25

6.3 Зацепление М.Л.Новикова

Зацепление М.Л.Новикова – неэвольвентное косозубое зацепление с точечным профилем (рисунок 7.26). Зубья одного колеса выпуклые, зубья второго – вогнутые. В нормальном сечении профили зубьев круговые.



Рисунок 7.26

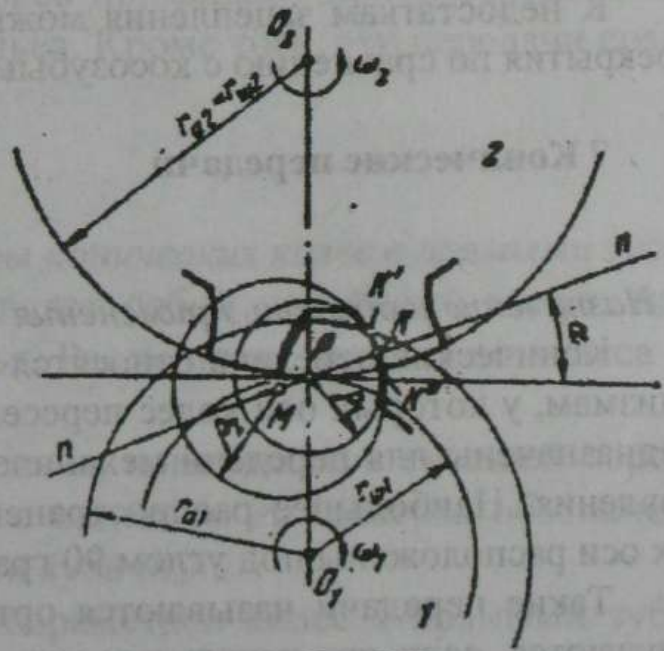


Рисунок 7.27

Построение профилей проводится следующим образом (рисунок 7.27). На прямой $n-n$, образующей с начальными окружностями угол α , выбирается точка K . Профиль зуба малого колеса 1 очерчивается по дуге окружности $\rho_1 = PK$ и является выпуклым. Профиль зуба большого колеса 2 очерчивается по дуге окружности радиуса ρ_2 . Дуга окружности ρ_2 очерчивается из точки M , как из центра. Точка M так же лежит на прямой $n-n$. При малой разнице ρ_1 и ρ_2 профили зубьев почти совпадают, что понижает удельное давление на зубья. Толщина зуба одного колеса может быть выбрана произвольной, а толщина другого определяется построением. При проектировании колес Новикова придерживаются следующих соотношений.

Толщины зубьев s_1 и s_2 выбираются из условия $s_1 = (1,3-1,5)s_2$ и $s_1 + s_2$ несколько меньше шага p .

Угол $\alpha = 5^0-40^0$, радиус $\rho_1 = 1,35m$, $\rho_2 = (1,03-1,1)\rho_1$.

Радиус r_{a1} окружности вершин большого колеса следует выбирать равным радиусу r_{w2} начальной окружности.

Преимущества зацепления:

- 1 Ввиду малой разницы радиусов ρ_1 и ρ_2 область контакта большая.
- 2 Благодаря меньшей высоте зубьев достаточно высокая контактная прочность взаимодействующих зубьев.
- 3 Передача позволяет передавать большие мощности при малых габаритных размерах.

К недостаткам зацепления можно отнести меньший коэффициент перекрытия по сравнению с косозубыми эвольвентными передачами.

7 Конические передачи

7.1 Назначение и область применения

Конические передачи относятся к пространственным зубчатым механизмам, у которых оси колес пересекаются под некоторым углом. Они предназначены для передачи механической энергии с изменением её направления. Наибольшее распространение получили механизмы, у которых оси расположены под углом 90 градусов (рисунок 7.28).

Такие передачи называются ортогональными. Конические колеса получаются, если два начальных конуса с углами $2\delta_1$ и $2\delta_2$ перекатываются без скольжения друг по другу. Суммарный угол $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ называется межосевым углом. Зубья конических колес могут быть различными: прямыми, тангенциальными или круговыми.

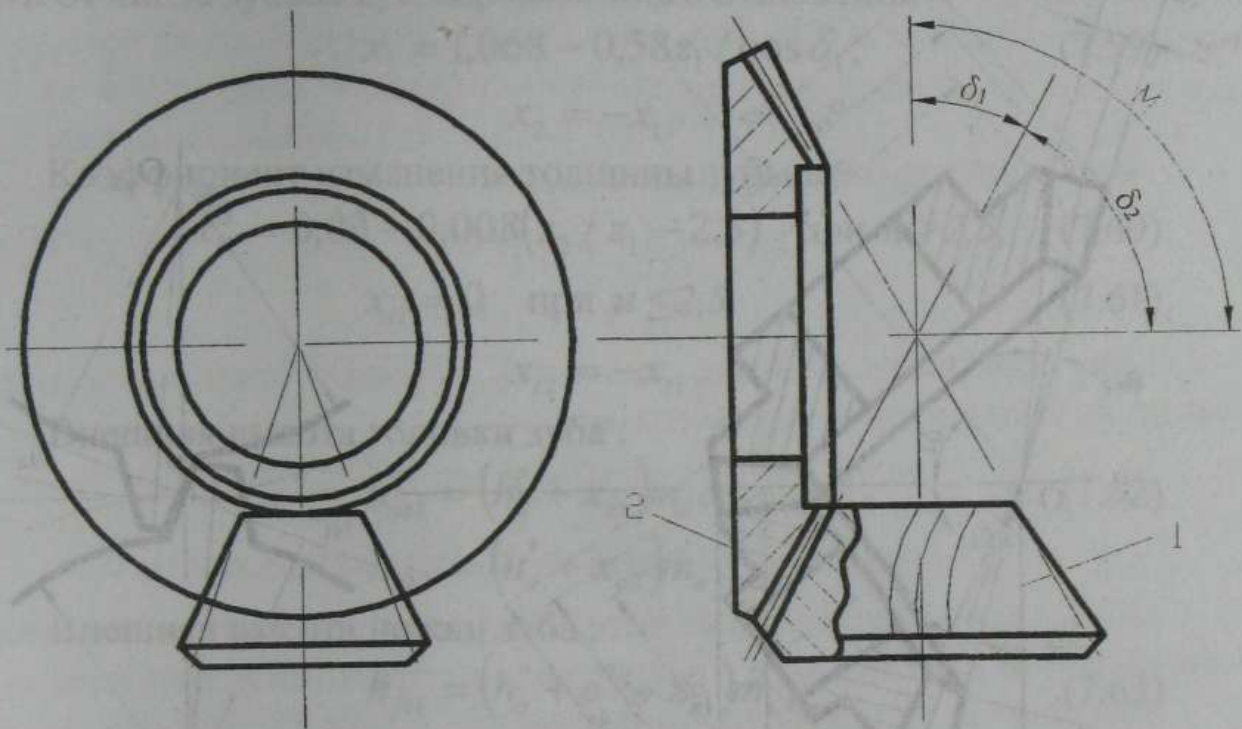


Рисунок 7.28

Передачи с прямым расположением зубьев применяют при незначительных нагрузках и скоростях вращения колес (<1000 об/мин). Передачи с криволинейной формой зубьев применяют при значительных нагрузках и скоростях движения звеньев. Кроме того, эти передачи создают меньше шума.

7.2 Геометрические параметры конических колес с прямыми зубьями

Коническое колесо представляет собой усеченный конус, на поверхности которого нарезаны зубья. Рассмотрим геометрию колеса (рисунок 7.29)

Все размеры конического колеса, показанные с внешней торцовой поверхности, принято обозначать с индексом e . Размеры, обозначенные без индекса, взяты от средней части зуба (h_a).

Формулы для определения параметров колес с прямыми зубьями приведены ниже.

Количество зубьев конического колеса

$$z_s = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (7.52)$$

Внешний окружной модуль — m_e .

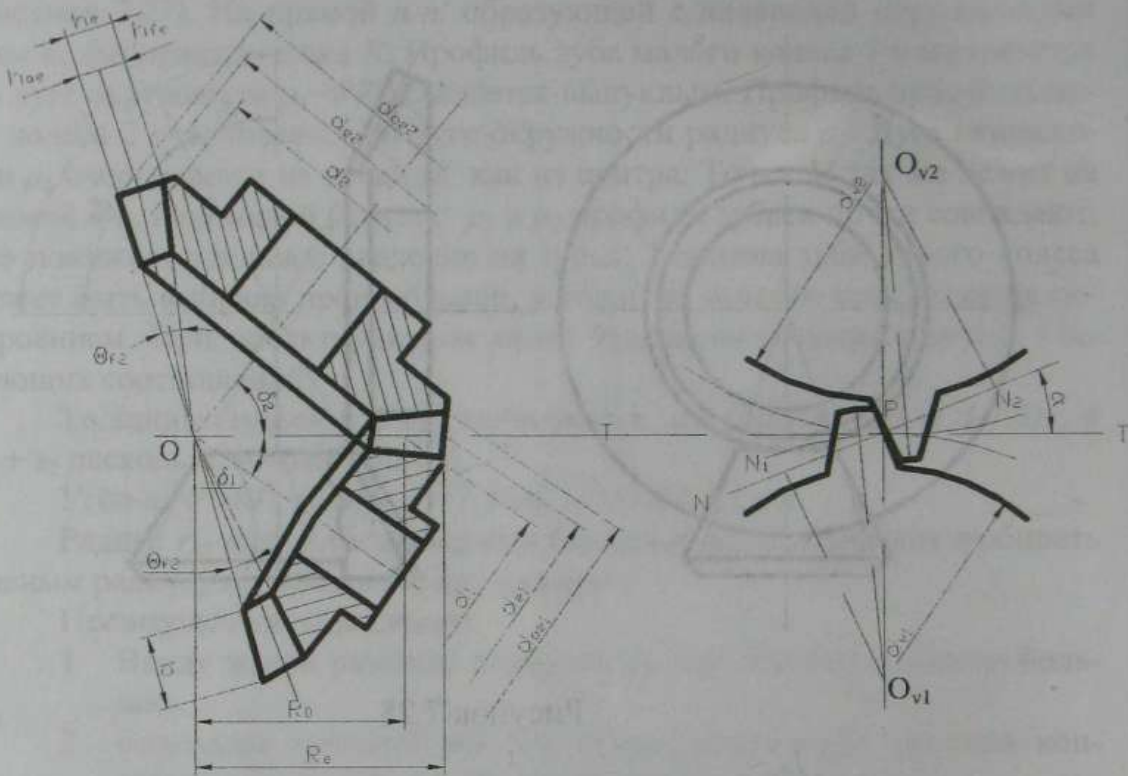


Рисунок 7.29

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e z_s. \quad (7.53)$$

Ширина зубчатого венца

$$b \leq 0,3R_e. \quad (7.54)$$

Коэффициент ширины зубчатого венца

$$K_{\hat{a}\hat{a}} = \hat{a} / R_{\hat{a}} = 0,2 - 0,3. \quad (7.55)$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b. \quad (7.56)$$

Средний окружной модуль

$$m = m_e R / R_e. \quad (7.57)$$

Угол делительного конуса

$$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2), \quad (7.58)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Коэффициент смещения исходного контура выбирается в зависимости от числа зубьев z_1 и передаточного отношения:

$$x_1 = 1,068 - 0,58z_1 / \cos \delta_1, \quad (7.59)$$

$$x_2 = -x_1.$$

Коэффициент изменения толщины зубьев

$$x_{f1} = 0,03 - 0,008(z_2 / z_1 - 2,5) \quad \text{при } u > 2,5, \quad (7.60)$$

$$x_{f1} = 0 \quad \text{при } u \leq 2,5, \quad (7.61)$$

$$x_{f2} = -x_{f1}.$$

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_{e1})m_e, \quad (7.62)$$

$$h_{ae2} = (h_a^* + x_{e2})m_e.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_{e1})m_e, \quad (7.63)$$

$$h_{fe2} = (h_a^* + c^* - x_{e2})m_e.$$

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}, \quad (7.64)$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}.$$

Внешняя окружная толщина зубьев:

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_{e1} \operatorname{tg} \alpha + x_{f1})m_e, \quad (7.65)$$

$$S_{e2} = (0,5\pi + 2x_{e2} \operatorname{tg} \alpha + x_{f2})m_e.$$

Угол ножки зубьев:

$$\theta_{f1} = \operatorname{arctg}(h_{fe1} / R_e), \quad (7.66)$$

$$\theta_{f2} = \operatorname{arctg}(h_{fe2} / R_e).$$

Угол головки зубьев:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}, \quad \theta_{a2} = \theta_{f1}. \quad (7.67)$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}, \quad (7.68)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}.$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}, \quad (7.69)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}.$$

Внешний делительный диаметр:

$$d_{e1} = m_e z_1, \quad (7.70)$$

$$d_{e2} = m_e z_2.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1, \quad (7.71)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2.$$

Для нарезания колес с прямыми зубьями применяют исходный контур со следующими параметрами:

$$\alpha_n = 20^\circ; \quad h_a^* = 1; \quad c^* = 0,20; \quad \rho_f^* = 0,20,$$

где ρ_f^* - коэффициент радиуса скругления ножки зуба.

Конические колеса нарезаются без смещения или с положительным смещением для шестерни и отрицательным для колеса, при этом $x_1 = -x_2$.

Шестерня при работе подвергается более интенсивному износу, чем колесо.

Поэтому добиваются равнопрочности введением коэффициента изменения толщины зуба x_{r1} и x_{r2} . При этом происходит увеличение толщины зуба шестерни и уменьшение толщины зуба колеса.

7.3 Кинематика передачи

Если для конической передачи заданы угловые скорости ω_1 и ω_2 , определены углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , а также средние делительные диаметры d_1 и d_2 , то всегда можно определить передаточное отношение.

Так как линейные скорости в точке контакта равны, то справедливо следующее соотношение

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (7.72)$$

Средние диаметры d_1 и d_2 можно определить через среднее конусное расстояние и углы делительных конусов (см. рисунок 7.32)

$$d_1 = R \sin \delta_1, \quad d_2 = R \sin \delta_2.$$

Тогда передаточное отношение будет

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (7.73)$$

При проектировании конических передач иногда требуется быстро определить направление выходного звена по заданному входному. Для этих целей воспользуемся правилом стрелок. Это правило распространяется на механизмы, у которых оси входного и выходного звеньев совпадают или параллельны (рисунок 7.30).

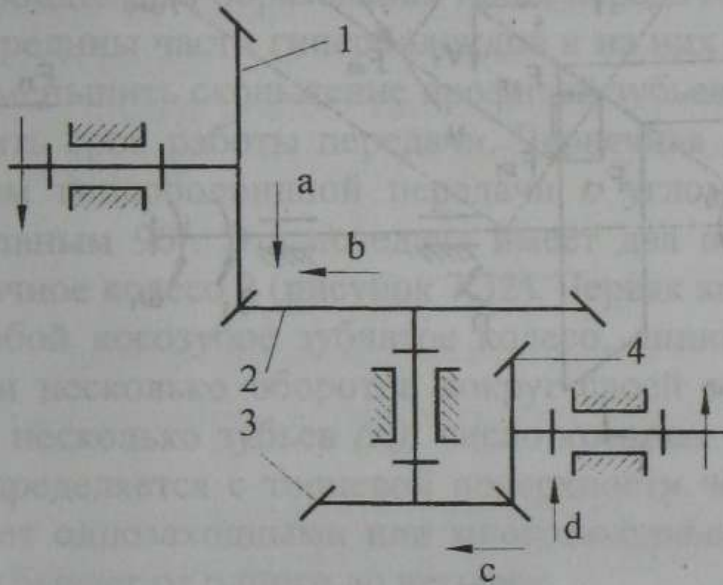


Рисунок 7.30

В месте касания колес 1 и 2 поставим две стрелки a и b , соответствующие направлениям угловых скоростей в разные стороны (внешнее зацепление). Колеса 2 и 3 жестко связаны между собой, поэтому в месте касания колес 3 и 4 на колесе 3 ставим стрелку в том же направлении, что и на колесе 2. На колесе 4 стрелка d должна быть направлена в сторону, противоположную стрелке на колесе 3. Если стрелки на колесах 1 и 4 не совпадают по направлению, то знак передаточного отношения будет минус.

7.4 Силы в зацеплении колес с прямыми зубьями

Рассмотрим действие сил в конической передаче с прямыми зубьями. Сила, с которой шестерня действует на колесо F_{nl} , расположена в средней части венца и лежит в плоскости $n-n$, проведенной перпендикулярно общей образующей делительных конусов. Повернем плоскость $n-n$ на 90° , как показано на чертеже (рисунок 7.31).

Тогда сила F_{nl} (нормальная к профилю зуба) будет проецироваться в натуральную величину. Разложим её на две составляющие – окружную F_{tl} и F_{rl} . В свою очередь, сила F_{rl} раскладывается на осевую F_{ol} и

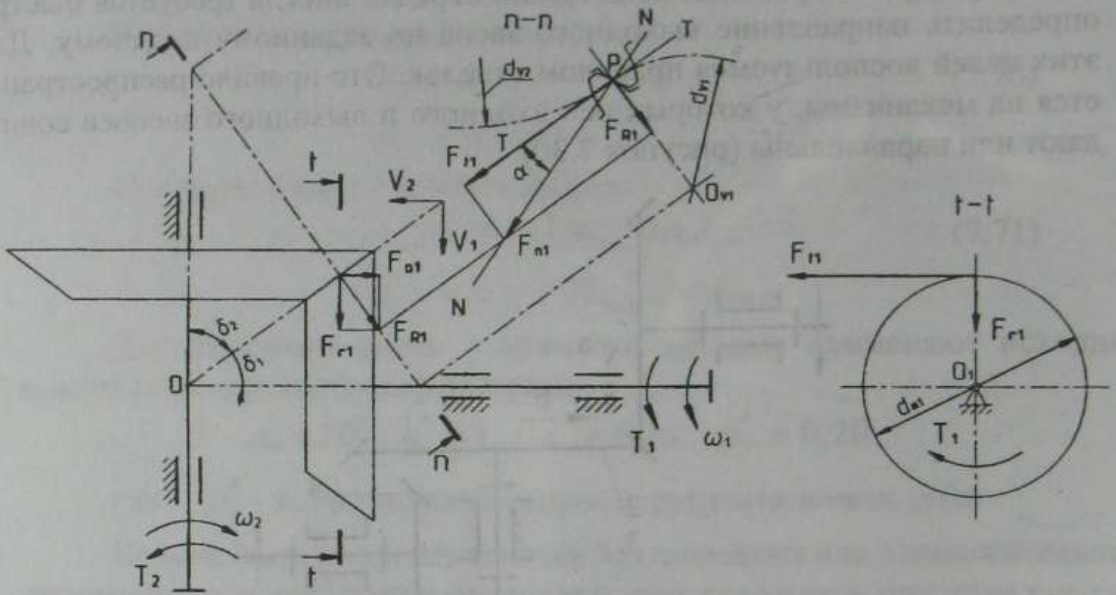


Рисунок 7.31

радиальную F_{r1} . Окружная сила F_{t1} определяется через момент на валу T_1 :

$$F_{t1} = T_1/r_1 \quad (7.74)$$

Сила радиальная F_{r1} равна:

$$F_{r1} = F_{R1} \cdot \cos \delta_1 = F_{t1} \cos \delta_1 \operatorname{tg} \alpha, \quad (7.75)$$

где

$$F_{R1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha.$$

Осевая сила F_{o1} определится по уравнению

$$F_{o1} = F_{R1} \sin \delta_1 = F_{t1} \cdot \sin \delta_1 \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.76)$$

Все силы, действующие на зубья конической передачи, определены через окружную силу F_{t1} , значение которой определяется окружным моментом, действующим на шестерню.

8 Червячные передачи

8.1 Краткая характеристика передачи

Червячная передача относится к механизмам, у которой оси звеньев перекрещиваются. Аксоидами в относительном движении звеньев являются гиперболоиды. Для образования таких передач выбираются более удаленные от середины части гиперболоидов и на них нарезаются зубья. Это позволяет уменьшить скольжение профилей зубьев колес друг по другу и увеличить срок работы передачи. Червячная передача является частным случаем гиперболоидной передачи с углом перекрещивания осей звеньев, равным 90° . Эта передача имеет два подвижных звена - червяк 1 и червячное колесо 2 (рисунок 7.32). Червяк является ведущим и представляет собой косозубое зубчатое колесо, линия зубьев которого делает один или несколько оборотов вокруг своей оси. Червяк может иметь одно или несколько зубьев (z_w), число которых определяется числом заходов (определяется с торцевой поверхности червяка). В связи с этим они бывают однозаходными или многозаходными. Обычно число заходов червяка бывает от одного до четырех.

Ведомое червячное колесо 2 – это косозубое колесо.

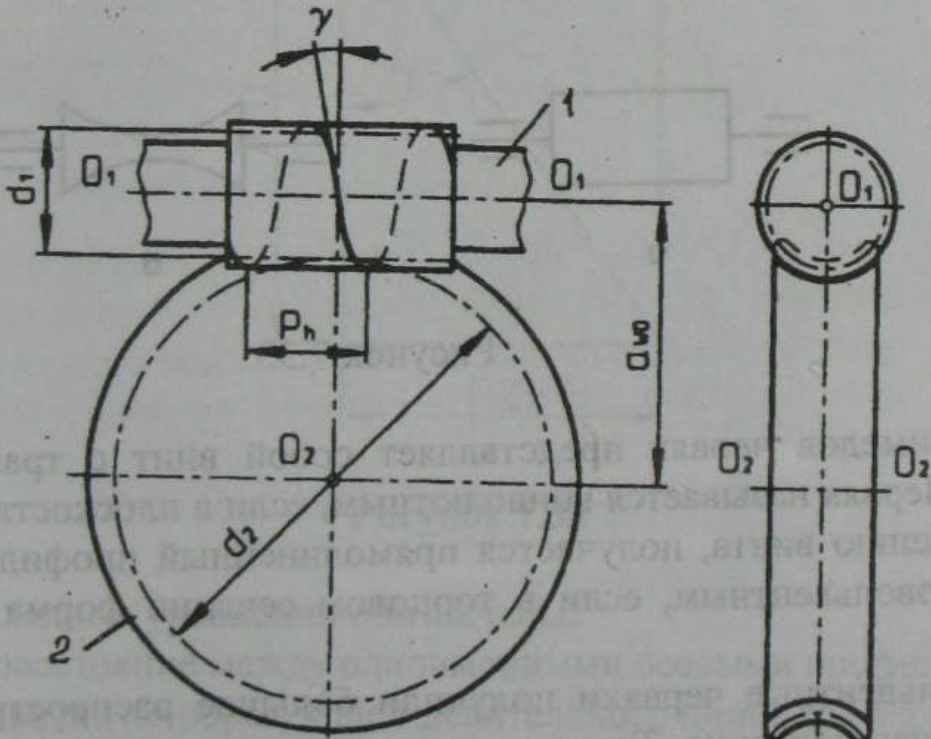


Рисунок 7.32

Его нарезают фрезой, имеющей профиль червяка, в связи с этим соприкосновение червяка и червячного колеса линейное. С целью уменьшения затрат на изготовление чаще всего колеса нарезаются рейкой с параметрами $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $h^* = 2.2$; $c = 0,2$.

Так как число зубьев червяка мало, а число зубьев червячного колеса может быть сколько угодно большим, то этот механизм является редуктором. При числе зубьев на червяке, равном единице, передаточное отношение редуктора определяется числом зубьев колеса. Для червячных передач передаточное отношение определяется формулой

$$u = \omega_{\text{ч}} / \omega_{\text{чк}},$$

где $\omega_{\text{ч}}$ - угловая скорость червяка;

$\omega_{\text{чк}}$ - угловая скорость червячного колеса.

Обычно передаточное отношение принимают в пределах 8-80 и более.

По форме червяки бывают цилиндрические и глобоидные. У цилиндрических червяков (рисунок 7.33а) делительная поверхность — есть круговой цилиндр, а у глобоидных — торовая, образованная вращением дуги окружности (рисунок 7.33б). Винтовая поверхность червяков бывает в виде спирали Архимеда, конволюты или эвольвенты.

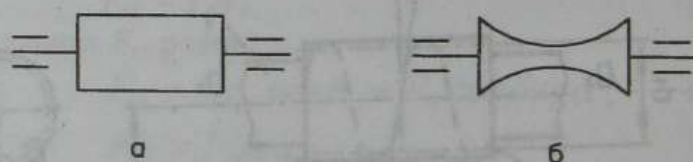


Рисунок 7.33

Архимедов червяк представляет собой винт с трапециевидальной резьбой. Червяк называется конволютным, если в плоскости, нормальной к направлению винта, получается прямолинейный профиль. Червяк называется эвольвентным, если в торцовом сечении форма витка эвольвентная.

Эвольвентные червяки получили большое распространение из-за простоты изготовления. Такие червяки соответствуют винтовому эвольвентному колесу. Они обеспечивают плавность и бесшумность работы механизма и могут иметь большие передаточные отношения. Для глобо-

идных червяков характерным является большая линия контакта, поэтому они могут передавать большие моменты.

Углом γ (угол подъема винтовой линии) называется острый угол между касательной в данной точке к винтовой линии на делительном цилиндре червяка и плоскостью торцового сечения и зависит от числа зубьев. Угол γ определяется из следующего уравнения на основании рисунка 7.34

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}. \quad (7.77)$$

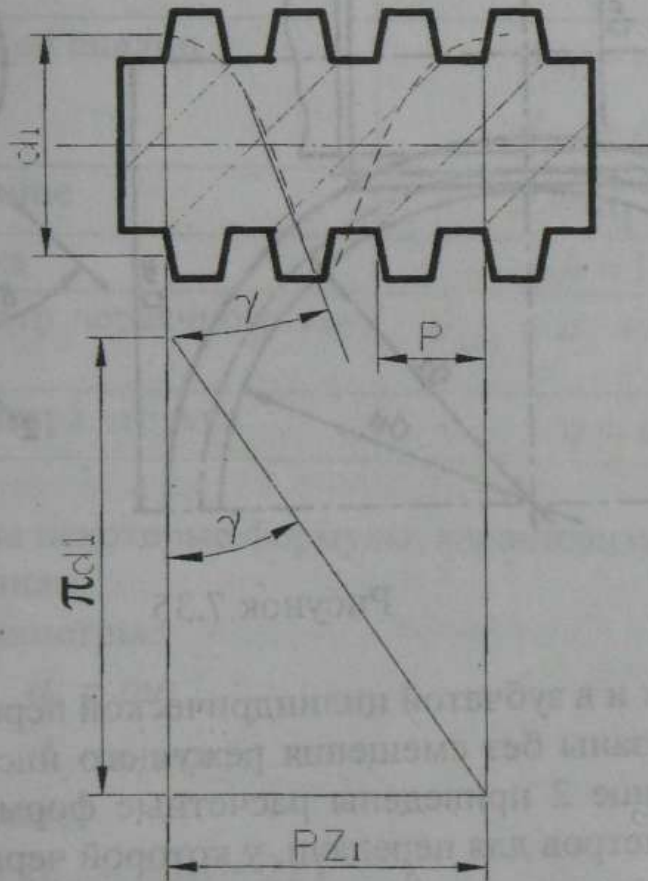


Рисунок 7.34

В последнем уравнении обозначены:

$p z_1$ – расстояние между одноименными осевыми профилями одного витка по образующей делительного цилиндра червяка;

$p = \pi m$ – шаг винта, мм;

$q = \frac{d_1}{m}$ – коэффициент диаметра червяка;

z_1 – число заходов (зубьев) червяка.

Величину коэффициента диаметра червяка q обычно принимают в пределах 8-13 целыми числами.

8.2 Геометрические параметры

Червячная передача является частным случаем зубчатой передачи. На рисунке 7.35 показаны основные размеры зацепления.

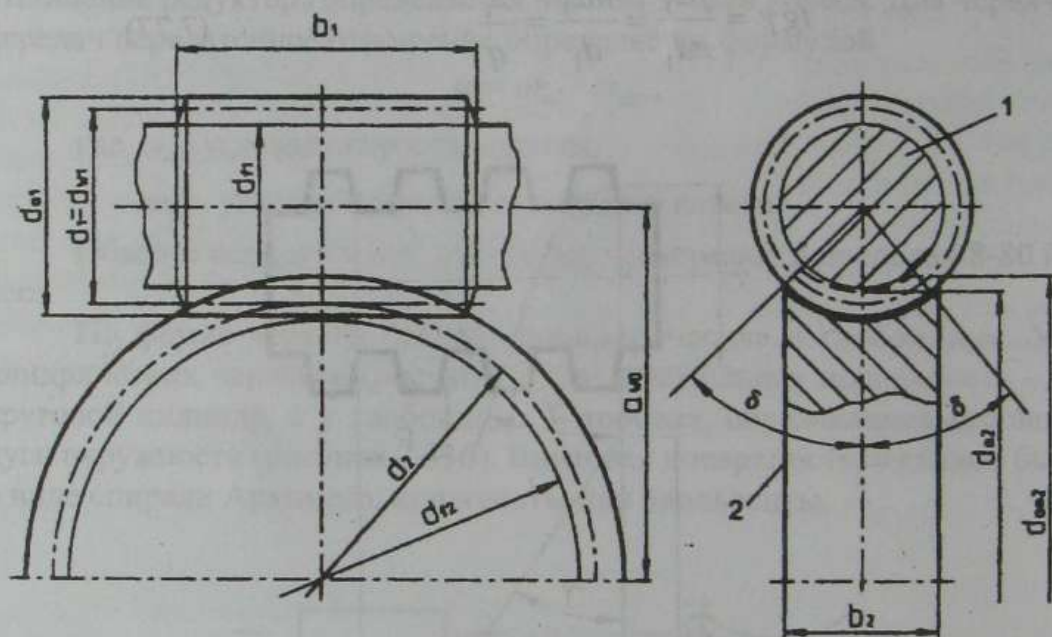


Рисунок 7.35

Так же, как и в зубчатой цилиндрической передаче, червяк и колесо могут быть нарезаны без смещения режущего инструмента или со смещением. В таблице 2 приведены расчетные формулы для определения некоторых параметров для передачи, у которой червяк и колесо нарезаны без смещения.

Значения коэффициента диаметра червяка q стандартизованы и имеют два ряда значений:

1-й ряд — 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

2-й ряд — 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4.

Угол обхвата 2δ (рисунок 7.35) для червячных передач принимают:

- для силовых передач — $(90-110)^\circ$;

- для кинематических передач — $(70-90)^\circ$.

Таблица 2

Делительный диаметр	$d_1 = mq$
	$d_1 = mz_1 = d_1 \frac{z_2}{q}$
Начальный диаметр	$d_{w1} = d_1$ $d_{w2} = d_2$
Диаметр окружностей выступов	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$ $d_{a2} = mz_2$
Диаметр окружностей впадин	$d_{f1} = d_{a1} - 2h$ $d_{f2} = d_{a2} - 2h$
Межосевое расстояние	$a = (d_1 + d_2) / 2$
Высота зуба червяка	$h = 1.25m$
Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{am2} = d_2 + d_1(1 - \cos \beta)$
Коэффициент диаметра червяка	$q = d_1 / m$

Ниже приведены некоторые формулы, характеризующие червячное зацепление со смещением.

Делительные диаметры:

$$d_1 = mq, \quad (7.78)$$

$$d_2 = mz_2.$$

Начальный диаметр

$$d_{w1} = m(q + 2x). \quad (7.79)$$

Диаметр окружностей выступов

$$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x). \quad (7.80)$$

Диаметр окружности ножек

$$d_{f2} = m(z_2 - 2h_a^* + 2x). \quad (7.81)$$

Межцентровое расстояние

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x). \quad (7.82)$$

Длина (ширина) b_1 нарезанной части червяка назначается в зависимости от смещения и числа заходов червяка.

Ниже приведены значения ширины червяка, выполненного без смещения (таблица 3).

Таблица 3

	$x = 0$
Число заходов	
Однозаходный, двухзаходный	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$
Трехзаходный, четырезаходный	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$

Ширина венца b_2 червячного колеса определяется из следующего выражения

$$b_2 = (0,355 - 0,315)a,$$

где a – межосевое расстояние.

8.3 Передаточное отношение передачи

На рисунке 7.36а показаны мгновенные контактные линии 1,2,3 червяка и червячного колеса в разрезе. Указаны направления скорости V_s относительного скольжения профилей зубьев.

Червяк и червячное колесо, взаимодействуя друг с другом, имеют окружные скорости, направленные перпендикулярно радиусам звеньев (рисунок 7.36б)

$$V_1 = \omega_1 d_1 / 2 \quad \text{и} \quad V_2 = \omega_2 d_2 / 2.$$

По причине скольжения профилей зубьев эти скорости разные по направлению и модулю.

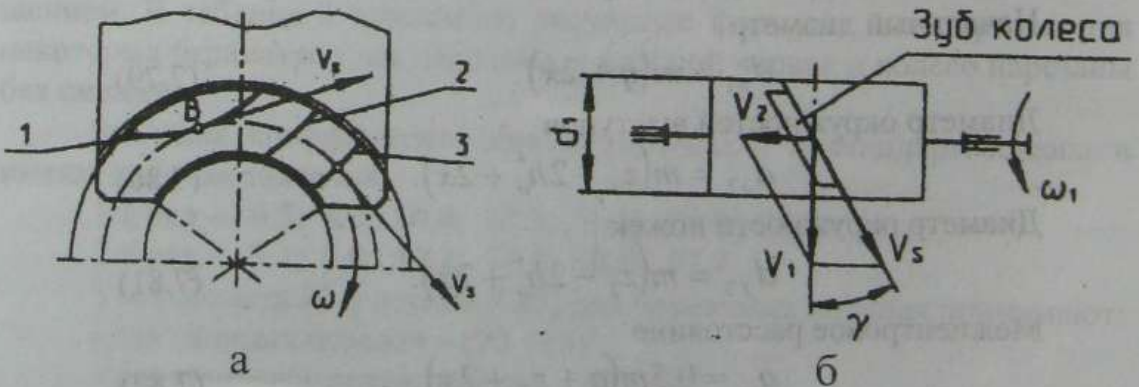


Рисунок 7.36

Скорость скольжения V_s определяется по векторному уравнению

$$\vec{V} = \vec{V}_1 - \vec{V}_2.$$

Скорость скольжения значительно влияет на работоспособность передачи и уменьшает КПД механизма. Угол γ между векторами \vec{V}_1 и \vec{V}_s есть угол подъема винтовой линии. Тогда скорость скольжения определится из треугольника скоростей.

$$V_s = V_1 / \cos \gamma, \quad V_s = V_2 / \sin \gamma. \quad (7.83)$$

Определим тангенс угла γ :

$$\operatorname{tg} \gamma = V_2 / V_1 = \omega_2 d_2 / \omega_1 d_1. \quad (7.84)$$

Ранее (см. формулу) было записано, что $\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q$. Из последних двух уравнений найдем передаточное отношение червячной передачи

$$u_{12} = z_2 / z_1 = z_{чк} / z_ч, \quad (7.85)$$

где $z_ч$ и $z_{чк}$ - число зубьев червяка и червячного колеса.

8.4 Силы в червячной передаче

Рассмотрим действие сил в червячной передаче без учета сил трения. На рисунке 7.37 червяк и червячное колесо раздвинуты для удобства обозначения всех сил, действующих в зацеплении. При передаче движения возникает сила F_{nl} , направленная по линии зацепления (рисунок 7.37в). Разложим эту силу на составляющие по трем взаимно перпендикулярным плоскостям. Тогда можно записать следующее равенство

$$F_{nl} = F_{t1} + F_{r1} + F_{a1}, \quad (7.86)$$

где F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} - окружное, радиальное и осевое усилия на червяке.

Из рисунка 7.37б видно, что окружная сила $F_{t1} = F_{a2}$ расположена в плоскости, содержащей ось червячного колеса. Окружная сила $F_{t2} = F_{a1}$ расположена в плоскости, перпендикулярной к оси червячного колеса. Радиальная сила F_{r1} направлена к оси червячного колеса (рисунок 7.37в, г). При передаче движения от червяка к колесу известными являются моменты: движущий T_1 и сопротивления T_2 .

Окружные усилия на червяке и колесе равны:

$$F_{t1} = F_{a2} = T_1 / r_1, \quad (7.87)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = T_2 / r_2,$$

где r_1 и r_2 - радиусы делительных окружностей червяка и червячного колеса.

Составляющая нормальной силы на горизонтальную плоскость равна (рисунок 7.37в, г)

$$F'_n = F_n \cdot \cos \alpha_n,$$

где α – угол зацепления.

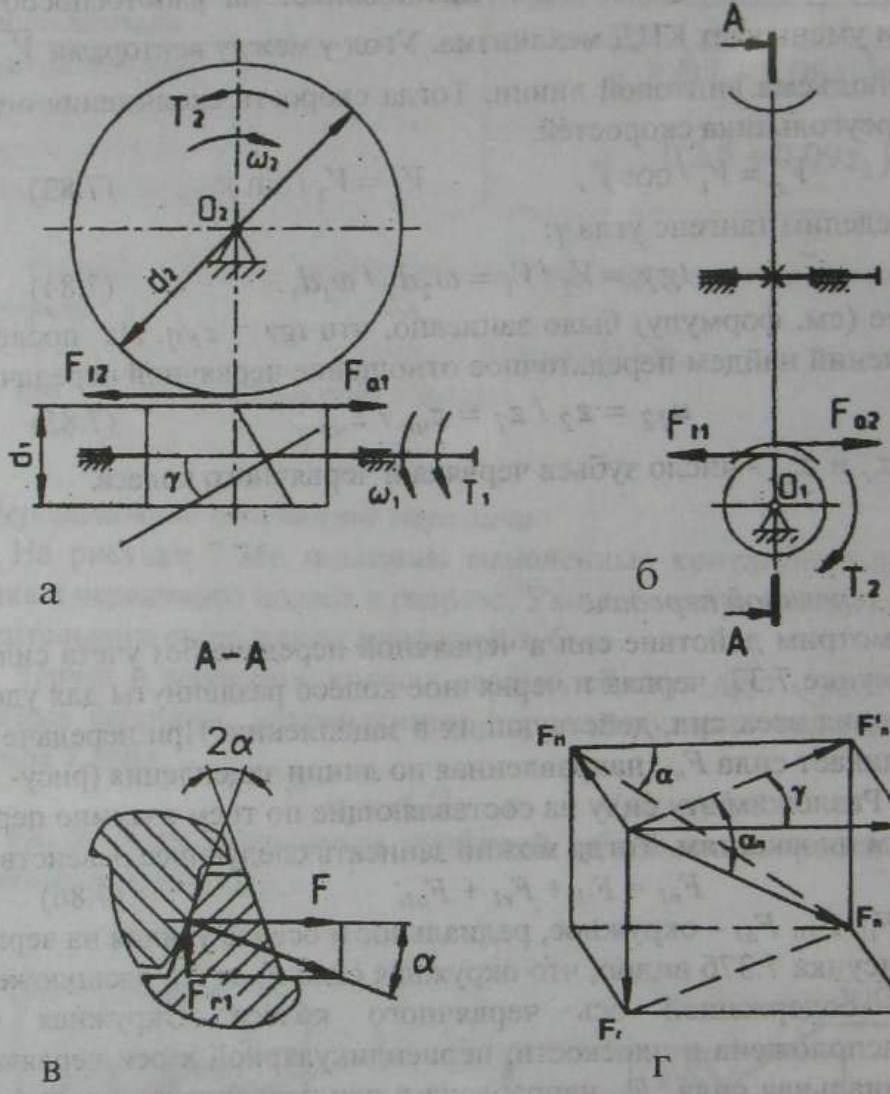


Рисунок 7.37

Связь между осевой и окружной силами определяется аналогично, как для винтовой пары, соотношением

$$F_{11} = F_{a2} = F_{12} \operatorname{tg} \gamma = \frac{T_2}{r_2} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (7.88)$$

где γ – угол подъема винтовой линии.

Осевая составляющая равна

$$F_{a1} = F'_n \cos \gamma = F_n \cdot \cos \alpha \cos \gamma.$$

Нормальная составляющая сила F_n равна

$$F_n = F_{a1} / \cos \alpha \cos \gamma = F_{t2} / \cos \alpha \cos \gamma = T_2 / r_2 \cdot \cos \alpha \cos \gamma. \quad (7.89)$$

Радиальная сила равна

$$F_{r1} = F_n \sin \alpha = F_{t2} \sin \alpha / \cos \alpha \cos \gamma = T_2 \operatorname{tg} \alpha / r_2 \cos \gamma. \quad (7.90)$$

Пространственная сила F_n в нормальном сечении витка червяка имеет угол α_n , который связан с углами α и γ зависимостью

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma.$$

8.5 КПД червячной передачи

В червячной передаче основные потери мощности происходят в месте контакта червяка и колеса вдоль винтовой линии вследствие скольжения. Все остальные потери незначительны и обычно не учитываются.

Коэффициент полезного действия – есть отношение работы сил производственных сопротивлений к работе сил движущих. Если заданы моменты на входном и выходном валах, то КПД будет иметь вид

$$\eta = \frac{A_{nc}}{A_{\text{дв}}} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1}. \quad (7.91)$$

В общем случае КПД червячной передачи при ведущем червяке определяется так же, как для резьбовых соединений

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (7.92)$$

где φ' – угол трения скольжения.

Если ведущим звеном является червячное колесо, то КПД имеет вид

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (7.93)$$

9 Планетарные механизмы

9.1 Краткая характеристика

Все ранее рассмотренные зубчатые механизмы имеют неподвижные оси. Однако существует большой класс механизмов, у которых оси перемещаются в пространстве. К таким механизмам относятся планетарные и дифференциальные. Они обладают некоторыми свойствами, которые существенно отличают их от других зубчатых механизмов: малые габариты, большие передаточные отношения, равномерное распределение нагрузки по ступеням. Такое сочетание свойств обеспечило применение их в приборостроении, вертолетостроении и во многих других областях техники. Рассмотрим некоторые конструктивные особенности передачи.

Планетарный механизм, показанный на рисунке 7.38, имеет сле-

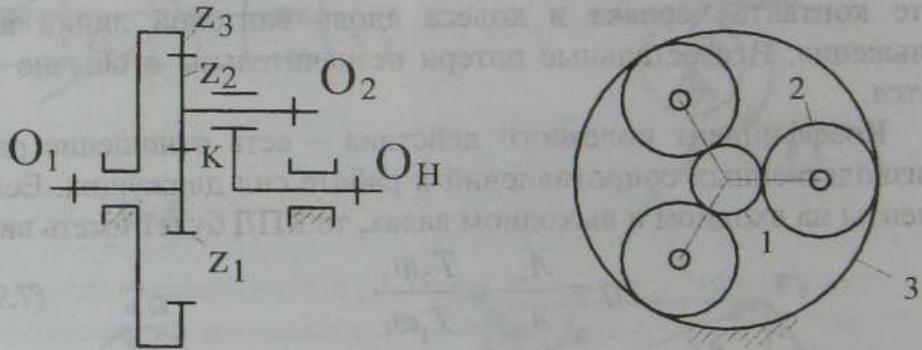


Рисунок 7.38

дующие звенья: зубчатое колесо 1 называется центральным; колесо 2 с подвижной осью – сателлит; звено Н, на котором располагаются оси сателлитов – водило. Неподвижное зубчатое колесо 3 называется опорным. Сателлит 2 имеет вращательное движение вокруг своей оси O_2 и одновременно вращается с водилом Н вокруг оси O_H .

У планетарных механизмов обычно бывает несколько сателлитов. Они необходимы для распределения общей нагрузки по звеньям, что приводит к уменьшению сил в зацеплении, уменьшению габаритов механизма и уравниванию водила.

Планетарные механизмы обладают степенью подвижности, равной единице. Кроме схемы, приведенной на рисунке 7.38, существуют и другие (рисунок 7.39а, б). Они отличаются конструктивно, имея сателлит с двойными колесами.

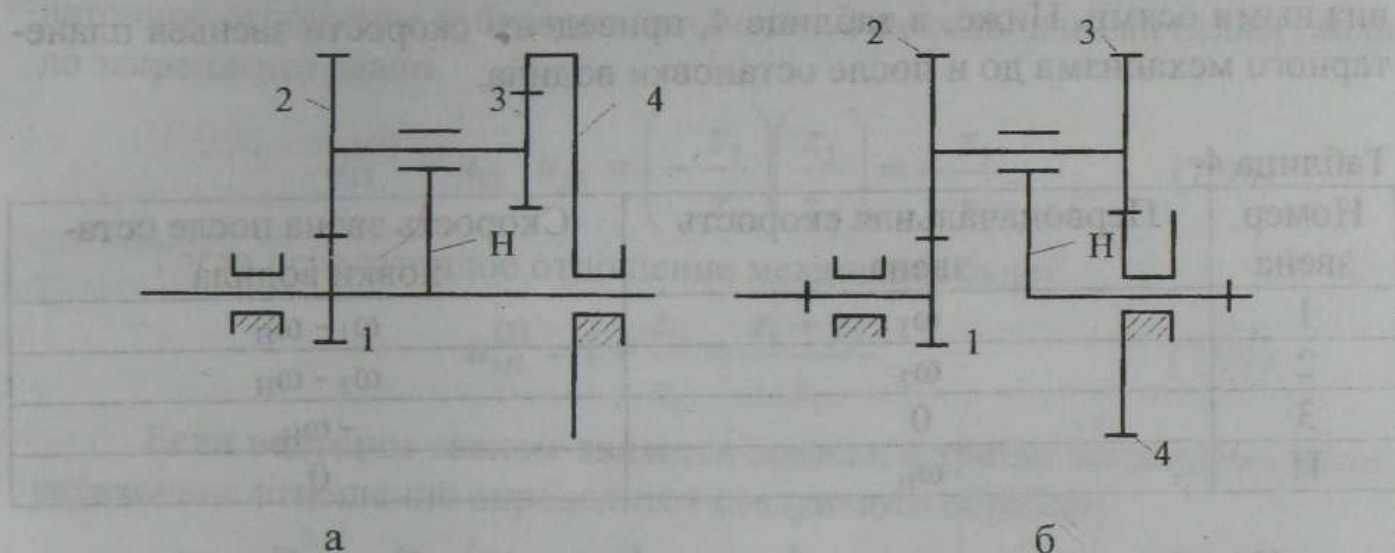


Рисунок 7.39

Планетарный механизм, приведенный на рисунке 7.39, имеет одно внешнее и одно внутреннее зацепление, а на рисунке 7.39б – два внешних. Существуют и другие схемы планетарных механизмов, но они получили меньшее распространение. Планетарные передачи могут конструктивно трансформироваться. Входным звеном может быть не только звено 1, но и водило Н. Это приводит к резкому изменению передаточной функции, уменьшая или увеличивая её. Увеличения передаточного отношения можно также добиться за счет создания многоступенчатой передачи.

Можно обеспечить очень большое передаточное отношение при выполнении некоторых условий. Назначим передаточное отношение $u_{14}^{(H)}$ так (рисунок 7.39б), чтобы оно было близко к единице. Тогда $u_{1H}^{(4)}$ или $u_{4H}^{(1)}$ будут стремиться к нулю. При этом передаточные отношения $u_{H1}^{(4)}$ и $u_{H4}^{(1)}$ стремятся к бесконечности.

9.2 Передаточное отношение

Для определения передаточного отношения механизма применим метод обращенного движения. Сообщим всему механизму (рисунок 7.39) угловую скорость, равную по величине угловой скорости водила ($-\omega_H$), но с противоположным знаком. Тогда водило Н остановится, а все звенья приобретут скорости, отличные от первоначальных. После остановки во-

дила планетарный механизм превратится в простой механизм с неподвижными осями. Ниже, в таблице 4, приведены скорости звеньев планетарного механизма до и после остановки водила.

Таблица 4

Номер звена	Первоначальная скорость звена	Скорость звена после остановки водила
1	ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
2	ω_2	$\omega_2 - \omega_H$
3	0	$-\omega_H$
H	ω_H	0

Передаточное отношение механизма после остановки водила будет равно

$$u_{13} = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - 1}{-1}. \quad (7.94)$$

Преобразуем последнее выражение

$$(-1) \cdot u_{13} = u_{1H} - 1. \quad (7.95)$$

Угловая скорость звена 2 не фигурирует в формулах, так как оно является промежуточным. Передаточное отношение u_{13} определено при остановленном водиле H, а u_{1H} - определено при остановленном колесе 3. Поэтому в конечном виде передаточное отношение планетарного механизма примет вид

$$u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)}. \quad (7.96)$$

Это уравнение читается следующим образом: передаточное отношение от первого колеса к водилу при остановленном 3^м колесе равно единице минус передаточное отношение от первого колеса к третьему при остановленном водиле.

Для планетарного механизма (рисунок 7.38) с цилиндрическими колесами сумма передаточных отношений при различных закрепленных звеньях равна единице

$$u_{1H}^{(3)} + u_{13}^{(H)} = 1. \quad (7.97)$$

Уравнение 7.92 всегда можно выразить через числа зубьев колес при условии, если они заданы. Передаточное отношение $u_{13}^{(H)}$ - это пере-

даточное отношение зубчатого механизма с неподвижными осями (водило закреплено) равно

$$u_{13}^{(H)} = u_{12} \cdot u_{23} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_3}{z_2} \right) = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (7.98)$$

Тогда передаточное отношение механизма будет

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_1 + z_3}{z_1}. \quad (7.99)$$

Если ведущим звеном является водило, а третье закреплено, то передаточное отношение определится следующим образом:

$$u_{H1}^{(3)} = \frac{\omega_H^3}{\omega_1} = \frac{\omega_H / \omega_H}{\omega_1 / \omega_H} = \frac{1}{u_{1H}^3} = \frac{1}{1 - u_{13}^{(H)}} = \frac{z_1}{z_1 + z_3}. \quad (7.100)$$

Для схемы (рисунок 7.39а) передаточное отношение будет

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)} = 1 - u_{12} \cdot u_{34} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (7.101)$$

Для схемы (рисунок 7.39б)

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)} = 1 - u_{12} \cdot u_{34} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (7.102)$$

9.3 Графическое определение передаточного отношения

Воспользуемся графическим методом для определения передаточного отношения механизма, показанного на рисунке 7.40а. Для этого схема механизма должна быть выполнена в масштабе. Строим план линейных скоростей (рисунок 7.40б). Проведем прямую OP , изображающую место нулевых значений линейных скоростей точек звеньев, и проектируем на неё характерные точки. Отложим скорость точки A звена 1 от прямой OP вправо в виде отрезка Aa . Соединим точку a с точкой O линии 1. Эта линия представляет закон распределения скоростей точек звена 1. Точка a является общей для колес 1 и 2, кроме того, скорость точки c колеса 2 равна нулю и располагается на прямой OP . Проведя прямую через точки a и c , определим скорость точки b — центра вращения сателлита.

Соединяем точку b и o линией H , получаем закон распределения скоростей точек водила.

На водиле на расстоянии, равном радиусу r_1 , отмечаем точку $Д$. Скорость точки $Д$ определяется отрезком $Дд$. Передаточное отношение механизма определяется как отношение отрезков

$$\frac{A-a}{Д-d} = \frac{V_A}{V_D} = \frac{\omega_1 r_1}{\omega_H r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = u_{1H}. \quad (103)$$

Знак передаточного отношения определяется направлением линий Aa и $Дд$. Если направление линий совпадает, то знак у передаточного отношения плюс, если не совпадает – знак минус.

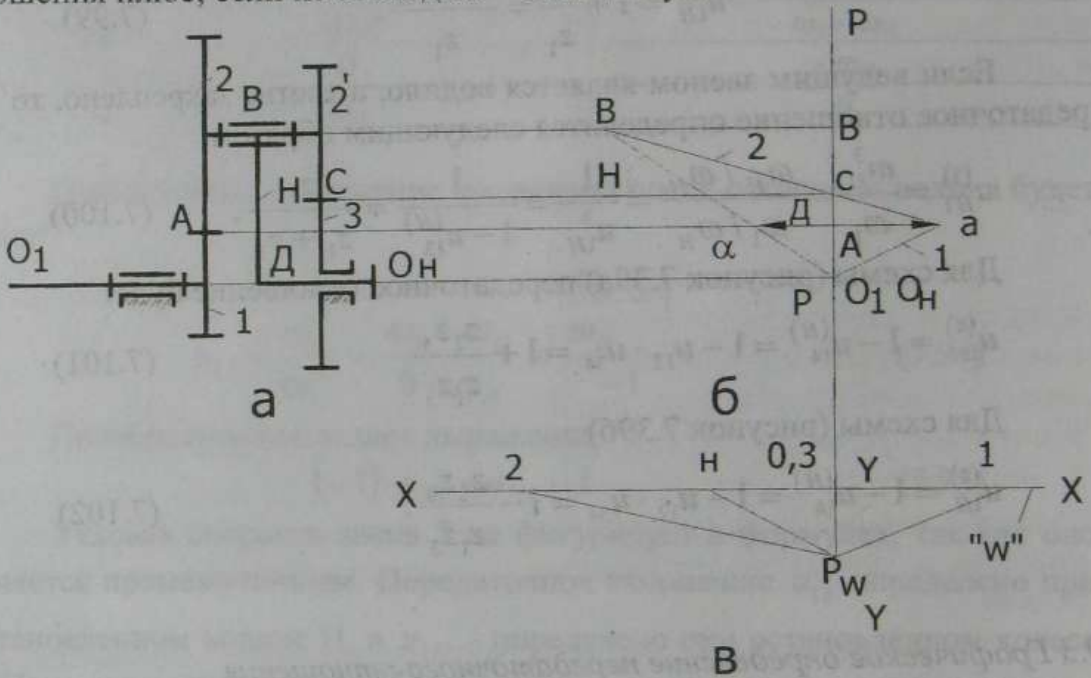


Рисунок 7.40

Передаточное отношение механизма можно определить с помощью плана угловых скоростей (рисунок 7.40в). Для этого проведем прямую $x-x$ и линию $y-y$ параллельно OP . Отложим расстояние OP_ω произвольной длины. Точка P_ω является полюсом построения плана угловых скоростей. Проводим лучи из точки P_ω параллельно наклону прямых 1, 2, H до пересечения с прямой $x-x$. Отрезки $O1$, $O2$, OP пропорциональны угловым скоростям ω_1 , ω_2 , ω_H .

Передаточное отношение механизма определяется отношением отрезков

$$u_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{O-1}{O-H}. \quad (7.104)$$

Графический метод позволяет быстро определить передаточное отношение механизма и проверить правильность аналитических расчетов.

9.4 Условия проектирования

При синтезе планетарных передач необходимо выполнить некоторые условия: 1 – условие соосности; 2 – условие соседства; 3 – условие сборки.

Условие соосности

Для планетарных механизмов, показанных на рисунках 7.38 и 7.39, оси входного и выходного вала совпадают. Такие механизмы называются соосными. Тогда для схемы 7.38 должно выполняться условие

$$r_3 = r_1 + r_2, \quad \text{или} \quad z_3 = z_1 + z_2; \quad (7.105)$$

- для схемы 7.39а

$$r_4 = r_1 + r_2 + r_3, \quad \text{или} \quad z_4 = z_1 + z_2 + z_3; \quad (7.106)$$

- для схемы 7.39б

$$r_1 + r_2 = r_3 + r_4, \quad \text{или} \quad z_1 + z_2 = z_3 + z_4. \quad (7.107)$$

Условие соседства

Рассмотрим схему механизма, показанную на рисунке 7.41. На ней обозначим: r_1, r_2 – радиусы делительных окружностей, r_{a2} – радиусы окружностей выступов сателлитов; K – число сателлитов. Из треугольника

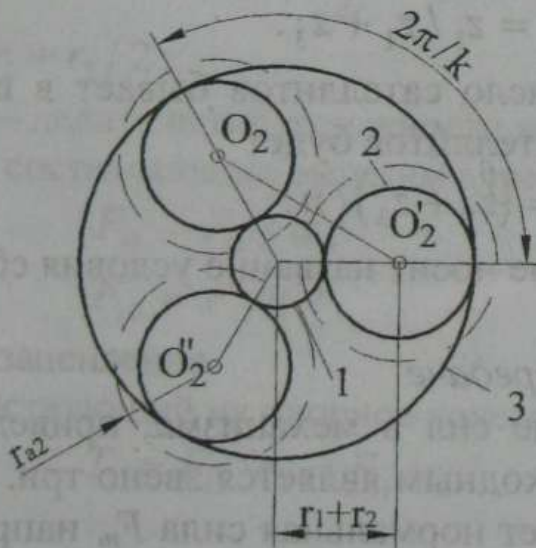


Рисунок 7.41

$O_1O_2O_2'$ видно, что расстояние O_2O_2' должно быть больше суммы радиусов окружностей выступов соседних сателлитов

$$O_2O_2' > 2r_{a2}, \quad \text{или} \\ 2(r_1 + r_2) \sin \pi/K > 2r_{a2}. \quad (7.108)$$

После преобразований определим

$$\sin \pi/K > \frac{r_{a1}}{r_1 + r_2} = \frac{r_2 + 2}{r_1 + r_2}. \quad (7.109)$$

Заменим радиусы окружностей на числа зубьев. Тогда

$$\sin \pi/K > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad (\text{условие соседства}). \quad (7.110)$$

Условие сборки

При сборке звеньев планетарного механизма первый поставленный сателлит определяет положения центральных колес 1 и 3 (рисунок 7.41). Впадины зубьев центральных колес должны располагаться против зубьев сателлитов. Если повернем входное звено на один зуб, то угловой шаг будет $\varphi_1 = 2\pi / z_1$. При этом ось сателлита повернется на угол $\varphi_H = \varphi_1 u_{H1}^{(3)}$. Тогда число теоретических сателлитов определится по уравнению

$$K_T = 2\pi / \varphi_H = 2\pi / \varphi_1 u_{H1}^{(3)} = z_1 + z_3, \quad (7.111)$$

где $\varphi_H = \varphi_1 u_{H1}^{(3)}$;

$$\varphi_1 = 2\pi / z_1;$$

$$u_{H1}^{(3)} = z_1 / z_1 + z_3. \quad (7.112)$$

Так как реальное число сателлитов бывает в n раз меньше, то в действительности число сателлитов будет

$$K = (z_1 + z_3) / n. \quad (7.113)$$

Последнее выражение носит название условия сборки.

9.5 Силы в планетарной передаче

Рассмотрим действие сил в механизме, приведенном на рисунке 7.42. Будем считать, что входным является звено три. В зацеплении шестерни и сателлита действует нормальная сила F_n , направленная по линии зацепления. Аналогично в зацеплении сателлита и опорного колеса также действует сила F_n .

Разложим нормальные силы на две составляющие: F_{t1}, F_{t3} — окружные силы и F_{r1}, F_{r3} — радиальные. Кроме того, на ось сателлита действует

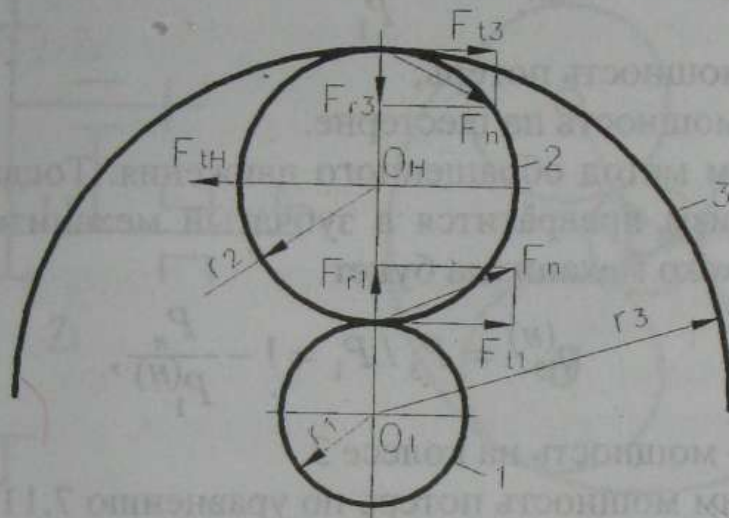


Рисунок 7.42

сила F_H . Так как сателлит вращается равномерно, то сумма моментов, действующих на него относительно оси O_H , равна нулю. Тогда

$$F_{t1} = F_{t3}. \quad (7.114)$$

Окружное усилие, действующее на водило будет

$$F_{tH} = F_{t1} + F_{t3} = 2 F_{t1}. \quad (7.115)$$

Момент, действующий на водило

$$T_H = F_{tH} r_H = 2 F_{t1} \frac{r_1 + r_2}{2} = F_{t1} (r_1 + r_2), \quad (7.116)$$

где $r_H = r_1 + r_3 / 2$;

r_1, r_3 – делительные окружности колес 1 и 3.

Радиальные составляющие выразим через окружные:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha, \quad (7.117)$$

$$F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол зацепления.

Момент, действующий на опорное колесо

$$T_3 = F_{t3} \cdot r_3 = F_{t1} \cdot r_3. \quad (7.118)$$

9.6 КПД планетарного механизма

Определим КПД механизма по схеме (рисунок 7.38)

$$\eta_{1H}^3 = 1 - \frac{P_n}{P_1}, \quad (7.119)$$

где P_n – мощность потерь;
 P_1 – мощность на шестерне.

Применим метод обращенного движения. Тогда водило Н остановится, а механизм превратится в зубчатый механизм с неподвижными осями. КПД такого механизма будет

$$\eta_{13}^{(H)} = P_3 / P_1 = 1 - \frac{P_n}{P_1^{(H)}}, \quad (7.120)$$

где P_3 – мощность на колесе 3.

Определим мощность потерь по уравнению 7.119:

$$P_n = (1 - \eta_{13}^{(H)}) \cdot P_1^{(H)}. \quad (7.121)$$

Выразим мощность через моменты, приложенные к звену 1 при остановленном водиле и закрепленном звене 3:

$$\begin{aligned} P_1^{(H)} &= T_1(\omega_1 - \omega_H), \\ P_1 &= T_1\omega_1. \end{aligned} \quad (7.122)$$

Подставим значения мощностей в уравнение 7.119, найдем

$$\eta_{1H}^{(3)} = 1 - \frac{(1 - \eta_{13}^{(H)})P_1^{(H)}}{P_1} = 1 - \frac{(1 - \eta_{13}^{(H)})M_1(\omega_1 - \omega_H)}{M_1\omega_1} = 1 - (1 - \eta_{13}^{(H)})(1 - \eta_{1H}^3), \quad (7.123)$$

где

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_1} = 1 - u_{H1}^{(3)}.$$

9.7 Дифференциальные механизмы

Планетарный механизм, у которого все звенья подвижны, называется дифференциальным. Механизм, приведенный на рисунке 7.43, имеет четыре подвижных звена, четыре низшие и две высшие кинематические пары. Степень подвижности такого механизма по формуле Чебышева равна

$$W = 3_n - 2_{p_{11}} - p_v = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2. \quad (7.124)$$

Следовательно, для определения закона движения одного из звеньев должны быть заданы законы движения 2 звеньев. Дифференциальные механизмы широко применяются в автомобилестроении, счетных и сельскохозяйственных машинах. В таких механизмах может происходить сложение движения входных звеньев (счетные машины) или

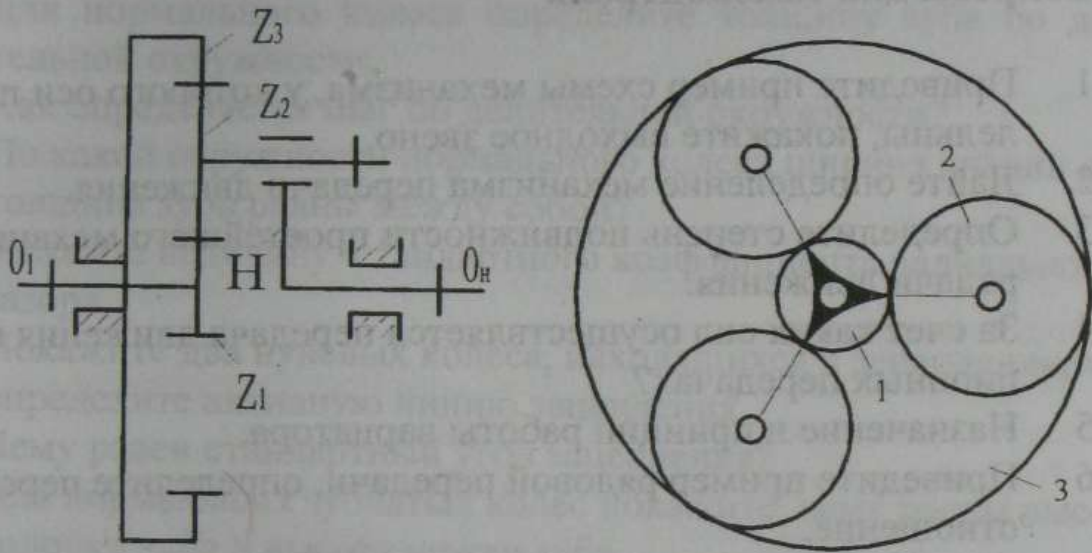


Рисунок 7.43

разложение движения одного входного звена на два ведомых (транспортные машины).

Для определенности движения механизма должны быть заданы законы движения двух звеньев, т.е. иметь две обобщенные координаты

$$\varphi_1 = \varphi_1(\varphi_2, \varphi_H). \quad (7.125)$$

Продифференцировав эту сложную функцию и произведя преобразования, получим формулу

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}, \quad (7.126)$$

где n_1, n_3, n_H - частоты вращения звеньев 1, 3 и H;

$\omega_1, \omega_3, \omega_H$ - угловые скорости звеньев 1, 3 и H.

Последняя формула носит название формулы Виллиса для дифференциалов.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Приведите пример схемы механизма, у которого оси параллельны, покажите выходное звено.
- 2 Дайте определение механизма передачи движения.
- 3 Определите степень подвижности простейшего механизма передачи движения.
- 4 За счет каких сил осуществляется передача движения во фрикционных передачах?
- 5 Назначение и принцип работы вариатора.
- 6 Приведите пример рядовой передачи, определите передаточное отношение.
- 7 Какие механизмы применяются для передачи движения между валами, оси которых пересекаются?
- 8 Какую передачу можно применить для случая, когда оси валов перекрещиваются под углом, меньшим 90° ?
- 9 Приведите пример схемы механизма передачи движения и определите направление выходного звена по правилу знаков.
- 10 Определите направление движения выходного звена по правилу стрелок.
- 11 Что такое ступень зубчатой передачи?
- 12 Приведите схему механизма с внешним и внутренним зацеплением.
- 13 Приведите схему планетарного механизма, дайте название всем звеньям.
- 14 Покажите звено в планетарном механизме, совершающее сложное движение.
- 15 Определите передаточное отношение планетарной передачи.
- 16 Приведите схему дифференциального механизма, укажите область применения.
- 17 Перечислите способы передачи движения.
- 18 Какую передачу можно назвать силовой (кинематической)?
- 19 Что такое коробка скоростей?
- 20 Как получить эвольвентную кривую? Что такое эволюта?
- 21 Что такое модуль?
- 22 Как избавиться от осевых нагрузок в косозубой передаче?
- 23 Приведите пример цилиндрического и глобоидного червяка.
- 24 Как определить число зубьев на червяке?
- 25 Дайте определения начальной и делительной окружностей.

- 26 Для нормального колеса определите толщину зуба по делительной окружности.
- 27 Как определяется шаг по делительной окружности?
- 28 По какой окружности нормального колеса ширина впадин и толщина зуба равны между собой?
- 29 Укажите величину стандартного коэффициента радиального зазора.
- 30 Покажите два нулевых колеса, находящихся в зацеплении, и определите активную линию зацепления.
- 31 Чему равен стандартный угол зацепления?
- 32 Для нормальных зубчатых колес покажите, чему равны высота головки зуба и высота ножки зуба.
- 33 Вычислите предельно минимальный коэффициент смещения из условий неподрезания.
- 34 Если коэффициент перекрытия $\varepsilon = 1$, то сколько пар зубьев одновременно находится в зацеплении?
- 35 Что означает $\varepsilon_a = 1,6$?
- 36 Если коэффициент перекрытия $\varepsilon > 1$, то как сказывается это условие на работу зубчатой передачи?
- 37 Какие окружности зубчатых колес являются центроидами в относительном движении?
- 38 Какие участки профилей больше всего подвержены износу?
- 39 При каких условиях при нарезании зубчатых колес происходит подрезание ножки зуба?
- 40 При каком зацеплении сумма коэффициентов смещения $x_1 + x_2 = 0$?
41. Какие зубчатые передачи могут передавать большую мощность при значительных скоростях зубчатых колес?

РАЗДЕЛ 8 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

1 Основные понятия и определения

1.1 Звенья механизма

Кулачковый механизм - это механизм, в состав которого входит звено с переменной кривизной, и его поверхность образует с взаимодействующим звеном высшую кинематическую пару.

Кулачок - это звено, имеющее элемент высшей пары, который выполнен в виде поверхности переменной кривизны.

Толкатель - звено механизма, взаимодействующее с рабочей поверхностью кулачка и совершающее возвратно-поступательное движение.

Коромысло - звено механизма, совершающее качательные движения вокруг неподвижной оси и образующее с кулачком высшую пару.

Ролик - звено механизма, непосредственно контактирующее с кулачком и предназначенное для уменьшения трения.

1.2 Кинематические параметры

Силовое замыкание - замыкание элементов высшей кинематической пары пружиной, силой тяжести, силой полезного сопротивления.

Геометрическое замыкание - замыкание элементов высшей кинематической пары, обеспечиваемое геометрией кулачка.

1.3 Геометрические параметры

Радиус основной шайбы кулачка (r_0) - окружность, с которой начинается и заканчивается переменный профиль.

Центровой (теоретический) профиль (R_0) - это геометрическое место центров ролика в относительном движении по отношению к кулачку.

Рабочий профиль - это огибающая последовательных положений толкателя в относительном движении (профиль, с которым соприкасается ролик).

1.4 Динамические параметры

Фаза верхнего выстоя ($\varphi_{ВВ}$) - длительная остановка выходного звена в наиболее удаленном положении по отношению к центру враще-

ния кулачка при непрерывном его вращении.

Фаза нижнего выстоя ($\varphi_{НВ}$) - длительная остановка выходного звена в самом близком положении по отношению к центру вращения кулачка при непрерывном его вращении.

Фаза подъема ($\varphi_{П}$) - угол поворота кулачка, соответствующий перемещению выходного звена от центра вращения кулачка.

Фаза опускания ($\varphi_{О}$) - угол поворота кулачка, соответствующий перемещению выходного звена к центру вращения кулачка.

1.5 Качественные характеристики

Смещение, эксцентриситет (e) — смещение линии движения толкателя по отношению к центру кулачка.

Угол давления (ν) - острый угол, образованный между направлением движения толкателя и нормалью к профилю кулачка, проведенной через точку образования высшей кинематической пары.

Угол передачи движения (γ) - угол, образованный вектором абсолютной и относительной скорости толкателя в точке образования высшей кинематической пары.

Угол давления допускаемый ($\nu_{доп}$) - предельное значение угла давления, когда отсутствует возможность заклинивания толкателя в направляющих.

2 Основные сведения о кулачковых механизмах

2.1 Назначение и область применения

В приборах и машинах-автоматах широко применяются механизмы, движение выходных звеньев которых должно быть выполнено по заданному закону и согласовано с движением других механизмов.

Для таких целей лучше всего подходят кулачковые механизмы, которые предназначены для преобразования движения входного звена в движение выходного. Они могут использоваться либо как основной механизм, осуществляющий движение исполнительных звеньев, либо как вспомогательный для управления циклом или выполнения операций подачи, смазки, перемещения суппорта и т.д.

Кулачковые механизмы имеют малое число звеньев, просты в изготовлении, компактны и надежны в работе. Входное звено такого механизма называется кулачком, а выходное - толкателем. Толкатель практи-

чески точно выполняет заданный закон движения, который обеспечивается профилем кулачка.

2.2 Структура кулачковых механизмов

Простейший кулачковый механизм, показанный на рисунке 8.1а, имеет два подвижных звена 1 и 2 и одно неподвижное - стойку 3. Подвижные звенья входят в две низшие кинематические пары (вращательная и поступательная) со стойкой, а сами образовали высшую кинематическую пару А. Степень подвижности такого механизма равна единице.

2.3 Классификация кулачковых механизмов

Все разнообразие кулачковых механизмов разбивается на следующие типы по характеру движения выходного звена:

- 1) с поступательно движущимся толкателем (рис 8.1 а);
- 2) с вращательным движением коромысла (рис. 8.1 б);
- 3) со сложным движением выходного звена (рис.8.1 в).

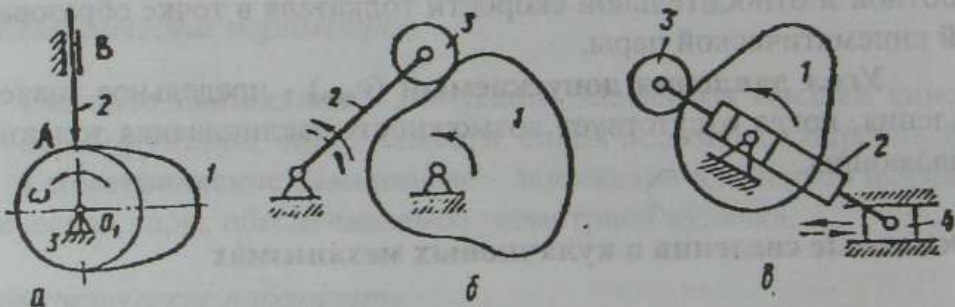


Рисунок 8.1 - Основные типы кулачковых механизмов

Кроме приведенных кулачковых механизмов, существуют и другие виды.

На рисунке (8.2 а) показан кулачковый механизм, у которого толкатель заканчивается острым концом, а сам толкатель смещен относительно центра кулачка на расстояние e . Для такого типа кулачкового механизма толкатель идеально копирует профиль. Однако между кулачком и толкателем возникает значительное трение, и толкатель быстро изнашивается. Такие механизмы применяют, когда силы, действующие на толкатель, и угловая скорость кулачка незначительны. С целью уменьшения трения устанавливают ролик, как показано на рисунке 8.2(б, г, д). Ролик перекачивается без скольжения по кулачку, при этом уменьшают

ся износ деталей и расход энергии на работу механизма. На рисунке 8.2 е показан механизм, у которого толкатель выполнен в виде тарелки. Сила давления кулачка на толкатель направлена (без учета сил трения) по линии движения толкателя. Особенностью такого механизма является то, что угол давления в любом положении кулачка равен нулю, а кулачок должен быть всегда выпуклым. Наибольшее распространение получили кулачковые механизмы 1-го и 2-го типов. Механизмы со сложным движением толкателя применяются в специальных машинах.

Кулачковые механизмы бывают плоские (рисунок 8.1, 8.2) и пространственные. В плоских механизмах звенья совершают движения в одной плоскости. В пространственных механизмах звенья совершают движения в разных плоскостях (рисунок 8.2 и).

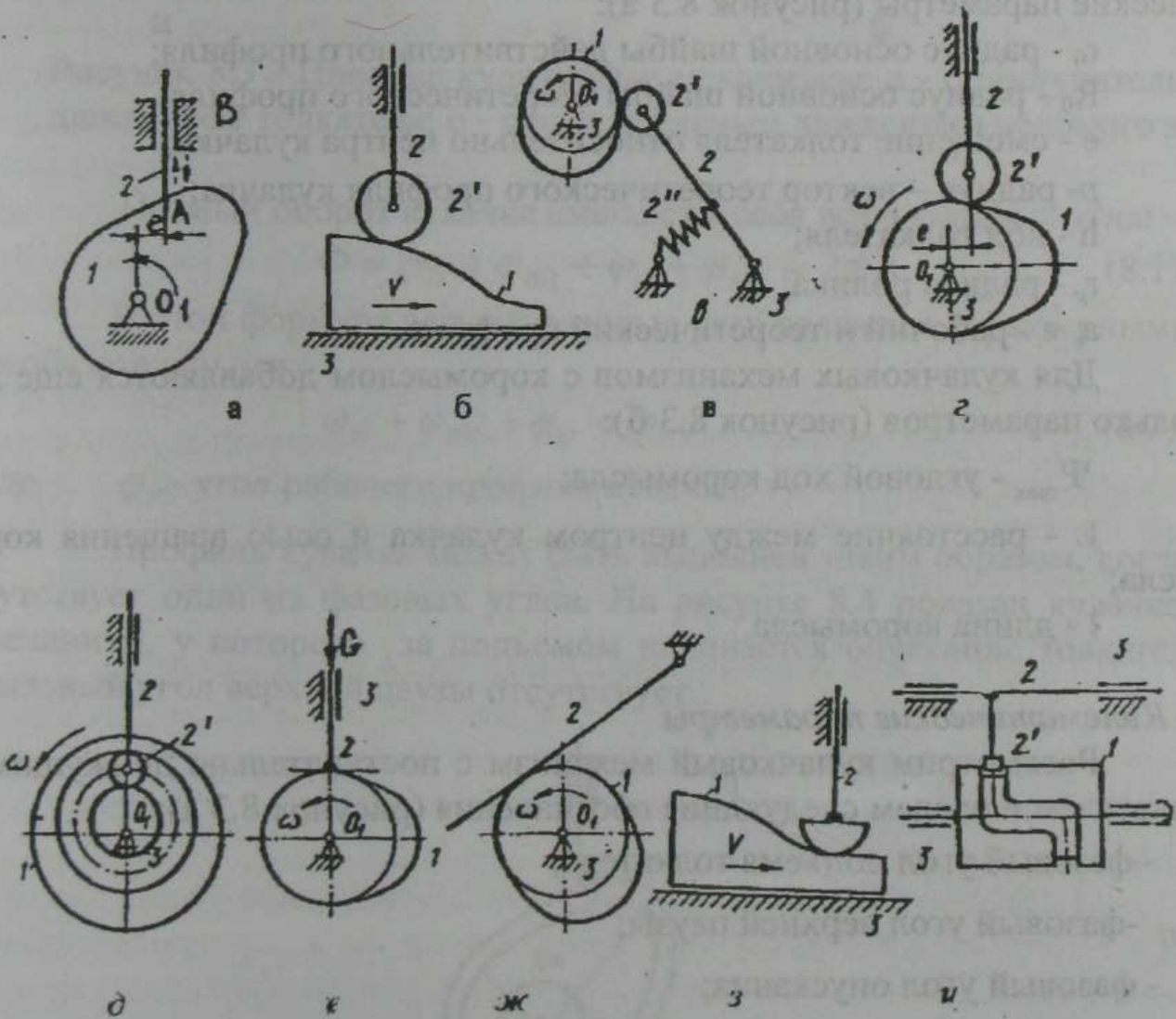


Рисунок 8.2 - Семейство кулачковых механизмов

Для кулачковых механизмов важным моментом в их работе является неравномерность контакта звеньев. Возникающие при работе силы

инерции стремятся оторвать толкатель от кулачка. Замыкание толкателя с кулачком можно обеспечить силовым или геометрическим способом. При силовом замыкании звенья прижимаются друг к другу пружиной, силой тяжести толкателя, силой сопротивления (рисунок 8.2 в). Геометрическое замыкание обеспечивается геометрией звеньев (рисунок 8.2 и, д). Ролик толкателя располагается в пазу (рисунок 8.2 д), выполненном в виде кольца. Пространственный кулачковый механизм (рисунок 8.2 и) имеет цилиндрический кулачек с пазом, в котором размещен ролик толкателя.

2.4 Геометрические параметры кулачковых механизмов

У кулачковых механизмов I типа различают следующие геометрические параметры (рисунок 8.3 а):

r_0 - радиус основной шайбы действительного профиля;

R_0 - радиус основной шайбы теоретического профиля;

e - смещение толкателя относительно центра кулачка;

r - радиус – вектор теоретического профиля кулачка;

h - ход толкателя;

r_p - радиус ролика;

a, b - рабочий и теоретический профили.

Для кулачковых механизмов с коромыслом добавляются еще несколько параметров (рисунок 8.3 б):

Ψ_{\max} - угловой ход коромысла;

L - расстояние между центром кулачка и осью вращения коромысла;

l - длина коромысла.

2.5 Кинематические параметры

Рассмотрим кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем и введем следующие обозначения (рисунок 8.3 а):

φ_{II} - фазовый угол подъема толкателя;

$\varphi_{ВП}$ - фазовый угол верхней паузы;

φ_O - фазовый угол опускания;

$\varphi_{НИ}$ - фазовый угол нижней паузы.

За время угла подъема толкатель поднимается из нижнего положения в верхнее. Угол верхней и нижней пауз характерен тем, что кулачок вращается, а толкатель не двигается. За время опускания толкатель перемещается из верхнего положения в нижнее.

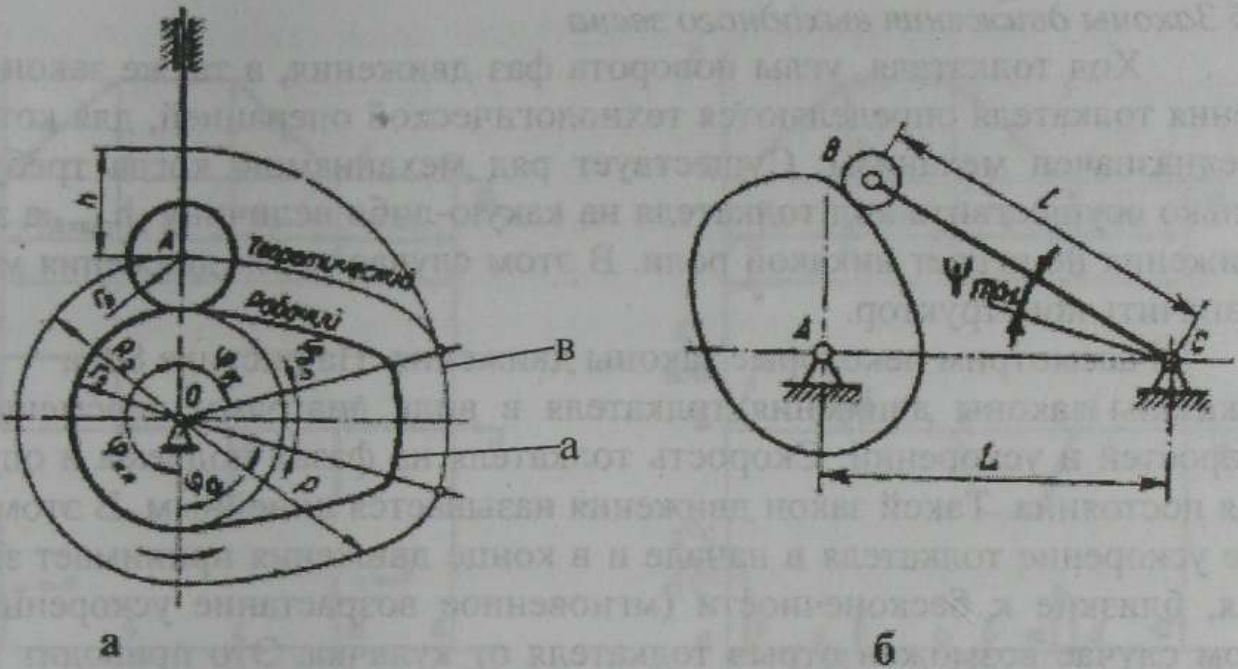


Рисунок 8.3 - Плоские кулачковые механизмы: а - с поступательным движением толкателя; б - с вращательным движением ведомого звена

Полный оборот кулачка вмещает в себя все 4 фазовых угла:

$$\Phi = \varphi_{\Pi} + \varphi_{ВП} + \varphi_{O} + \varphi_{НП} = 2\pi. \quad (8.1)$$

В этой формуле четыре фазовых угла являются характерными, но необязательными

$$\varphi_{\Pi} + \varphi_{ВП} + \varphi_{O} = \varphi_{P}, \quad (8.2)$$

где φ_{P} - угол рабочего профиля кулачка.

Профиль кулачка может быть выполнен таким образом, когда отсутствует один из фазовых углов. На рисунке 8.4 показан кулачковый механизм, у которого за подъемом начинается опускание толкателя, а фазовый угол верхней паузы отсутствует.

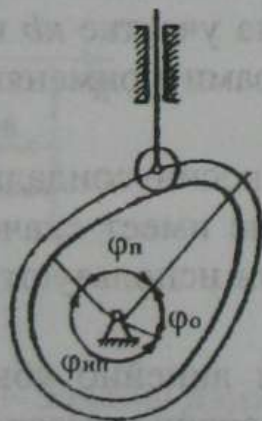


Рисунок 8.4 - Кулачковый механизм I типа с роликовым толкателем

2.6 Законы движения выходного звена

Ход толкателя, углы поворота фаз движения, а также закон движения толкателя определяются технологической операцией, для которой предназначен механизм. Существует ряд механизмов, когда требуется только осуществить ход толкателя на какую-либо величину h_{max} , а закон движения не играет никакой роли. В этом случае закон движения может назначить конструктор.

Рассмотрим некоторые законы движения. На рисунке 8.5 а показаны законы движения толкателя в виде диаграмм перемещений, скоростей и ускорений. Скорость толкателя на фазах подъема и опускания постоянна. Такой закон движения называется линейным. В этом случае ускорение толкателя в начале и в конце движения принимает значения, близкие к бесконечности (мгновенное возрастание ускорения). В этом случае возможен отрыв толкателя от кулачка. Это приводит к так называемым жестким ударам, что крайне нежелательно. Механизм с таким движением толкателя быстро выходит из строя. Такой закон движения чаще всего применяют при небольших скоростях вращения кулачка и малых массах толкателя. Жестких ударов можно избежать, если воспользоваться законом движения, показанным на рисунке 8.5 б. Перемещение толкателя выполнено по прямой, но в начале и в конце движения эта прямая имеет переходные кривые (дуги окружностей, участки парабол или синусоид и т.д.). Возрастание скорости толкателя и ее убывание происходит не мгновенно, а постепенно. Ускорение изменяется мгновенно на конечную величину в точках a , b , c , d . Мгновенное изменение ускорения на конечную величину называется мягким ударом. Такой закон движения толкателя используют при значительных скоростях вращения кулачка.

На рисунке 8.5в показан равноускоренный закон движения толкателя. На участке ab и cd ускорение имеет постоянное значение, на участке ak и ld - оно положительно, на участке kb и cl - отрицательно. Такой закон движения с мягкими ударами применяют для быстроходных кулачковых механизмов.

На рисунке 8.5г показан косинусоидальный закон движения толкателя. В точках a и b ускорение имеет скачок на конечную величину (мягкий удар). Обычно этот закон используют для быстроходных кулачковых механизмов.

На рисунке 8.5д показан линейно убывающий закон движения толкателя. На участках a и b ускорение имеет скачки на конечную величину. Такой кулачковый механизм работает с мягкими ударами. В этом случае кулачок может вращаться со значительными скоростями.

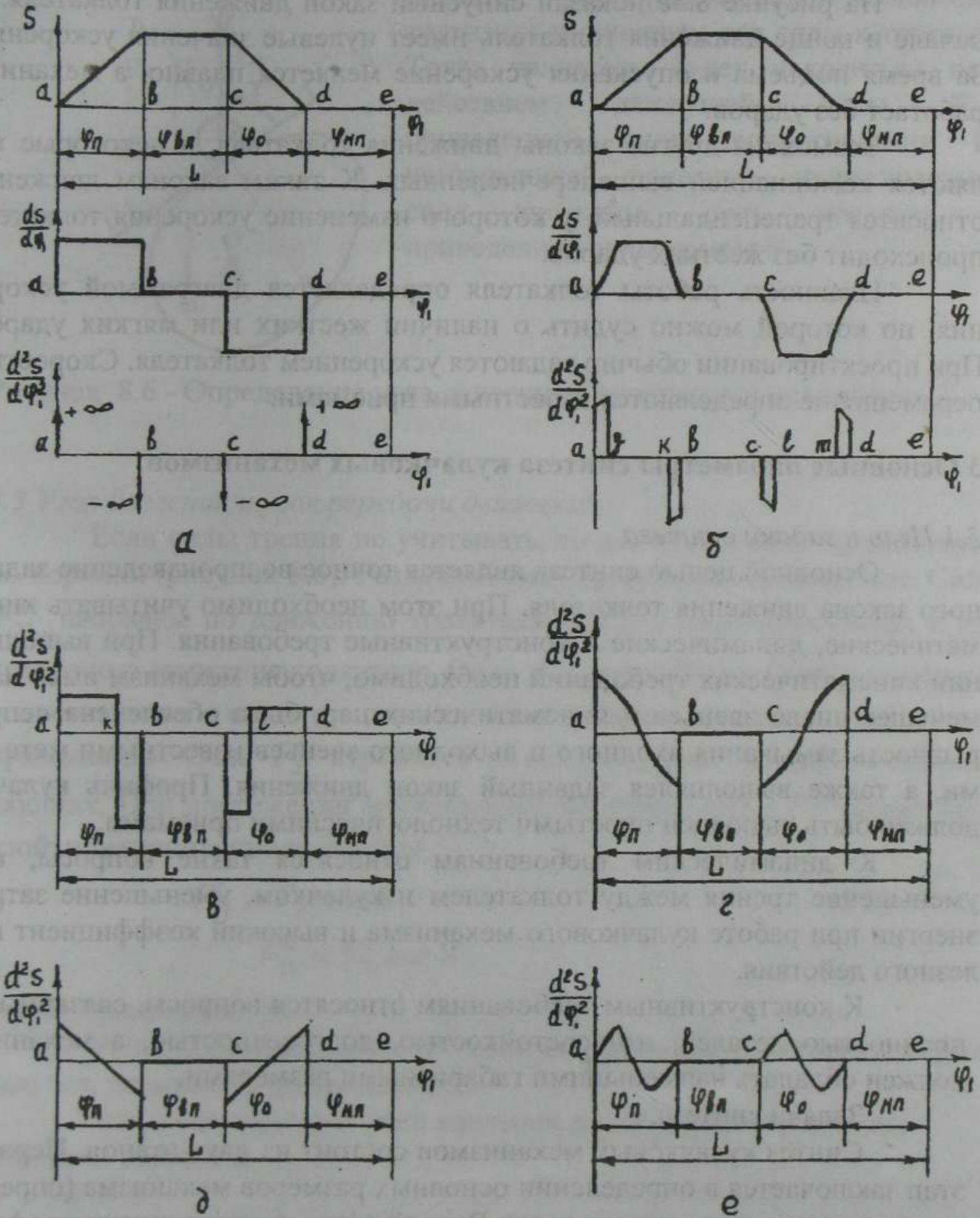


Рисунок 8.5 – Законы движения толкателя

На рисунке 8.5е показан синусный закон движения толкателя. В начале и конце движения толкатель имеет нулевые значения ускорения. За время подъема и опускания ускорение меняется плавно, а механизм работает без ударов.

Возможны другие законы движения толкателя, а некоторые являются комбинацией вышеперечисленных. К таким законам движения относится трапецеидальный, у которого изменение ускорения толкателя происходит без жестких ударов.

Плавность работы толкателя определяется диаграммой ускорения, по которой можно судить о наличии жестких или мягких ударов. При проектировании обычно задаются ускорением толкателя. Скорость и перемещение определяются известными приемами.

3 Основные параметры синтеза кулачковых механизмов

3.1 Цель и задачи синтеза

Основной целью синтеза является точное воспроизведение заданного закона движения толкателя. При этом необходимо учитывать кинематические, динамические и конструктивные требования. При выполнении кинематических требований необходимо, чтобы механизм имел наименьшее число звеньев и кинематических пар, была обеспечена непрерывность замыкания входного и выходного звеньев известными методами, а также выполнялся заданный закон движения. Профиль кулачка должен быть выполнен простыми технологическими приемами.

К динамическим требованиям относятся такие вопросы, как уменьшение трения между толкателем и кулачком, уменьшение затрат энергии при работе кулачкового механизма и высокий коэффициент полезного действия.

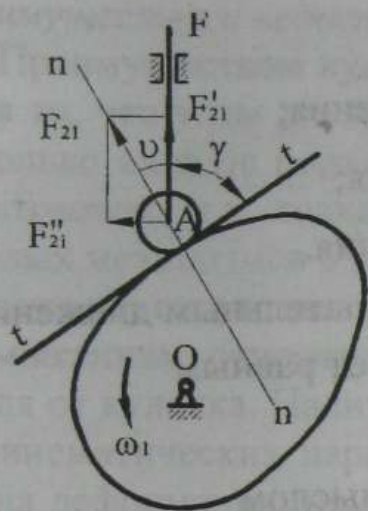
К конструктивным требованиям относятся вопросы, связанные с прочностью деталей, износостойкостью, долговечностью, а механизм должен обладать наименьшими габаритными размерами.

Задачи синтеза.

Синтез кулачковых механизмов состоит из двух этапов. Первый этап заключается в определении основных размеров механизма (определение радиуса - вектора кулачка). Второй этап - в определении профиля кулачка.

3.2 Силы, действующие на кулачковый механизм

Рассмотрим кулачковый механизм с центральным толкателем (рисунок 8.6). Проведем через точку А образования высшей кинематической пары



нормаль $n-n$. Рассмотрим равновесие толкателя и приведем все силы к точке A . Тогда толкатель будет находиться под действием движущей силы F_{21} , приведенной силы сопротивления F , учитывающей полезные сопротивления, силу пружины, силу инерции и приведенной силы трения F_T .

Рисунок 8.6 - Определение угла давления в кулачковых механизмах

3.3 Угол давления и угол передачи движения

Если силы трения не учитывать, то движущая сила F_{21} действует по нормали (рисунок 8.6). Разложим силу F_{21} на две составляющие. Силу F'_{21} направим по движению толкателя, а F''_{21} - перпендикулярно к направлению движения толкателя. Сила F'_{21} преодолевает силы полезного сопротивления и силы трения и заставляет перемещаться толкатель в направляющих. Сила F''_{21} стремится вызвать перекося толкателя в направляющих. При достижении значительной величины силы F''_{21} может произойти заклинивание толкателя

$$F'_{21} = F_{21} \cos \vartheta, \quad (8.3)$$

$$F''_{21} = F_{21} \sin \vartheta,$$

где ϑ - угол давления.

Угол, образованный направлением движения толкателя и нормалью $n-n$, называется углом давления.

Угол, дополняющий угол давления до 90° , называется углом передачи движения

$$\gamma = 90^\circ - \nu.$$

Величина силы F''_{21} зависит от угла давления. С увеличением угла давления изменяется сила F''_{21} в сторону увеличения. При проектировании для избежания заклинивания для угла давления ϑ принимают значения, не превышающие критическое

$$\vartheta_{\text{доп}} = \vartheta_{\text{max}} < \vartheta_k,$$

где ϑ_{max} - максимальное значение угла давления;

ϑ_k - критическое значение угла давления;

$\vartheta_{\text{доп}}$ - допускаемое значение угла давления.

Для кулачковых механизмов с поступательным движением толкателя угол давления $\vartheta_{\text{доп}}$ обычно принимают равным

$$\vartheta_{\text{доп}} = 30 - 40^\circ.$$

Для кулачковых механизмов с коромыслом

$$\vartheta_{\text{доп}} = 45 - 50^\circ.$$

3.4 Исходные данные для проектирования кулачковых механизмов

Для решения поставленной задачи о проектировании кулачкового механизма необходимо иметь следующие исходные параметры:

- кинематическую схему механизма;
- закон движения выходного звена;
- фазовые углы;
- ход толкателя (угловой ход коромысла);
- длину коромысла;
- смещение толкателя;
- допускаемый угол давления;
- направление и угловую скорость кулачка.

3.5 Методы синтеза

Определение геометрических размеров кулачкового механизма и определение профиля кулачка проводится двумя методами:

- 1) аналитическим методом;
- 2) графическим методом.

При аналитическом методе расчет координат точек на профиле проводят в декартовой или полярной системе координат. Этот метод предполагает использование ЭВМ ввиду больших численных операций.

В графическом методе определения профиля кулачка используют метод обращения движения. Кулачок на чертеже считают неподвижным, а стойка и толкатель вращаются с угловой скоростью $(-\omega_k)$.

3.6 Преимущества и недостатки кулачковых механизмов

Преимуществом кулачковых механизмов с силовым замыканием является то, что углы давления следует выдерживать в допустимых пределах только на фазе подъема толкателя. На фазе опускания заклинивание невозможно, т.к. толкатель движется под действием пружины. Для кулачковых механизмов с геометрическим замыканием к преимуществам можно отнести отсутствие пружины. К недостаткам механизмов с силовым замыканием относятся наличие пружины и возможность отрыва толкателя от кулачка. Наличие пружины вызывает дополнительные реакции в кинематических парах и большой расход энергии. Работа, затраченная на деформацию пружины, расходуется на трение во время обратного хода толкателя.

Недостатками кулачковых механизмов с геометрическим замыканием являются наличие зазора между роликом и сторонами паза, необходимого для вращения ролика, удары ролика при реверсе, сложность конструкции и большие габаритные размеры.

3.7 Алгоритм синтеза кулачковых механизмов

При графическом синтезе кулачкового механизма этапы проектирования имеют следующую последовательность:

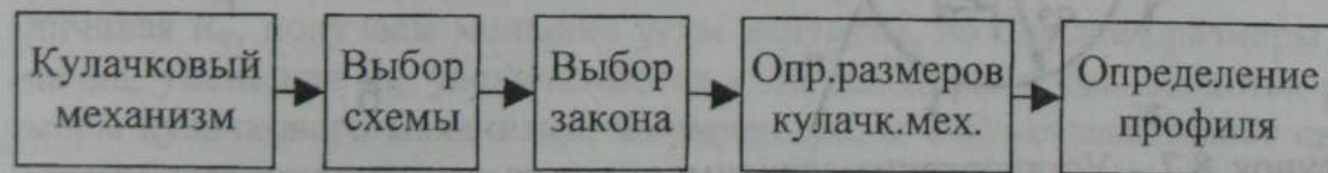
1 По заданному закону движения (обычно это диаграмма аналога ускорения) методом графического интегрирования строятся диаграммы аналога скорости и диаграмма перемещений толкателя.

2 Методом исключения параметра φ_1 строится диаграмма в координатах

$$s_2 = s_2 \left(\frac{ds_2}{d\varphi_1} \right) \text{ и определяется радиус основной шайбы кулачка.}$$

3 Определяются координаты профиля кулачка с применением метода обращенного движения.

Основной принцип анализа и синтеза кулачковых механизмов можно сформулировать в виде схемы, приведенной ниже.



4 Определение основных размеров кулачковых механизмов

4.1 Условия проектирования кулачковых механизмов

Основные размеры кулачковых механизмов определяются из кинематических, динамических и конструктивных условий. Кинематические условия определяются тем, что механизм должен воспроизводить заданный закон движения.

Для выполнения динамических условий необходимо, чтобы спроектированный механизм имел высокий КПД и отсутствовало заклинивание толкателя. Механизм должен иметь наименьшие размеры. Для выявления отдельных требований при выборе размеров кулачковых механизмов рассмотрим некоторые их виды.

4.2 Определение радиуса основной шайбы кулачка в механизме с поступательным движением толкателя

Рассмотрим кулачковый механизм со смещением толкателя (рисунок 8.7) и введем следующие обозначения:

S_2 - расстояние точки В толкателя от ее возможного нижнего крайнего положения;

e - смещение толкателя;

V_{B2} - абсолютная скорость толкателя;

R_0 - минимальный радиус-вектор основной шайбы;

P - мгновенный центр вращения в относительном движении звеньев 1 и 2.

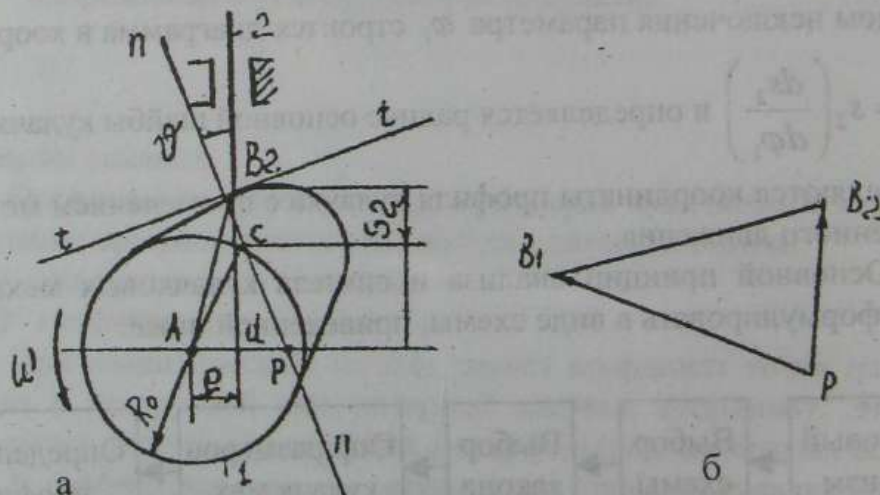


Рисунок 8.7 - Установление зависимости угла давления от геометрических параметров кулачкового механизма: а - схема механизма; б - план скоростей

Строим план скоростей по уравнению $\bar{V}_{B_2} = \bar{V}_{B_1} + \bar{V}_{B_2B_1}$.

Треугольник AB_2P на плане механизма и Δ rv_1v_2 на плане скоростей подобны, т.к. их стороны взаимно перпендикулярны, т.е. выдерживаются соотношения

$$\frac{AP}{AB_2} = \frac{V_{v_2}}{V_{v_1}} = \frac{ds_2/dt}{\omega_1 r} = \frac{ds_2}{rd\varphi_1},$$

откуда

$$AP = \frac{ds_2}{rd\varphi_1} \cdot AB_2 = \frac{ds_2}{d\varphi_1}.$$

Рассмотрим Δ dv_2p . Найдем

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{dP}{dB_2} = \frac{|AP| - |Ad|}{|dc| - |cv_2|}. \quad (8.4)$$

Величина $AP = \frac{ds_2}{d\varphi_1} = S'_2$, $Ad=e$, $dc = \sqrt{R_0^2 - e^2}$.

Подставив в уравнение (8.4.) все параметры, получим

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{S'_2 \pm e}{S_2 + \sqrt{R_0^2 - e^2}}. \quad (8.5)$$

Для кулачкового механизма с центральным толкателем формула примет вид

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{S'_2}{S_2 + R'_0}. \quad (8.6)$$

Знак плюс у смещения e в уравнении (8.5) соответствует левому от оси A его расположению, знак минус - правому при условии, что толкатель движется вверх, а кулачек вращается против часовой стрелки. При выбранном законе движения $S_2 = S_2(\varphi_1)$ и размере смещения габариты кулачка определяются минимальным радиусом R_0 шайбы кулачка. Увеличивая R_0 , получаем меньшие углы давления, но большие размеры кулачка, уменьшая R_0 , увеличиваются углы давления и уменьшаются размеры кулачкового механизма. Формулы (8.5 и 8.6) устанавливают связь между углом давления и размерами кулачкового механизма. Решим обратную задачу. По заданному допустимому значению угла давления и закону движения толкателя определим минимальное значение радиуса основной шайбы кулачка (рисунок 8.8).

Методом графического интегрирования определяем диаграммы аналога скоростей и перемещений.

По заданному ходу толкателя h рассчитываем масштабный коэффициент диаграммы перемещений, а затем масштабные коэффициенты диаграмм аналога скорости и аналога ускорений для фаз подъема и опускания (рисунок 8.8 а).

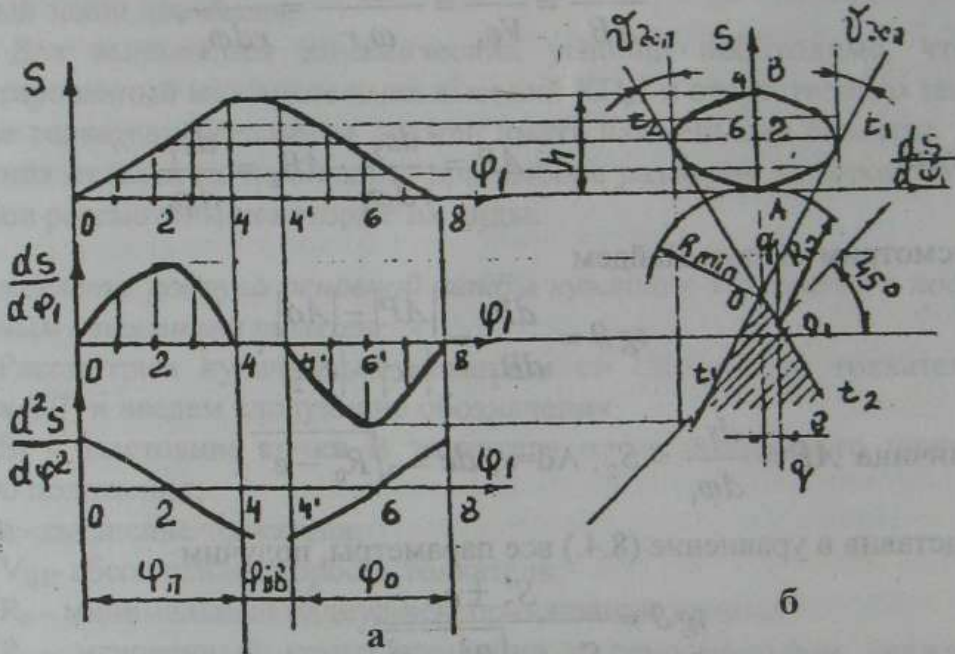


Рисунок 8.8 Определение радиуса основной шайбы кулачка:

- а) закон движения толкателя;
б) графическое определение радиуса

Строим дополнительную диаграмму в координатах $S_2 - \frac{ds_2}{d\varphi_1}$

(рисунок 8.8 б). Эта диаграмма по оси абсцисс и ординат имеет одинаковые масштабы.

Из произвольной точки А откладываем отрезок АВ, равный длине хода толкателя, и размечаем его в соответствии с диаграммой перемещений. От точек делений на перпендикулярах откладываем влево при подъеме и вправо при опускании толкателя отрезки, взятые с диаграммы

$\frac{dS_2}{d\varphi} - \varphi_1$. Соединяем концы отрезков плавной кривой и получаем диаграмму $S_2 - \frac{dS_2}{d\varphi_1}$. Проводим к этой диаграмме две касательные t_1-t_1 и

основной шайбы кулачка (рисунок 8.8 б).

t_2-t_2 под заданным углом давления $\vartheta_{дон}$ (рисунок 8.8б). Пересечением касательных определим положение точки O центра вращения кулачка. Расстояние OA есть наименьший радиус-вектор R_0 кулачка.

Заштрихованная область является геометрическим местом центров кулачка, когда выполняется условие, что угол давления в любом положении механизма меньше допустимого.

Если задано смещение e , то на расстоянии e от прямой OA нужно провести прямую $q-q$, параллельную OA , до пересечения касательной t_2-t_2 . Отрезок O_1A является минимальным радиусом R_0 кулачка при заданном смещении.

4.3 Определение радиуса основной шайбы кулачка в механизме с коромыслом

Установим связь между геометрическими размерами кулачкового механизма и углом давления (рисунок 8.9). Определяем мгновенный

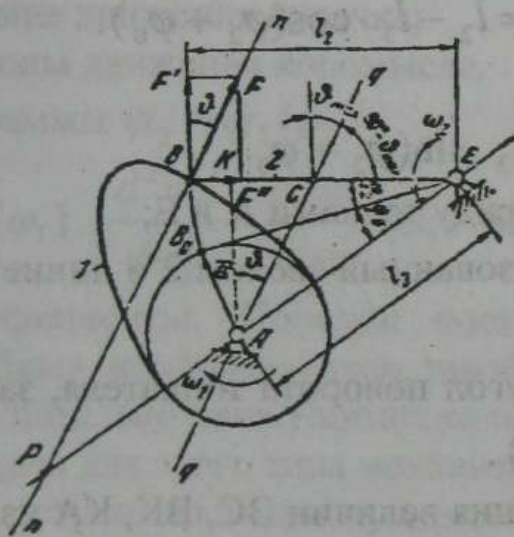


Рисунок 8.9 - Установление связи угла давления и геометрических параметров в механизме с коромыслом

центр вращения P в относительном движении звеньев 1 и 2 на пересечении нормали $n-n$ с продолжением прямой AE .

Передаточная функция для такого механизма имеет следующий вид:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{|AP|}{|EP|}. \quad (8.7)$$

Проведем прямую q-q, параллельную n-n. Тогда из подобия $\triangle EPB$ и $\triangle EAC$ получим

$$u_{21} = \frac{|AP|}{|EP|} = \frac{|BC|}{|BE|},$$

откуда $|BC| = u_{21}l_2 = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}l_2,$ (8.8)

где l_2 - длина коромысла 2.

Опустим из точки А перпендикуляр АК на направление EB. Угол САК будет равен углу давления \mathcal{G} , который определится из равенства

$$\operatorname{tg} \mathcal{G} = \frac{|KC|}{|KA|} = \frac{|BC| - |BK|}{|KA|}. \quad (8.9)$$

Отрезок BK равен

$$BK = l_2 - l_3 \cdot \cos(\varphi_2 + \varphi_0). \quad (8.10)$$

Отрезок KA равен

$$KA = l_3 \cdot \sin(\varphi_2 + \varphi_0), \quad (8.11)$$

где l_3 - расстояние между точками А и Е;

φ_0 - угол, образованный звеном 2 и линией АЕ в начальном положении;

φ_2 - текущий угол поворота толкателя, заданный законом движения, $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$.

Подставив значения величин BC, BK, KA из равенств (8.8), (8.10), (8.11) в равенство (8.9), получим

$$\operatorname{tg} \mathcal{G} = \frac{\pm u_{21}l_2 - (l_2 - l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_0))}{l_3 \sin(\varphi_2 + \varphi_0)}. \quad (8.12)$$

Знаки плюс и минус передаточного отношения u_{21} стоят потому, что угловая скорость коромысла имеет разные направления на фазах подъема и опускания.

Радиус - вектор кулачка определим из уравнения

$$R_0 = \sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos \varphi_0}. \quad (8.13)$$

Равенство (8.12) можно представить в следующем виде:

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{(\pm u_{21} - 1)l_2}{l_3 \sin(\varphi_2 + \varphi_0)} + \operatorname{ctg}(\varphi_2 + \varphi_0). \quad (8.14)$$

Из этого уравнения следует, что если известны закон движения $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$ коромысла, начальный угол φ_0 , длина коромысла l_2 , то при увеличении l_3 угол давления ϑ уменьшается, а габариты механизма увеличиваются.

Решим обратную задачу об определении радиуса шайбы кулачка (рисунок 8.10). Для синтеза кулачковых механизмов 2-го типа необходимо иметь следующие исходные данные:

- 1) схему механизма;
- 2) фазовые углы ($\varphi_n, \varphi_{\text{вп}}, \varphi_0$);
- 3) угловой ход коромысла (ψ_{max});
- 4) допускаемый угол давления ($\nu_{\text{дон}}$);
- 5) направление движения кулачка;
- 6) знать законы движения коромысла.

Считаем, что диаграммы $\psi_2 - \psi_2(\varphi_2)$,

$$\frac{d\psi_2}{d\varphi_1} - \frac{d\psi_2}{d\varphi_1}(\varphi_1), \quad \frac{d^2\psi_2}{d\varphi_1^2} - \frac{d^2\psi_2}{d\varphi_1^2}(\varphi_1) \text{ построены и определены их}$$

масштабные коэффициенты. Порядок построения диаграмм и определение масштабных коэффициентов такой же, как для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем (рисунок 8.10а).

Целевая задача для этого типа механизма остается такой же, как и для механизмов с поступательно движущимся толкателем. Требуется определить минимальное значение радиуса - вектора кулачка R_0 и расстояние O_2O между центрами вращения кулачка и коромысла, когда угол давления не превышал бы допустимого значения, а кулачковый механизм имел бы наименьшие габаритные размеры. Построения проводятся в следующем порядке (рисунок 8.10 б).

Из произвольной точки O_2 откладывается длина коромысла O_2C_0 в масштабе $\mu_e \frac{M}{\text{мм}}$. От выбранного нулевого положения коромысла откладывается угол размаха ψ_{max} . На дуге радиусом O_2C размечается путь ролика в соответствии с диаграммой $\psi_2 - \psi_2(\varphi_2)$. Из центра O_2 через полученные точки на дуге проводятся лучи $O_2C, O_2C_2, O_2C_3, O_2C_4$. На

этих лучах от дуги O_2C_4 откладываются отрезки z_1 , изображающие в масштабе μ_s величину $\frac{ds_2}{d\varphi_1}$. Направление этих отрезков определяется поворотом вектора скорости точки С толкателя на 90° в сторону вращения кулачка.

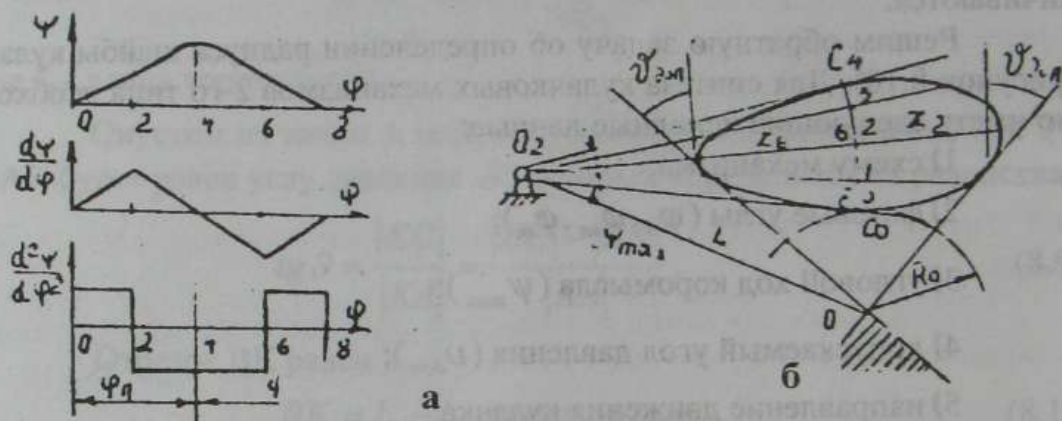


Рисунок 8.10 - Определение радиуса основной шайбы кулачка в механизме с коромыслом: а - закон движения; б - графическое определение радиуса шайбы

Концы отрезков соединяют плавной кривой. К полученной кривой проводят касательные прямые под заданным допустимым углом давления. На пересечении касательных обозначают точку O . Заштрихованная область определяет геометрическое место точек центра кулачка. Минимальное значение радиуса шайбы кулачка определяется размером OC_0 , т.е. $R_{0\min} = OC_0 \mu_e$.

Расстояние между центром кулачка и центром толкателя равно

$$L = OO_2 \mu_e.$$

4.4 Определение радиуса основной шайбы кулачка в механизмах с плоским толкателем

Плоскость толкателя а-а (тарелка) образует с направлением движения толкателя угол передачи движения $\gamma = 90^\circ$. Так как профиль кулачка есть огибающая кривая к положениям прямой а-а, то профиль дол-

жен быть всегда выпуклым. Для доказательства этого строим заменяющий механизм АВСД (рисунок 8.11).

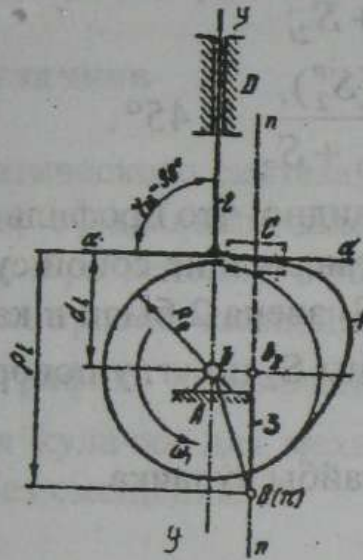


Рисунок 8.11 - Использование условия выпуклости для определения наименьшего радиуса шайбы кулачка в механизме с плоским толкателем

Центр кривизны соприкасающегося участка профиля с тарелкой для данного положения механизма находится в точке В.

При точке В (π) строим план ускорений в соответствии с векторными уравнениями:

$$a_B = \omega_k l_{AB},$$

$$\bar{a}_{c_2} = \bar{a}_{c_3} + \bar{a}_{c_2c_3}^k + \bar{a}_{c_2c_3}^r \parallel a - a, \quad (8.15)$$

$$\bar{a}_{c_2} = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{D_2D_0}^k + \bar{a}_{D_2D_0}^r \parallel y - y.$$

Ускорения $\bar{a}_{c_2c_3}^k$ и $\bar{a}_{D_2D_3}^k$ равны нулю, т.к. ω_2 и ω_3 равны нулю.

Отрезок (πb_2) есть аналог S_2'' ускорения a_2 звена 2:

$$(S_2'')_i = (\pi b_2)_i = \left(\frac{d^2 S_2}{d\phi_1^2} \right)_i. \quad (8.16)$$

Радиус кривизны

$$\rho_i = d_i + S_2'' = R_0 + S_{2i} + (S_2'')_i. \quad (8.17)$$

Кулачок будет выпуклым, если центр кривизны его профиля в каждом положении будет удовлетворять условию $\rho > 0$, или

$$R_0 + S_{2i} + (S_2'')_i > 0, \quad (8.18)$$

$$R_0 + S_{2i} = -(S_2'')_i. \quad (8.19)$$

Разделив правую и левую части уравнения на $R_0 + S_{2i}$, получим:

$$\frac{-(S_2'')_i}{R_0 + S_{2i}} < 1, \quad (8.20)$$

$$-\frac{(S_2'')_i}{R_0 + S_{2i}} < 45^\circ. \quad (8.21)$$

Из уравнения (8.21) видно, что профиль кулачка будет выпуклым, если значения $R_0 + S_{2i}$, представляющие собой сумму наименьшего радиуса кулачка, и перемещение S_2 звена 2 были в каждом положении больше второй производной величины S_2 по углу поворота φ_1 , взятой со знаком минус.

Определим радиус шайбы кулачка.

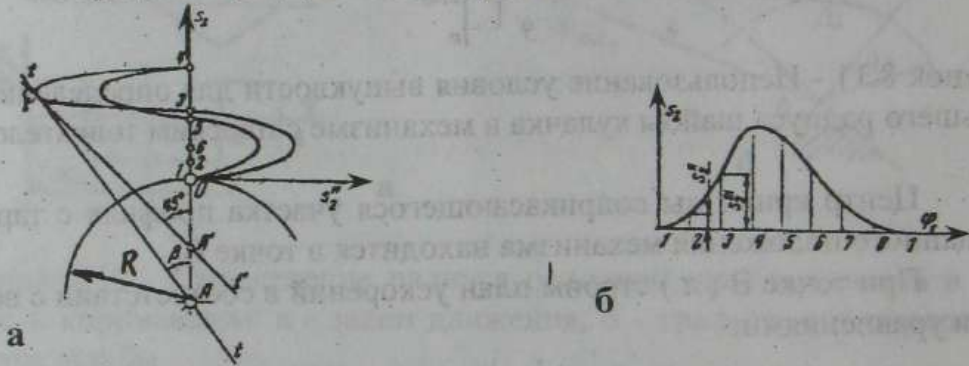


Рисунок 8.12- Определение радиуса шайбы кулачка в механизме с плоским толкателем: а - закон движения; б - графическое определение минимального радиуса шайбы кулачка

Принимаем, что диаграммы $S_2 - S_2(\varphi_1)$, $S_2' - S_2'(\varphi_1)$, $S_2'' - S_2''(\varphi_1)$ построены. Для определения минимального радиуса шайбы строим дополнительную диаграмму $S_2 - S_2''$ (рисунок 8.11а). Производим разметку перемещений звена 2 по оси OS_2 и откладываем на горизонтальных прямых значения S_2'' . Соединяем полученные точки плавной кривой. В той части диаграммы, которая соответствует отрицательным и максимальным значениям по абсолютной величине, проводим под углом 45° к оси OS_2 касательную $t'-t'$. Согласно неравенству (8.19) центр вращения кулачка должен быть расположен ниже точки A' . Если центр кулачка выбран в точке A , то неравенство соблюдается, т.к. касательная $t-t$ к кривой отрицательной части диаграммы $S_2'' - S_2''(S_2)$, проведенная из точ-

ки А, составляет с осью OS_2 угол, меньший 45° . Выбрав центр кулачка А, определим и наименьший радиус кулачка ОА.

5 Профилирование кулачков

Задачей кинематического синтеза является определение профиля кулачка в соответствии с заданным законом движения. Все исходные данные, перечисленные в разделе 3.4, в том числе величина R_{0min} , известны, а кулачок вращается против часовой стрелки. Все построения проводятся в масштабе μ_s графика перемещений. На рисунке 8.13 показаны этапы профилирования кулачка для механизма с поступательным движущимся толкателем без смещения.

5.1 Профилирование кулачка в механизме с центральным толкателем

Из произвольной точки О описывают окружность радиусом R_{0min} (рисунок 8.13). Через точку О проводят вертикальную линию и отмечают нижнее положение толкателя и центр ролика (точка A_0 при вертикальном расположении толкателя). Здесь же отмечают точку B_0 на окружности радиусом OB . От точки A_0 вверх размечают положение толкателя в соответствии с диаграммой перемещений (точки A_1, A_2, A_n). Придают всему механизму угловую скорость, равную по величине ω_k , но с противоположным знаком $-\omega_k$. Тогда кулачек остановится, а толкатель будет перемещаться с угловой скоростью $-\omega_k$. Определяют положение толкателя в обратном движении. От прямой A_0B_0 по часовой стрелке откладывают фазовые углы ($\varphi_n, \varphi_{en}, \varphi_o$). При этом получают точки B_4, B_5, B_9 пересечения сторон этих углов с окружностью радиуса OB_0 . Дуги B_0B_4, B_4B_8 , соответствующие углам подъема и опускания, делятся на части в соответствии с делениями оси абсцисс диаграммы перемещений (точки B_1, B_2, \dots, B_4 и т.д.) Радиусом OA_1, OA_2, \dots, OA_8 делаются засечки на соответствующих лучах радиусов OB_1, OB_2, \dots, OB_8 . Соединяют плавной кривой точки A'_1, A'_2, \dots, A_9 и получают теоретический (центровой) профиль кулачка. Участки центрального профиля дуги A_4A_5 и A_9A_0 , соответствующие фазовым углам верхнего и нижнего выстоя, очерчиваются дугами окружностей OA'_4 и OA_0 . Определяют радиус ролика из условий $r_p \leq 0,8\rho_{min}$ и $r_p \leq (0,4 - 0,5)R_{0min}$,

где ρ_{min} - минимальный радиус кривизны профиля.

Центровой профиль

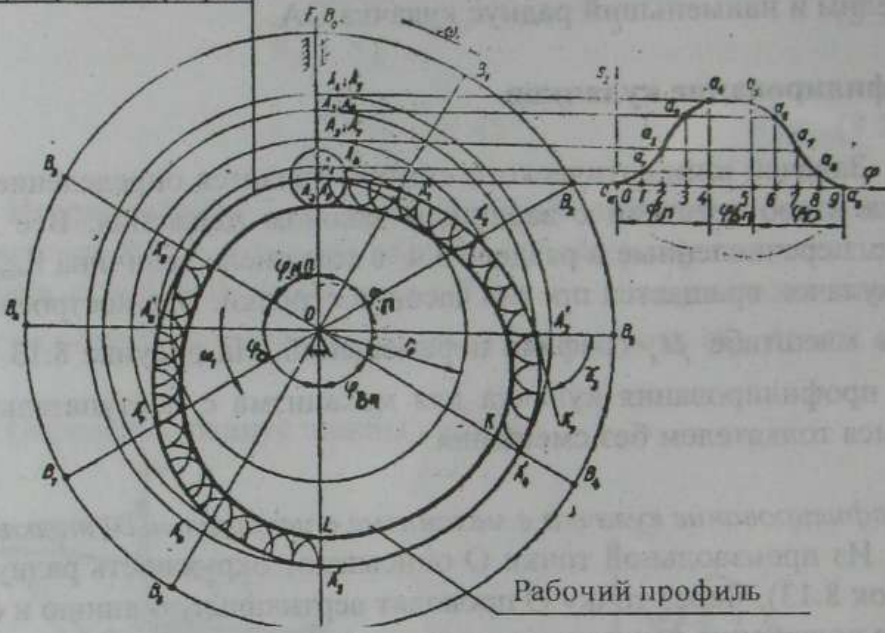


Рисунок 8.13 - Построение профиля кулачка с центральным толкателем

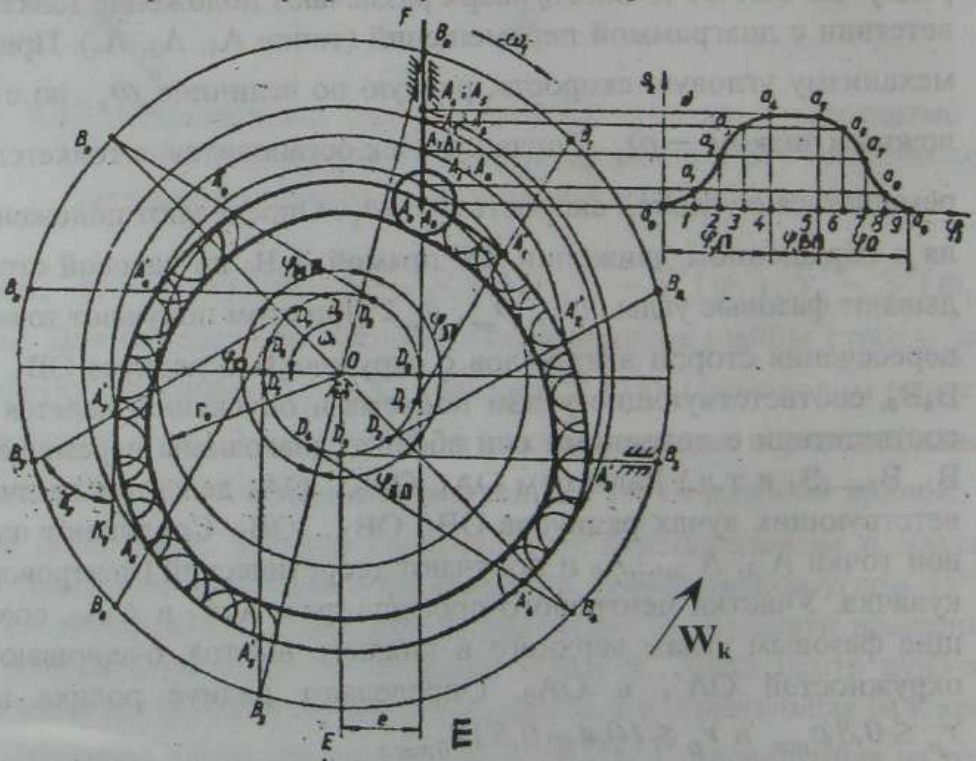


Рисунок 8.14 - Построение профиля кулачка с нецентральным толкателем

Получают рабочий профиль кулачка. Для этого на центровом профиле проводится серия окружностей радиусом ролика, а кривая, огибающая дуги окружностей ролика, является рабочим профилем кулачка. Если толкатель не имеет ролика, то получают сразу рабочий профиль.

5.2 Профилирование кулачка в механизме с нецентральной толкателем

Считаем, что все исходные данные известны, в том числе и R_0 . Все построения проводятся в масштабе μ_s диаграммы перемещений. Из произвольной точки O проводим окружность радиусом R_0 (рисунок 8.14). От точки O вправо откладываем расстояние e (смещение) и проводим вертикальную линию EA_0 .

При вращении кулачка против часовой стрелки смещение откладывают от центра кулачка вправо, при вращении по часовой стрелке - влево. Отмечаем на окружности R_0 точку A_0 (нижнее положение толкателя). Размечаем ход толкателя в соответствии с диаграммой $S_2 - S_2(\varphi_1)$, обозначая точки A_1, A_2, A_8 .

Из точки O восстанавливаем перпендикуляр к линии EA_0 . Используем метод обращенного движения. Проводим окружность радиусом OB_0 , соединив точки O и B_0 . От этой линии откладываем фазовые углы $(\varphi_n, \varphi_{ан}, \varphi_o)$, отметив на окружности радиуса OB_0 дуги $B_0-B_4, B'_4-B'_4, B'_4-B'_8$. Делим эти дуги на части в соответствии с делением на оси абсцисс диаграммы перемещений (точки B_1, B_2, B_3, B_4). Проводим из этих точек касательные к окружности радиуса e - $B_1D_1, B_2D_2, B_3D_3, \dots, B_8D_8$ и отмечаем точки D_0, D_1, D_2, D_3 и т.д. Радиусом $OA, OA_2, OA_3, \dots, OA_8$ делаем засечки на касательных $B_1D_2, B_2D_2, B_3D_3, \dots, B_8D_8$ соответственно. Соединяем плавной кривой точки $A'_0, A'_1, A'_2, \dots, A'_8$ и получаем центральной профиль кулачка. Определение радиуса ролика и рабочего профиля изложено ранее.

5.3 Профилирование кулачка в механизме с коромыслом

Известными параметрами считаются:

- 1 $\psi_2 - \psi_2(\varphi_1)$ - диаграмма угловых перемещений толкателя;
- 2 R_0 - минимальный радиус центрального профиля;
- 3 l - длина толкателя;
- 4 L - расстояние между центрами OB_0 кулачка и толкателя;
- 5 $r_{рол}$ - радиус ролика;

ψ_0 - угол, определяющий начальное положение коромысла от прямой O_1O_2 .

Графические построения выполняются в следующей последовательности:

1 Наносим на чертеж (рисунок 8.15 б) заданные размеры и находим начальное положение коромысла O_2A , определяемое углом ψ_0 .

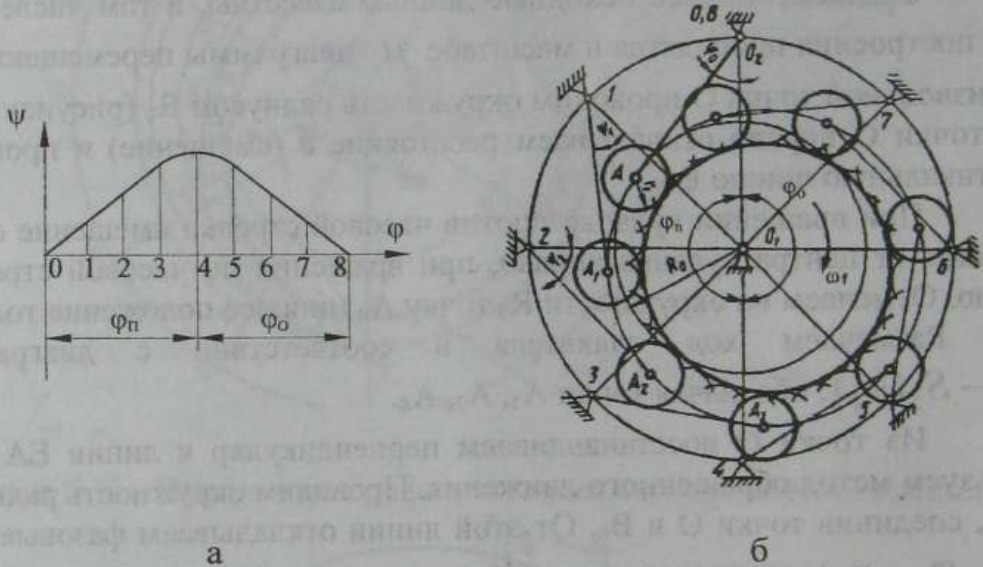


Рисунок 8.15 - Построение профиля кулачка в механизме с коромыслом

2 Из центра O_1 описываем окружность радиусом O_1O_2 .

3 Сообщаем механизму угловую скорость $-\omega_k$. Тогда кулачек будет неподвижным, а толкатель будет перемещаться с угловой скоростью $-\omega_k$.

4 Откладываем от прямой O_1O_2 в направлении, противоположном вращению кулачка, заданные фазовые углы φ_n и φ_o и делим их на части в соответствии с делениями оси абсцисс диаграммы $\psi_2 - \psi_2(\varphi_1)$ (точки 1,2- 5,8).

5 Отложив углы $\psi_0, \psi_1, \psi_2, \dots, \psi_8$ от положений стойки O_1O_2 и зная длину коромысла l_{O_2A} , найдем положение центра ролика A, A_1, A_2, \dots, A_8 в относительном движении.

6 Соединив точки A, A_1, A_2, \dots, A_8 плавной кривой, получим теоретический профиль кулачка.

7 Строим рабочий профиль как равностоящий от теоретического. Определение радиуса ролика и построение рабочего профиля производится так же, как и для кулачкового механизма I типа.

5.4 Профилирование кулачка в механизме с плоским толкателем

Известными считаются фазовые углы φ_n , $\varphi_{вп}$, φ_o , закон движения толкателя $S_2 - S_2(\varphi_1)$ и радиус основной шайбы кулачка. Тарелка толкателя расположена горизонтально, как показано на рисунке 8.16, а сам толкатель перемещается в вертикальном направлении.

Из точки А проводим окружность радиусом r_0 . Откладываем фазовые углы φ_n , $\varphi_{вп}$, φ_o . Разделим углы φ_n , φ_o на части в соответствии с диаграммой перемещений. Нумеруем точки пересечения окружности радиуса r_0 со сторонами построенных углов в направлении, обратном вращению кулачка 0, 3, 4, 6. Дуги окружности 0-3, 3-6 делим на части пропорционально диаграмме $S_2 - S_2(\varphi)$.

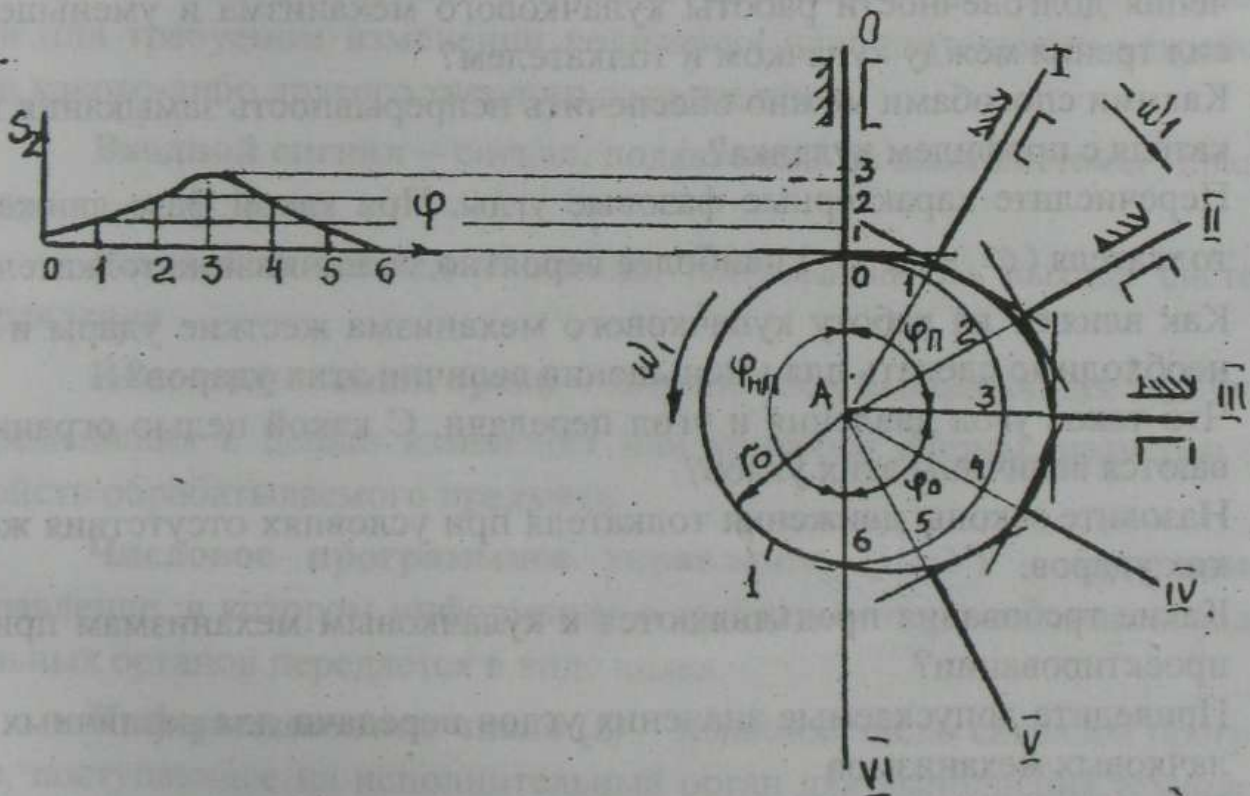


Рисунок 8.16 - Построение профиля кулачка в механизме с плоским толкателем

Проводим лучи из центра $A_I, A_{II}, \dots, A_{VI}$ и на них откладываем значения $r_0 + S_2^1, r_0 + S_2^2, \dots, r_0 + S_2^6$. Через концы полученных отрезков проводим перпендикуляры к ним. Эти перпендикуляры представляют собой положения плоскости толкателя в его обратном движении. Огибающая построенных перпендикуляров будет искомым рабочим профилем кулачка.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Перечислите типы кулачковых механизмов по характеру движения толкателя.
- 2 Приведите схему кулачкового механизма и произведите структурный анализ. Определите степень подвижности.
- 3 Покажите схему кулачкового механизма, у которого толкатель снабжен роликом. Определите степень подвижности.
- 4 Приведите схему пространственного кулачкового механизма.
- 5 Какие конструктивные изменения необходимо произвести для увеличения долговечности работы кулачкового механизма и уменьшения сил трения между кулачком и толкателем?
- 6 Какими способами можно обеспечить непрерывность замыкания толкателя с профилем кулачка?
- 7 Перечислите характерные фазовые углы. При какой фазе движения толкателя (φ_n или φ_0) наиболее вероятно заклинивание толкателя?
- 8 Как влияют на работу кулачкового механизма жесткие удары и что необходимо сделать для уменьшения величин этих ударов?
- 9 Что такое угол давления и угол передачи. С какой целью ограничиваются величины этих углов?
- 10 Назовите законы движения толкателя при условиях отсутствия жестких ударов.
- 11 Какие требования предъявляются к кулачковым механизмам при их проектировании?
- 12 Приведите допускаемые значения углов передачи для различных кулачковых механизмов.
- 13 Какие параметры влияют на геометрию кулачковых механизмов?
- 14 Что такое центровой профиль?
- 15 Что такое рабочий профиль кулачка и как он определяется?

РАЗДЕЛ 9 КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

1 Основные понятия и определения

Теория машин-автоматов – наука о методах построения схемы системы управления, определяющей согласованность движений исполнительных устройств.

Машина-автомат – машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека.

Приводом машин и механизмов называется система взаимосвязанных устройств, предназначенная для приведения в движение одного или несколько твердых тел, входящих в состав машины или механизма.

Сигнал системы управления машины (сигнал) – определенное значение физической величины (электрического тока, давления жидкости и газа, перемещения твердого тела), которое дает информацию о положении или требуемом изменении положения исполнительного устройства или какого-либо другого твердого тела машины.

Входной сигнал – сигнал, подаваемый на вход системы управления.

Выходной сигнал – сигнал, получаемый на выходе системы управления.

Исполнительный орган – твердое тело, выполняющее заданные перемещения с целью изменения или контроля формы, размеров или свойств обрабатываемого предмета.

Числовое программное управление (ЧПУ) – программное управление, в котором информация о требуемом перемещении исполнительных органов передается в виде чисел.

Информационное число (z) – заданное число сигналов программы, поступающее на исполнительный орган для выполнения технологического процесса с определенной точностью.

Программа машины – совокупность предписаний последовательности и характера операций технологического процесса.

Система управления машины (система управления) – система, обеспечивающая согласованность перемещений всех исполнительных органов в соответствии с заданной программой машины.

Циклом называется часть процесса периодического изменения объекта, в начале и конце которого все параметры состояния объекта повторяются.

Циклограмма машины – схема согласованности перемещений исполнительных органов в зависимости от времени.

Система управления машины по времени – система управления машины, обеспечивающая требуемую согласованность всех исполнительных устройств в зависимости от времени.

Такт движения – промежуток времени, в течение которого не меняется состояние (наличие или отсутствие движений) ни одного из исполнительных устройств.

Тактограмма машины – схема согласованности перемещений исполнительных устройств в зависимости от их положения.

Система управления машины по пути – система управления машины, обеспечивающая требуемую согласованность всех исполнительных устройств в зависимости от их положений.

Манипулятор – устройство, дистанционно управляемое оператором или программным устройством, содержащее рабочий орган, который предназначен для имитации перемещений и рабочих функций кисти руки человека.

Схват (захват) – рабочее оборудование манипулятора, выполняемое в виде сходящихся и расходящихся губок, зажимающих перемещаемый объект.

Пневмосхват (пневмозахват) – устройство, захватывающее и удерживающее предмет благодаря разности давления воздуха с разных сторон предмета.

Маневренность – способность устройства или выходного звена изменять направление движения и положения в пространстве по командам управления.

Маневренность манипулятора – способность манипулятора обходить препятствия в рабочем объеме, характеризуется числом степе-

ней свободы при неподвижном схвате и числом возможных вариантов положения звеньев при неподвижном схвате.

Рабочий объем манипулятора – объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения захвата.

Зона обслуживания манипулятора (рабочая зона) – часть рабочего объема, в которой можно выполнять данную операцию, характеризуемую расположением захвата по отношению к объекту манипулирования.

Угол сервиса – максимальный телесный угол ψ , внутри которого схват манипулятора можно подвести к заданной точке.

Коэффициент сервиса ($\theta = \psi/4\pi$) – отношение телесного угла ψ к максимальному значению угла сервиса (4π).

Ручное управление манипулятора – управление оператором посредством воздействия его на звенья управляющего механизма с последующим приведением в движение исполнительного механизма.

Следящая система – система автоматического регулирования, воспроизводящая на выходе с определенной точностью входное воздействие, изменяющееся по заранее известному закону.

Управляющее устройство – устройство системы автоматического управления (регулирования), которое воздействует на объект управления в соответствии с заданной целью управления или установленным законом регулирования.

Промышленный робот – переналаживаемая автоматическая машина, служащая для выполнения различных манипуляционных действий в производственном процессе.

Исполнительное устройство робота – устройство (манипулятор), выполняющее двигательные функции.

Программная система управления – автоматическое управление исполнительным устройством по заданной программе.

Адаптивная система управления – автоматическое управление, при котором в процессе управления изменяется алгоритм управления в зависимости от состояния окружающей среды и робота.

Контурная система управления – автоматическое программное управление промышленным роботом, при котором движение его испол-

нительного устройства программируется в виде траектории в рабочем пространстве с непрерывным контролем скорости.

Позиционная система управления – программное управление промышленным роботом, при котором движение его исполнительного устройства программируется по упорядоченной во времени конечной последовательности точек рабочего пространства без контроля движения между ними.

Цикловое управление – частный случай позиционного управления, при котором фиксируются только начальные и конечные точки перемещений по каждой координате (для подъемно-транспортных операций).

2 Введение в теорию машин-автоматов

Технологическое оборудование, предназначенное для изготовления различных предметов, необходимых человеку, развивается возрастающими темпами.

К настоящему времени существуют комплексы, представляющие собой человеко-машинные системы, в составе которых имеются технологические, транспортные, энергетические и информационные машины.

Технологическим комплексом называется система машин, предназначенная для реализации технологического процесса в производственных условиях. Данная система машин может состоять из машин-автоматов или автоматических линий.

Машиной-автоматом называется такая машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации происходят без непосредственного участия человека.

Автоматическая линия представляет собой совокупность машин-автоматов, предназначенную для выполнения какого-либо технологического процесса и снабженную автоматическими транспортными устройствами. В машинах-автоматах есть твердое тело, которое непосредственно соприкасается с обрабатываемым объектом, производя необходимые перемещения, и называется исполнительным органом (ИО). Движение исполнительных органов обеспечивается заданной программой, под которой понимается совокупность предписаний, обеспечивающих выпол-

нение технологического процесса. Для выполнения заданной программы существует система управления, которая обеспечивает согласованность движений всех ИО.

Управление исполнительными органами может осуществляться в зависимости от времени или от положения самих ИО. Принцип управления функциями положения широко используется в технологических и транспортных машинах. По окончании движения подается сигнал от конечного выключателя (датчика положения), на который воздействует сам перемещаемый орган.

Исполнительные органы совершают движение по заранее установленной программе.

2.1 Управление от копиров

Копирование заданного образца (кулачки, копиры, шаблоны) для изготовления различных деталей является основой копируемых систем управления. Копиры или кулачки монтируются на валу и передают энергию к исполнительным органам машины. Такие валы называют распределительными.

Установка кулачков относительно друг друга определяет временную картину работы исполнительных органов (моменты начала, конца хода и т.п.). При переходе на изготовление другой детали используют быстросменяемые или регулируемые кулачки.

Рассмотрим работу системы управления от копиров на примере гидрокопировального устройства (следящего привода) фрезерного станка (рисунок 9.1).

На распределительном валу 1 установлен кулачек 2, который приводится в движение и имеет задающую угловую координату φ_3 . Через щуп 3 приводится в движение поршень золотника 4 (следящая подача S_c). Жидкость насосом 5 подается в правую или левую часть исполнительного гидроцилиндра 6, связанного с золотником через соответствующие каналы. Насос, золотник, гидроцилиндр, щуп и фреза 8 располагаются на одном столе и имеют следящую подачу S_c . Фреза 8 через гидроцилиндр повторяет движение поршня золотника (движение щупа) и обрабатывает заготовку 9.

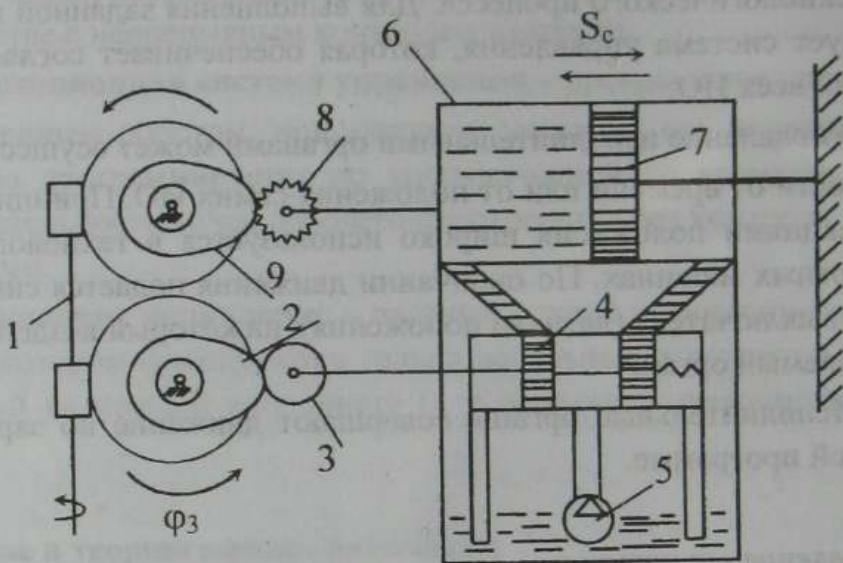


Рисунок 9.1 - Следящий привод

Движение корпуса гидроцилиндра относительно поршня 7 продолжается до тех пор, пока шток золотника не займет среднее положение и перекроет оба канала, идущие к гидроцилиндру. Если шток золотника переместится вправо, то откроется канал и жидкость от насоса устремится в правую часть гидроцилиндра. Учитывая то, что поршень является неподвижным, фреза вместе со столом будет перемещаться слева направо. Если при обегании копира щуп переместится влево, то откроется канал, связывающий левую часть гидроцилиндра. Жидкость от насоса устремится в гидроцилиндр. Фреза в этом случае будет перемещаться справа налево. Движение фрезы прекратится, когда шток золотника займет среднее положение.

Движение режущего инструмента 8 в вышеописанном способе отстает от движения щупа 3. При переходе среднего положения золотника возможны его колебания, что негативно сказывается на движении режущего инструмента 8. Эти недостатки устраняются на стадии проектирования гидроконтролируемого устройства. Преимуществом следящего привода является то, что на кулачек (копир) не передается усилие резания фрезой. На копир передается только усилие пружины золотника, и он не изнашивается.

2.2. Числовое программное управление

Изготовление новых деталей в машинах-автоматах с управлением от копиров связано с изготовлением копиров или кулачков. Точность работы машин зависит от точности их изготовления. Методы изготовления копиров являются трудоемкими. Чаще всего машины-автоматы с управлением от копиров являются узко специализированными.

Намного проще переналадить на другую программу машины-автоматы с числовым программным управлением (ЧПУ). Этот способ управления заключается в том, что исходная программа задается в виде чисел и фиксируется на различных программоносителях (перфокарты, перфоленты, киноплёнка и т.д.), где долго может храниться. Исполнительные механизмы обеспечиваются шаговыми двигателями. При поступлении сигнала от программы поворачивается ротор двигателя на определенный единичный угол. Полное движение исполнительного органа соответствует количеству сигналов, заданных программой.

Для изготовления детали необходимо знать общее перемещение исполнительного органа (S) и единичное перемещение ΔS (шаг), от которых зависит точность перемещений. Если эти величины заданы, то общее число сигналов z (информационное число) на шаговый двигатель будет

$$z = \frac{S}{\Delta S}.$$

Преимуществом цифровой системы управления является то, что программа машины мало связана с исполнительным механизмом, а это облегчает переналадку программы. Эти системы универсальны и обеспечивают точность изготовления детали согласно заданной программе.

На рисунке 9.2 можно проследить обработку кулачка с помощью числовой системы управления.

Кулачку 1 задается постоянная задающая угловая подача φ_3 .

Режущему инструменту 2 сообщается следящая подача (S_c).

Необходимое значение этой подачи определяется по чертежу кулачка для опорных точек. Каждому значению следящей подачи соответствует число импульсов (z), которые фиксируются в программе. Эти импульсы подаются на шаговый двигатель, а режущий инструмент производит обработку заготовки кулачка.

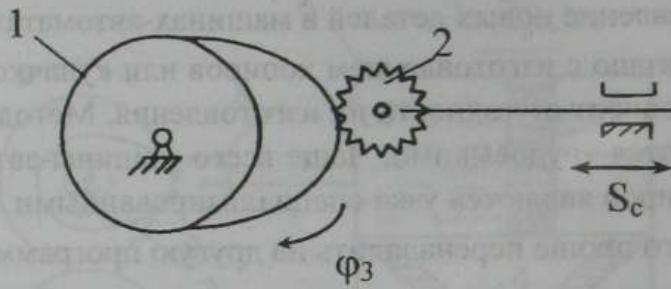


Рисунок 9.2

2.3 Системы управления по времени

Для управления машинами-автоматами часто используются линейные диаграммы, которые называются циклограммами. Эти циклограммы показывают графическое изображение работы машины во времени. Кроме того, в них отражена последовательность движений исполнительных органов механизмов: фаза рабочего хода, фаза холостого хода, выстой, нахождение в покое или в движении. Циклограммы позволяют наглядно представить весь технологический цикл, который представляет собой промежуток времени, в течение которого выполняются все рабочие и вспомогательные операции, сопутствующие выпуску единицы продукции. Циклограмма показывает только последовательность перемещений исполнительных механизмов во времени, которая определяется началом и концом движения каждого исполнительного механизма. Законы движения механизмов не оговариваются и могут быть заданы в виде наклонных прямых или записываются в виде названий операций и этапов движения (подача заготовки, выстой, сверление и т.д.). Циклограмма составляется для одного цикла машины, то есть для промежутка времени, по истечении которого повторяется последовательность движений всех исполнительных органов.

На циклограмме (рисунок 9.3) показана последовательность движений трех исполнительных механизмов M_1, M_2, M_3 для сверлильного автомата (сверление отверстий в детали). Механизм M_1 выполняет основную операцию (сверление). Продолжительность сверления больше, чем обратный ход сверлильной головки. Механизм M_2 разжимает креп-

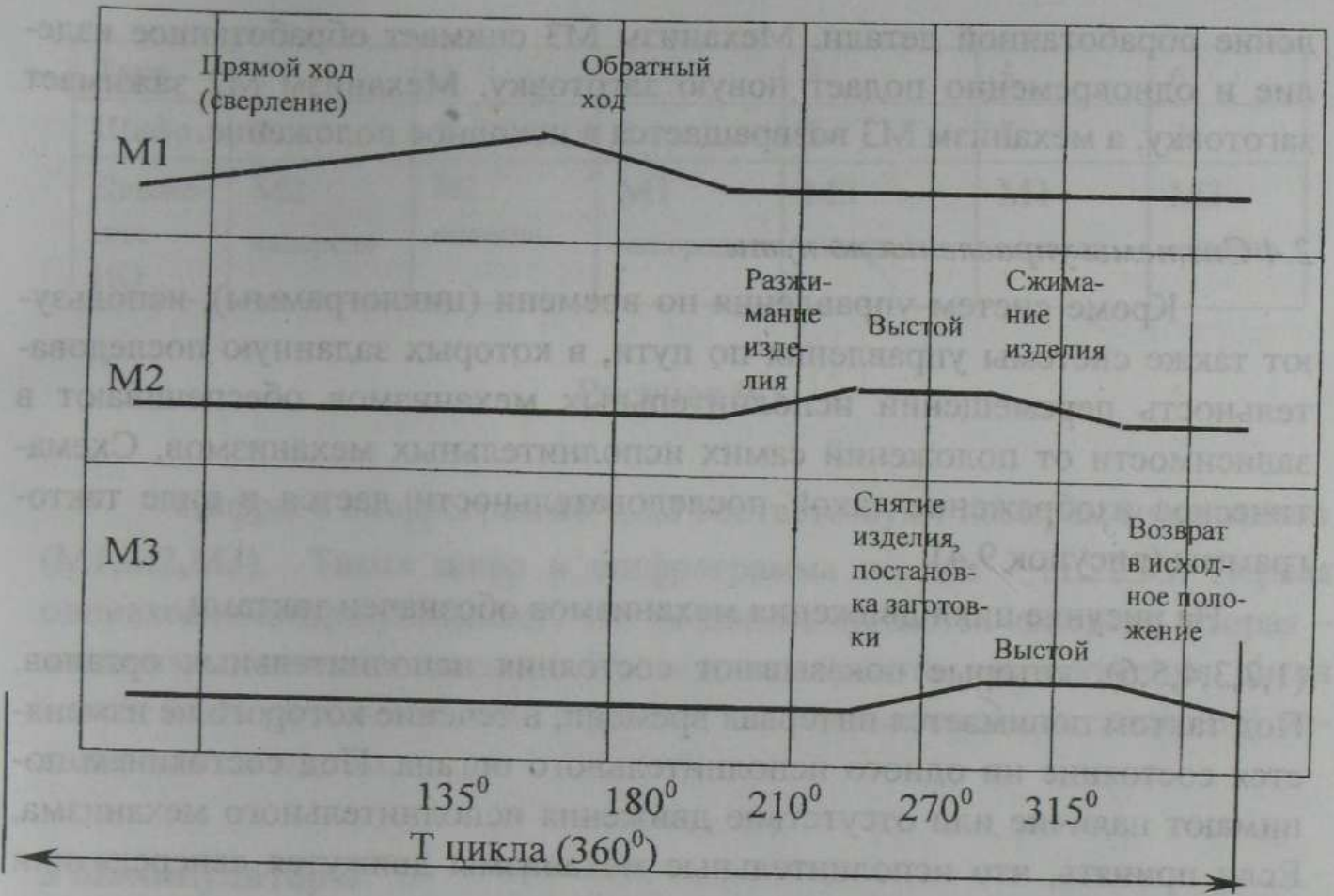


Рисунок 9.3 - Линейная циклограмма

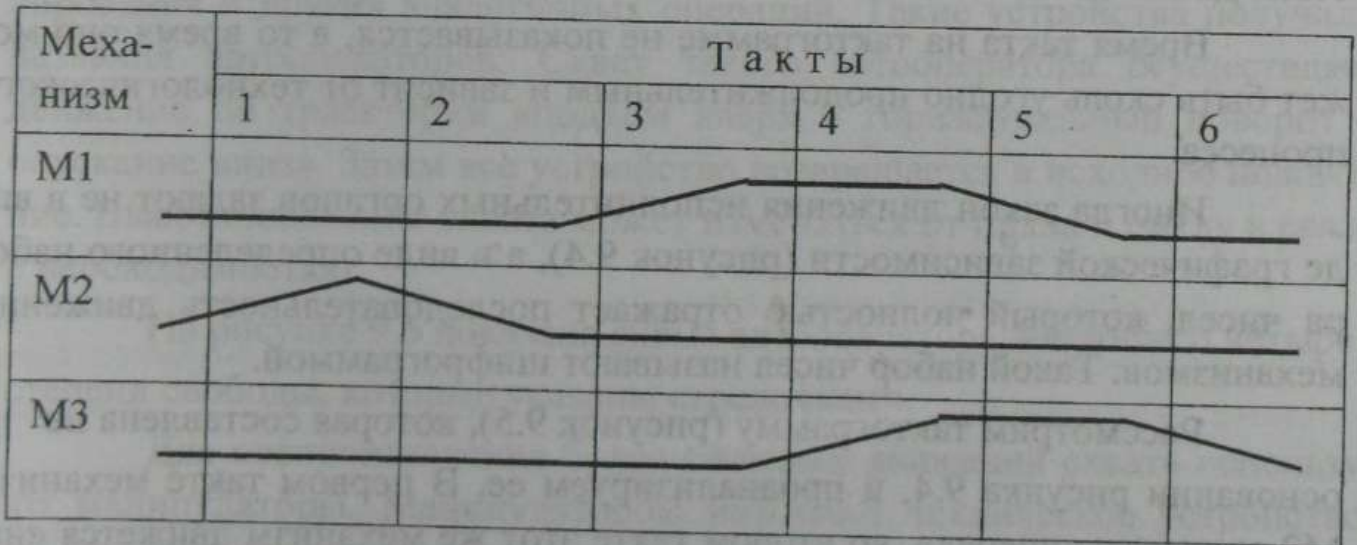


Рисунок 9.4 - Тактограмма

ление обработанной детали. Механизм М3 снимает обработанное изделие и одновременно подает новую заготовку. Механизм М2 зажимает заготовку, а механизм М3 возвращается в исходное положение.

2.4 Системы управления по пути

Кроме систем управления по времени (циклограммы), используют также системы управления по пути, в которых заданную последовательность перемещений исполнительных механизмов обеспечивают в зависимости от положений самих исполнительных механизмов. Схематическое изображение такой последовательности дается в виде тактограммы (рисунок 9.4).

На рисунке цикл движения механизмов обозначен тактами (1,2,3,4,5,6), которые показывают состояния исполнительных органов. Под тактом понимается интервал времени, в течение которого не изменяется состояние ни одного исполнительного органа. Под состоянием понимают наличие или отсутствие движения исполнительного механизма. Если принять, что исполнительные механизмы движутся «вперед» или «назад», то на тактограмме (рисунок 9.4) движение «вперед» показывается наклонной линией снизу вверх, движение «назад» показывается наклонной линией сверху вниз. Прямые линии в тактах обозначают отсутствие движения механизмов.

Время такта на тактограмме не показывается, в то время оно может быть сколь угодно продолжительным и зависит от технологического процесса.

Иногда закон движения исполнительных органов задают не в виде графической зависимости (рисунок 9.4), а в виде определенного набора чисел, который полностью отражает последовательность движений механизмов. Такой набор чисел называют шифрограммой.

Рассмотрим тактограмму (рисунок 9.5), которая составлена на основании рисунка 9.4, и проанализируем ее. В первом такте механизм М2 движется «вперед», во втором такте этот же механизм движется «назад». В третьем такте механизм М1 движется «вперед», в четвертом такте механизм М3 движется «вперед». В пятом такте механизм М1 движется «назад», а в шестом такте М3 движется «назад». Все эти высказывания запишем в виде шифрограммы 221313 (смотрите строчку шифр рис.9.5).

Такт	1	2	3	4	5	6
Шифр	2	2	1	3	1	3
Движение ИО	M2 «вперед»	M2 «назад»	M1 «вперед»	M3 «вперед»	M1 «назад»	M3 «назад»

Рисунок 9.5

Цифры в шифрограмме 1,2,3 соответствуют номерам механизмов (M1,M2,M3). Таких цифр в шифрограмме по две - 11,22,33. Первая одинаковая цифра указывает, что механизм движется «вперед», вторая – механизм движется «назад». Последовательность расположения чисел может быть различной. Она отражает последовательность движений механизмов по тактам.

3 Манипуляторы

В промышленности давно применяют устройства для автоматического оперирования штучными объектами по загрузке-выгрузке, штабелированию и других аналогичных операций. Такие устройства получили названия автооператоров. Схват такого автооператора осуществляет движение по траектории «подъем вверх – горизонтальный поворот – опускание вниз». Затем все устройство возвращается в исходное положение. Высота движения схвата может изменяться от цикла к циклу в связи с необходимостью.

На рисунке 9.6 показана схема автооператора, имеющего четыре степени свободы, которые указаны стрелочками.

Для воспроизведения более сложных движений схвата используют манипуляторы. Манипулятором называют техническое устройство, предназначенное для воспроизведения движений руки человека. Применение манипуляторов обусловлено условиями технологического процесса (высокое давление, агрессивная среда, радиоактивные вещества и т.д.), где присутствие человека невозможно. Для таких работ манипулятор состоит из двух одинаковых частей. Один манипулятор называется управ-

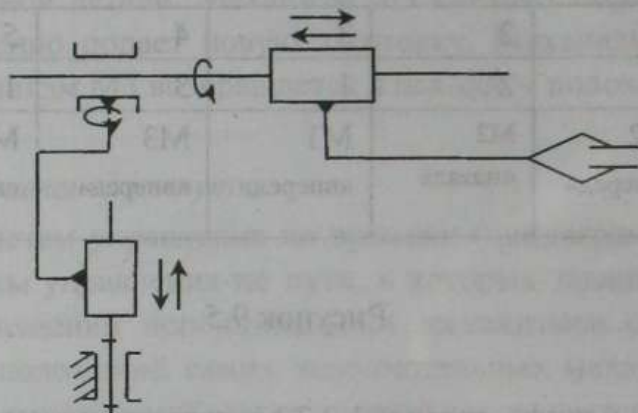


Рисунок 9.6

ляющим (У), второй – исполнительным (И). Передача движений от управляющего манипулятора к исполнительному осуществляется посредством механических, магнитных передач или с помощью сервоприводов.

3.1 Разновидности манипуляторов

Копирующие манипуляторы с ручным управлением и механической связью положили начало использованию их во вредных для жизнедеятельности человека зонах. В этих манипуляторах управляющий и исполнительный механизмы связаны механическими зубчатыми или тросово-ленточными передачами. Они имеют высокий КПД, но ограничены в грузоподъемности возможностями оператора и не могут быть использованы для дистанционного манипулирования.

Манипуляторы с магнитным приводом применяются в случаях, когда необходимо осуществить герметизацию зоны обслуживания. Приводом в этих случаях служат муфты на постоянных магнитах, позволяющие передавать движение через глухую стенку.

Манипуляторы с сервоприводами имеют дистанционное управление.

Сервоприводы приводят в движение отдельные звенья исполнительного манипулятора по сигналам, вырабатываемым при движении звеньев управляющего. Грузоподъемность таких манипуляторов значительно от-

личается от механизмов с ручным управлением.

Манипуляторы с автоматическим управлением работают от сервоприводов по заданной программе. Действия оператора на управляющем манипуляторе служат только для выработки сигналов с помощью датчиков и записываются на программноносители. Полученная программа может многократно использоваться для управления манипуляторами.

Для манипулятора с ручным управлением существует возможность «очувствления» его. Оператор, управляющий манипулятором, может чувствовать усилия, которые действуют на захватное устройство. При дистанционном управлении обычно применяются различные виды следящих систем. В этом случае можно говорить о системах управления с пассивным или активным отражением сил.

При пассивных системах оператор ощущает силы, действующие на исполнительный орган только в процессе выполнения манипуляций. Для активных систем управления оператор ощущает силы, действующие на исполнительный механизм, но и изменяет положение управляющего механизма. Эта система осуществляет обратную связь.

Схема системы активного управления с обратной связью приведена на рисунке 9.7.

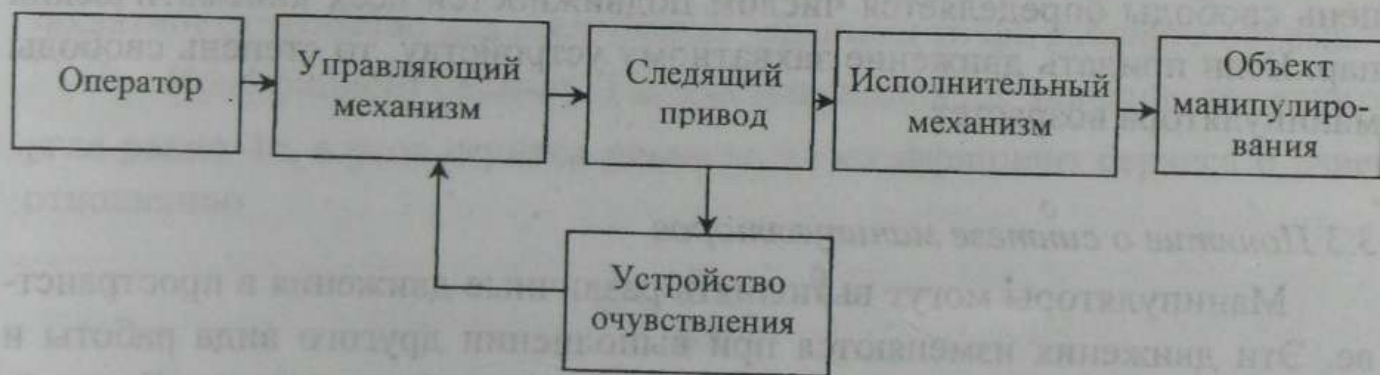


Рисунок 9.7

3.2 Структура манипуляторов

Манипулятор представляет собой пространственную кинематическую цепь, и степень свободы ее определяется по формуле Сомова-Малышева. В состав такой кинематической цепи могут входить

кинематические пары всех классов:

$$W=6n-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1.$$

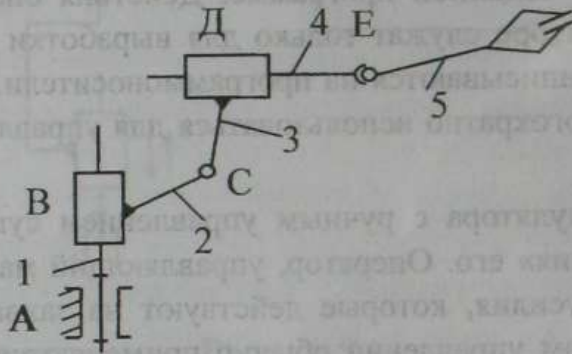


Рисунок 9.8

На рисунке 9.8 показан манипулятор, который состоит из пяти подвижных звеньев и имеет пять низших кинематических пар ($A_v, B_v, C_v, D_v, E_{III}$). Это такие кинематические пары: A, C – вращательные, B, D – поступательные, E – сферическая.

Степень подвижности манипулятора равна

$$W=6 \cdot 5 - 5 - 4 - 3 - 1 = 7.$$

Следует заметить, что для открытых кинематических цепей степень свободы определяется числом подвижностей всех кинематических пар. Если придать движение захватному устройству, то степень свободы манипулятора возрастет.

3.3 Понятие о синтезе манипуляторов

Манипуляторы могут выполнять различные движения в пространстве. Эти движения изменяются при выполнении другого вида работы и должны обеспечивать разное число степеней свободы захвата. Для придания захватному устройству пространственного движения необходимо иметь шесть степеней свободы манипулятора. Для обеспечения пространственного движения только одной точки захвата достаточно всего трех степеней свободы. В этом случае появляются три избыточные степени свободы, которые могут быть использованы для улучшения качественных показателей решения основного задания (быстродействия, уменьшения затрат энергии и т.п.). Избыточное число степеней свободы

называют маневренностью. Маневренность манипулятора — это число степеней свободы при неподвижном захватном устройстве. Для манипулятора (рисунок 9.8) при остановленном захвате число подвижных звеньев уменьшится на одно звено, а общее число кинематических пар сохранится. Тогда маневренность манипулятора будет

$$M=6-4-5-4-3-1=1.$$

Выбор структурной схемы манипулятора отличается большим разнообразием (количеством звеньев, кинематических пар и их расположением). При этом необходимо учитывать конструктивные, технологические и динамические факторы. Ввиду множества различных факторов, влияющих на работу манипулятора, их синтез проводят с использованием вычислительной техники. Для манипуляторов обычно выделяют характерные параметры.

Рабочий объем. Рабочим объемом манипулятора называют объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения захвата.

Зона обслуживания. Зоной обслуживания (рабочей зоной) называется часть рабочего объема манипулятора, в котором можно выполнять заданную операцию, характеризуемую расположением захвата по отношению к объекту манипулирования.

Угол сервиса — телесный угол ψ , внутри которого располагается захватное устройство для достижения заданных точек рабочего объема.

Коэффициент сервиса. Так как максимальное значение телесного угла равно 4π , а угол сервиса равен ψ , то коэффициент сервиса θ равен отношению

$$\theta = \frac{\psi}{4\pi}.$$

Значение коэффициента сервиса изменяется от 0 до 1. На границе рабочего объема коэффициент сервиса равен 0, для точек зоны полного сервиса $\theta=1$.

4 Промышленные роботы

Роботом называется переналаживаемое техническое устройство (манипулятор), снабженное органами перемещения и системами автоматического управления. Переналадка включает в себя перепрограммирование и механическую переналадку робота. Манипуляционные действия заключаются в перемещении и ориентировании в пространстве захватного устройства в связи с изменением положения объекта манипулирования.

Промышленные роботы являются циклически действующими элементами в составе технологических комплексов для выполнения различных операций (сварка, окраска, сборка и др.).

Робот предназначен для выполнения манипуляционных действий, выполняемых рукой человека по перемещению и ориентированию в пространстве объектов труда в производственных процессах, используемых в промышленности. Поэтому они называются промышленными роботами.

Составные части промышленного робота. Промышленный робот в своем составе имеет:

- 1) исполнительное устройство;
- 2) приводы;
- 3) систему управления.

Исполнительное устройство предназначено для выполнения двигательных функций робота. Рабочий орган (захват) предназначен для захватывания и удержания объекта манипулирования. Захватывание и удержание может осуществляться только относительным перемещением частей захватного устройства. Такие захватные устройства называются схватами.

Приводы промышленных роботов. Приводы промышленных роботов выполняют функции двигателей и приводят в движение звенья. Приводы бывают гидравлические, пневматические, электромеханические.

Гидравлические приводы применяют, если необходимо обеспечить плавное движение звеньев при большой нагрузке на исполнитель-

ный орган. Поступательное движение обычно обеспечивается гидроцилиндром, вращательное движение - поворотным гидромотором. Регулирование скорости движения звеньев и торможение обеспечиваются регулируемым дросселем. Гидравлический привод требует качественного уплотнения всех соединительных частей, в противном случае возможна утечка рабочего тела из системы гидропривода.

Пневматический привод применяют в роботах небольшой грузоподъемности. Поступательное движение звеньев обеспечивается пневмоцилиндром, вращательное – сочетанием пневмоцилиндра и рейки. Такой привод обеспечивает быстроходность движений звеньев, но зато острее стоит вопрос о плавности торможения по сравнению с гидроприводом.

Электромеханический привод предполагает наличие специальных электродвигателей непрерывного или дискретного действия (шаговые двигатели). К таким двигателям предъявляется ряд требований:

а – малые габариты;

б – малый момент инерции;

в – повышенная нагрузочная способность ;

г – отсутствие редуктора.

Электромеханический привод имеет ряд преимуществ по сравнению с гидро- и пневмоприводами. Они проще в наладке и монтаже и удобнее в эксплуатации.

4.1 Системы управления роботами

Системы управления роботами бывают программными и адаптивными. Программным управлением называется автоматическое управление исполнительными органами по заданной программе. Оно бывает контурным или позиционным.

Контурным управлением называется такое управление, при котором движение исполнительного устройства программируется в виде траектории в рабочем объеме с непрерывным контролем его скорости.

Позиционным управлением называется программное управление промышленным роботом, при котором движение исполнительного устройства программируется по упорядоченной во времени конечной последовательности точек рабочего пространства без контроля движения меж-

ду ними. Частным случаем позиционного управления является цикловое управление, когда в программе фиксируются только начальные и конечные точки перемещений по каждой координате. Цикловое управление используется в основном для подъемно-транспортных операций, связанных с обслуживанием металлорежущих станков, прессов, молотов и т.п.

Адаптивным управлением называется автоматическое управление, при котором в процессе управления изменяется алгоритм управления в функции состояния внешней среды и робота. При адаптивном управлении необходимо иметь специализированную вычислительную машину, которая по данным измерений положений и скоростей точек подвижных звеньев или по состоянию внешней среды вычисляет поправки для программы управления.

4.2 Этапы развития роботов

Развитие промышленных роботов и манипуляторов связано с приданием способности осязать, видеть, ощущать дистанцию, уметь распознавать образы, реагировать на тепловые или электромагнитные излучения. Создание и внедрение в широких масштабах промышленных роботов и манипуляторов имеют социальное и экономическое значение. Все эти устройства предназначены для того, чтобы облегчить человеку выполнение наиболее тяжелых и опасных операций. К настоящему времени синтез роботов и манипуляторов прошел несколько этапов. На первом этапе разрабатывались роботы с программным управлением. Они могут быть стационарными или подвижными и используются для основных или вспомогательных операций технологического процесса.

Следующим этапом было создание роботов и манипуляторов с элементами «очувствления». Получение данных о внутреннем состоянии робота, положения и скорости звеньев, состояния внешней среды является необходимым для адаптивного управления. Такие роботы могут быть использованы для операций, когда предметы манипулирования расположены произвольно. Для роботов этого поколения возможно супервизорное управление, то есть попеременно оператором и автоматической системой, действующей по указаниям оператора.

Промышленные роботы третьего этапа – это роботы с элементами искусственного интеллекта. Они имеют развитую систему чувствитель-

ных устройств, которые могут распознавать образы, определять состояние внешней среды или принимать некоторые решения по составлению программы. Такие роботы могут обладать техническим зрением или слухом.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое технологический комплекс?
- 2 Что такое машина-автомат?
- 3 Дайте определение исполнительного органа.
- 4 Какие бывают системы управления исполнительными органами?
- 5 Кратко опишите принцип работы следящего привода.
- 6 Что такое числовое программное управление, приведите пример его применения?
- 7 Что такое информационное число?
- 8 Дайте определение технологического цикла.
- 9 Что такое циклограмма?
- 10 Что такое такт движения?
- 11 Дайте определение тактограммы.
- 12 Что такое манипулятор?
- 13 Перечислите приводы манипуляторов.
- 14 Что такое пассивная и активная системы управления манипуляторами, приведите схему?
- 15 Как определяется степень свободы манипулятора?
- 16 Что такое маневренность манипулятора?
- 17 Что такое рабочий объем и зона обслуживания манипулятора?
- 18 Дайте определение промышленного робота.
- 19 Из каких составных частей состоит промышленный робот?
- 20 Приведите примеры применения роботов на производстве
- 21 В чем отличие захватного устройства от «схвата»?
- 22 Приведите примеры использования гидравлического (пневматического) или электромеханического приводов роботов.
- 23 Какие условия производства являются определяющими при назначении приводов роботов?

- 24 Что такое контурное управление?
- 25 Что такое позиционное управление?
- 26 Чем отличается цикловое управление от позиционного?
- 27 Что такое адаптивное управление?
- 28 Перечислите этапы развития роботов. Чем характерен каждый из этапов?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. -М.: Наука, 1988.
2. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин.-М.: Высш.шк., 1985.
3. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин.-М.: Высш.шк., 1987.
4. Кореняко А.С. Теория механизмов и машин.-К.:Вища шк.,1976.
5. Заблонский К.И., Белоконов И.М. и др. Теория механизмов и машин.-Киев:Вища шк.,1989.

Учебное издание

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ
по курсу «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
для студентов инженерно-технических специальностей заочной
формы обучения
ЧАСТЬ II
«АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ТИПОВЫХ МЕХАНИЗМОВ»

Составители:

Петр Николаевич Учаев,
Михаил Алексеевич Никитин

Редактор

Н.В. Лисогуб

План 2004г., поз. *№0.*

Усл. печ. л. *6,98.*

Подп. к печати *11.05.2004г.*

Формат 60x84/16.

Уч.-изд. л. *№66.*

Заказ № *251.*

Бесплатно.

Тираж 100 экз.

Себестоимость изд. *Зрн. 64 коп.*

Изд-во СумГУ.Р.с.№34 от 11.04.2000г. 40007, г.Сумы,
ул.Римского-Корсакова,2

Типография СумГУ.40007, г. Сумы, ул.Римского-Корсакова,2