

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
ЧАСТЬ 1

Учебно-методический комплекс

Излагается новый подход в преподавании курса «Теория механизмов, машин и манипуляторов» (ТММ и М) на базе общих требований к машинным технологиям (производительность, энерго- и массосбережение, долговечность и т.п.)

Предназначен для студентов механико-машиностроительных специальностей вузов, преподавателей и специалистов.

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов машин и манипуляторов (ТММ и М) является ключевой дисциплиной при подготовке студента профессии инженера-механика. С нее начинается цикл общепрофессиональных дисциплин, в ней – первый машиноведческий проект в творческой биографии студента. Важно поэтому так организовать изучение этой дисциплины, чтобы студент в общих чертах мог представить суть и общественную значимость его будущей профессии, меру ответственности, с какой он должен подходить к овладению той или иной дисциплины.

Предлагаемый учебно-методический комплекс (УМК) от других методических материалов отличается тем, что в нем вопросам профессиональной ориентации студента уделено особое внимание. Выделены приоритеты в профессиональной деятельности инженера-механика, высвечена их связь с нуждами производства, показана роль творческой инициативы.

Впервые объектом проектирования становится машина, и требования к ней формулируются исходя из общих параметров задаваемых технологий. Механизмы рассматриваются как структурные составляющие машин и требования к ним формулируются в процессе проектирования.

При этом машина рассматривается не как находка гения-одиночки, а как инструмент, создаваемый инженерами и рабочими «с целью облегчения умственного и физического труда, увеличения производительности[1]», улучшения качества. Участие в разработке этих инструментов становится доступным также и всем успевающим студентам.

Предлагаемый УМК основывается на результатах учебной, научной и научно-методической работы автора на протяжении более сорока лет. Формально он соответствует типовой программе курса ТММ и М [2], но отличается главным образом постановкой вопроса и выделяемыми приоритетами. В соответствии с этим изменена направленность курса: название «Теория машин, механизмов и манипуляторов» поставленным задачам соответствует в большей степени.

УМК предназначен для студентов-машиностроителей, но может быть полезным и для других специальностей, на которых изучается дисциплина ТММ. По мнению автора, даже беглое знакомство с ним поможет студенту окончательно определиться с выбором своей будущей профессии, будет способствовать активизации его деятельности в приобретении знаний.

УМК состоит из двух частей.

В первую часть «Организационные основы курсового проектирования технологических машин» включены:

1. Рабочая программа курса.
2. Базовый конспект лекций.
3. Задачи для практических занятий с примерами решения типовых задач.
4. Лабораторный практикум.
5. Вопросы, выносимые на экзаменационную сессию.
6. Приложения со справочными материалами для решения задач.

Во вторую часть «Практика курсового проектирования машин» входят разделы:

1. Обоснование объема проектирования и содержание технического задания».
2. Аналогии и варианты входных данных на курсовой проект.
3. Алгоритм выполнения курсового проекта.
4. Пример выполнения курсового проекта.
5. Пример восполнения НИРС.
6. Вопросы, выносимые на защиту курсового проекта.
7. Список использованной литературы.
8. Приложения.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

1. Цели и задачи дисциплины

Цель преподавания дисциплины

Как первая дисциплина общепрофессионального цикла «Теория механизмов, машин и манипуляторов» призвана ознакомить студентов – будущих инженеров-механиков специальностей 1-36 01 01, 1-36 01 03 с побудительными мотивами разработки и совершенствования машин, обеспечить базовую подготовку в области проектирования машин по общим параметрам машинных технологий, предоставить студенту ненавязчивую и исчерпывающую профориентацию относительно существа и общественной значимости приобретаемой им специальности.

Задачи изучения дисциплины

Обеспечить необходимую профориентацию относительно ценностей в деятельности инженера-механика, глубокое понимание связи «технология – проектирование».

Заложить фундамент для изучения последующих общепрофессиональных и специальных дисциплин.

Перечень дисциплин с указанием разделов (тем), усвоение которых студентами необходимо для изучения данной дисциплины:

№ п/п	Название дисциплины	Разделы (вопросы) учебных дисциплин, необходимые для усвоения курса «Теория механизмов, машин и манипуляторов»
1	2	3
1	Высшая математика	1. Аналитическая геометрия – уравнения кривых. 2. Векторная алгебра – преобразование координат. 3. Основы математического анализа – дифференцирование, интегрирование, исследование на максимум.
2	Теоретическая механика	Кинематика точки и тела. Кинетостатика. Теорема об изменении кинетической энергии. Уравнения Лагранжа II рода.
3	Физика	Трение и КПД. Основы теории колебаний.

2. Виды занятий и формы контроля знаний

Виды занятий, формы контроля знаний	Д		З	
	П	С	П	С
Курс	2 – 3		3	
Семестр	4 – 5		6	
Лекции, ч	64		12	
Экзамен (семестр)	4		6	
Зачет (семестр)	–		–	
Практические (семинарские), ч	34		8	
Лабораторные занятия, ч	18		8	
Расчетно-графические работы (семестр)				
Контрольные работы (семестр)			6	
Курсовая работа (семестр/часы)				
Курсовой проект (семестр/часы)	5		6	
Управляемая самостоятельная работа, ч	20			

3. Лекционный курс

№ п/п	Название темы	Содержание	Число часов			
			Д		З	
			П	С	П	С
4-й семестр			6-й семестр			
1	Общие сведения о машинах	Введение. Классификация машин. Производительность и энергопотребление технологических машин.	2		2	
2	Структура машин	Машинный агрегат. Общее устройство. Движущий и рабочий органы машин. Передаточный механизм и его структура.	2		1	
3	Механизмы машины	Строение механизмов. Подвижность. Избыточные связи и их устранение.	4		1	
4	Кинематика машин	Передаточные функции. Методы определения.	4		2	
5	Кинематика и синтез функциональных механизмов	1. Зубчатые передачи и механизмы. 2. Рычажные механизмы. 3. Кулачковые механизмы.	16		-	
6	Динамика машин	1. Исследование движения главного вала. 2. Динамический синтез (подбор маховых масс). 3. Энергетика машин. 4. Кинетостатический расчет и прогнозирование локальных зон износа машин.	14		2	
7	Основы виброзащиты человека и машины	Дифференциальные уравнения колебаний. Уравновешивание ротора. Уравновешивание механизмов. Конструкторские методы. Виброгашение.	10		2	

№ п/п	Название темы	Содержание	Число часов			
			Д		З	
			П	С	П	С
4-й семестр					6-й семестр	
8	Роботы и манипуляторы	Устройство и технические характеристики. Синтез по размерам и формам зон обслуживания. Синтез по коэффициенту сервиса. Управление. Динамика.	12		2	
		Итого 4 семестр	64		12	
		Всего за учебный год	64		12	

4. Практические занятия

№ п/п	Тема практического занятия	Содержание	Объем в часах	
			Д	З
1	2	3	Д	З
Четвертый семестр (Д)				
				6-й
1	Структурный анализ машин	Опрос по основным вопросам темы. Виды механизмов. Изучение структуры машин. Примеры.	4	
2	Технико-экономические показатели работы машин	Опрос по основным вопросам темы. Цикл, производительность, коэффициент производительности. Решение задач.	4	2
3	Структурный анализ механизмов	Опрос по теме. Подвижность механизма. Определение по формулам Малышева и Чебышева. Примеры.	4	
4	Определение передаточных функций рычажных механизмов	Опрос по теме. Техника построения планов скоростей. Определение передаточных функций при помощи планов. Вычисление передаточных функций рычажных механизмов аналитическим методом.	4	2
5	Кинематика зубчатых механизмов	Опрос по теме. Кинематика механизмов с неподвижными осями колес. Кинематика эпициклических механизмов.	6	1
6	Синтез эпициклических механизмов	Опрос по теме. Условия синтеза. Решение задач.	2	1
7	Уравнения движения машинного агрегата	Опрос по теме. Уравнения движения машин и манипуляторов. Вычисление работ. Вычисление обобщенной инертности.	4	2
8	Кинестатическое исследование механизмов	Опрос по теме. Построение планов ускорений. Вычисление ускорений. Определение реакций в кинематических парах.	6	

№ п/п	Тема практического занятия	Содержание	Объем в часах	
			Д	З
1	2	3	Д	З
Четвертый семестр (Д)				6-й
9	Кинематика манипулятора	Опрос по теме. Определение координат схвата методом преобразования координат.	2	
Итого за IV семестр			36	8
Пятый семестр (практические по курсовому проекту)				
1	Структура проектируе- мого машин- ного агрегата	Разработка структуры	2	
2	Оценка энер- гопотребления	Составление диаграммы нагрузок. Вычисление циклового потребления энергии. Выбор приводно- го электродвигателя.	2	
3	Синтез зубча- той передачи	Вычисление передаточных отношений и размеров передач.	2	
4	Синтез несущего меха- низма	Вычисление коэффициента производительности. Определение размеров звеньев механизма.	2	
5	Передаточные функции рычажных меха- низмов	Составление выражений для вычисления.	2	
6	Уравнение движения ма- шинного агре- гата в форме энергии	Построение графиков работ. Вычисление приве- денных моментов инерции.	4	
7	Силовое (ки- нетостатиче- ское) исследо- вание машин	Построение планов ускорений. Построение планов сил. Вычисление КПД.	4	
Итого за V семестр			18	

5. Лабораторные занятия

№ п/п	Наименование	Объем в часах	
		Д	З
IV семестр(Д), VI (З)		Д	З
1	Исследование структуры технологических машин. Составление их блок-схем	2	
2	Простейшие механизмы	2	2
3	Структурные схемы и подвижность механизма. Устранение избыточных связей	2	
4	Графическая кинематика механизмов	2	

№ п/п	Наименование	Объем в часах	
		Д	З
IV семестр(Д), VI (З)			
5	Исследование кинематики зубчатых механизмов	2	2
6	Кинематика изготовления зубчатых колес	2	2
7	Определение приведенного момента инерции механизмов	2	
8	Определение КПД винтовых механизмов	2	
9	Определение механических характеристик электрических двигателей	2	
10	Балансировка роторов при неизвестных векторах дисбалансов	2	2
Итого:		18	8

6. Контрольная работа (6-й семестр, заочное отделение)

Контрольная работа включает 4 – 5 задач и является важнейшей составляющей при подготовке студента.

7. Курсовой проект, его характеристика (общие требования)

В курсовом проекте студент закрепляет основные положения материала лекций, знакомится с организацией проектирования новых машин в ЕСКД на этапе разработки технического предложения.

Курсовой проект углубляет профориентацию студента относительно целей обучения в техническом вузе, задач будущего молодого специалиста.

Проект содержит два взаимосвязанных листа формата А1 и пояснительную записку объемом 45 – 50 листов м.п. текста формата А4.

8. Учебно-методическая литература

Основная

1. Теория механизмов и машин : учеб. для ВТУЗов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. ; под ред. К.В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.

2. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / Разр. В.Ф. Коренский. – Новополоцк, 1985.

3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. пособие для ВТУЗов / под общ. ред. Г.Н. Девойно. – Минск : Выш. шк., 1986. – 385 с.

4. Теория механизмов и машин. Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей вузов / Н. И. Левитский и др. – М. : Высш. шк., 1989.

5. Теория механизмов и машин. Лабораторный практикум / сост. В. Ф. Коренский, С. К. Кривенок. – Новополоцк, 2004. – 55 с.

Дополнительная

1. Левитская, О. Н., Левитский, Н. И. Курс теории механизмов и машин : учеб. пособие для мех. спец. вузов / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. – М. : Высш. шк., 1985. – 279 с.

2. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975.

3. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / Е. А. Камцев, В. К. Акулич и др. – Минск : Высш. шк., 1973.

4. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин : учеб. пособие для студентов ВТУЗов / Э. А. Горюх и др. – М. : Машиностроение, 1990. – 160 с.

5. Артоболевский, И. И., Эдельштейн, Б. В. Сборник задач по теории механизмов и машин / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М. : Наука, 1973.

9. Перечень наглядных и других пособий, методических указаний и методологических материалов к техническим средствам обучения

9.1. Модели механизмов

9.1.1. Рычажные.

9.1.2. Зубчатые.

9.1.3. Кулачковые.

9.1.4. Винтовые.

9.1.5. Храповые и мальтийские.

9.1.6. Комбинированные.

9.2. Лабораторные установки

9.2.1. Установка ТММ 1.

9.2.2. Установка ТММ 21.

9.2.3. Установка ТММ 35М.

9.2.4. Установка ТММ 42.

9.2.5. Установка ДП-3П.

9.3. Плакаты

- 9.3.1. Кинематические пары.
- 9.3.2. Виды зубчатых механизмов.
- 9.3.3. Червячная передача.
- 9.3.4. Сведения по производительности машин.
- 9.3.5. Выбор электродвигателя.
- 9.3.6. Виды механизмов.
- 9.3.7. Изготовление зубчатых колес.
- 9.3.8. Эвольвентное зацепление.
- 9.3.9. Кинематические характеристики рычажных механизмов.
- 9.3.10. Стенд «Курсовое проектирование по ТММ и М».
- 9.3.11. Схемы манипуляторов.
- 9.3.12. Сборник типовых аналогов машин.

9.4. Методические указания и пособия

9.4.1. Типовой лабораторный практикум по ТММ / Э. А. Горюв и др. – М. : Машиностроение, 1990.

9.4.2. Лабораторные работы по ТММ / под ред. Е. А. Камцева. – Минск : Высш. шк., 1976.

9.4.3. Коренский, В. Ф., Кривенюк, В. К. Теория механизмов и машин : Лабораторный практикум для студ. спец. 36.01.01, 36.01.03, 36.01.04, 36.07.01, 70.05.01. – Новополоцк : Изд. ПГУ, 2004.

9.4.4. Курсовое проектирование по ТММ / под ред. Г. Н. Девойно. – Минск : Высш. шк., 1987.

9.4.5. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине ТММ / сост. В. Ф. Коренский. – Новополоцк : ПГУ, 1995.

9.4.6. Василенко, Д. Л. Кинематика передаточного механизма. Материалы республиканской конференции студентов и аспирантов Беларуси / Д. Л. Василенко. – Витебск : ВГТУ, 2002.

9.4.7. Комплект задач по ТММ – разработка кафедры.

9.5. Учебные кинофильмы

- 9.5.1. Промышленные роботы.
- 9.5.2. Микропроцессорные системы управления роботами.
- 9.5.3. Кинематика и динамика роботов и манипуляторов.

БАЗОВЫЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ

1.1. Машины. Требования к машинам. Задачи курса ТММ и М

Курс ТММ и М посвящен теоретическим основам машиноведения, теории проектирования машин и механизмов (в системе ЕСКД) и теории их эксплуатации.

Машина – техническое устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека, повышения его производительности.

Основной отличительный элемент машин (от других устройств) – это преимущественное использование механических движений. Механические движения выполняются твердыми телами. В связи с этим машины состоят преимущественно из твердых тел.

Требования к машинам разнообразны: минимум энергопотребления, малая масса, малые габариты, дизайн, высокая надежность и долговечность. Важнейшие же требования, ради которых машины создаются и развиваются – производительность и качество выпускаемой продукции.

Производительность характеризует возможности производства насыщать рынок. Качество определяет потребительские свойства выпускаемой продукции – возможность соответствовать моде и ГОСТ. Таким образом, общественная, постоянно меняющаяся мода – важнейший стимул развития и совершенствования новых машин. Развитие осуществляется путем проведения новых исследований в различных областях науки и техники, своевременного внедрения этих исследований в промышленное производство.

На заре развития машин они являлись вымыслом одиночек-изобретателей (ткацкий станок, паровая машина и т.п.) и даже служили поводом для революционных преобразований в обществе [3].

Предлагаемый конспект лекций поможет студентам придти к четкому и ясному выводу и пониманию того, что современные машины не всегда есть продукт ума гениев, они являются инструментом, создаваемым инженерами и рабочими для качественного выполнения с необходимой производительностью тех или иных машинных технологий. Научиться создавать машины – цель и задача студента – будущего инженера-механика и машиностроителя.

1.2. Классификация машин

Создано огромное количество машин. Чтобы ориентироваться в этом множестве, применяют классификации. По виду преобразования машины делятся:

1) на энергетические, преобразуют энергию:

а) если механическую энергию преобразуют в любой другой вид, то это – генераторы;

б) если энергию какого-либо вида преобразуют в механическую, то это – двигатели.

2) технологические (рабочие) машины. Применяются на фабриках и заводах. Они изменяют материалы по форме и состоянию. Их примеры – станки, компрессоры, насосы и др.

3) транспортные машины. Они преобразуют материалы (и людей) по положению. Примеры: машины внутрицехового транспорта (кары), подъемные краны, манипуляторы, а также трамваи, автобусы и т.п.

4) кибернетические машины. Они собирают информацию, преобразуют и выдают ее потребителю.

К ним относятся: ЭВМ, машины для счета, бухгалтерского учета, роботы с сенсорными (т.е. техническими) органами чувств и интеллекта, машины для выполнения функций тех или иных органов человека (протезы).

Машины, в которых все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека, называют машинами-автоматами.

1.3. Производительность технологических машин

Современные технологические машины (они главный предмет нашего рассмотрения) производят конечный продукт (штуки, изделия и др.), характеризующийся завершенностью набора технологических операций (движений) по его изготовлению и повторяемостью набора для изготовления каждого изделия. В этих условиях работу машин следует рассматривать как циклическую, а указанный набор технологических операций считать технологическим циклом [4].

Обозначим $T_{\text{ц}}$ – время одного технологического цикла (мин/изделие). Тогда производительность Pr выразится как частота повторений технологического цикла машины в единицу времени:

$$Pr = \frac{1 \text{ изделий}}{T_{\text{ц}} \text{ мин}}$$

Вводя понятие главного вала машины (реального либо воображаемого [5]) как тела, совершающего за время технологического цикла один полный оборот, нетрудно прийти к выводу, что частоту вращения этого вала $n_{з.в.}$ (мин^{-1}) также можно выразить через время технологического цикла:

$$n_{з.в.} = \frac{1 \text{ оборотов}}{T_{ц} \text{ мин}}$$

и, следовательно, определять как:

$$n_{з.в.} = |Pr|. \quad (1.1)$$

Часть машины, расположенную между главным валом и двигателем, будем называть приводом.

За время технологического цикла $T_{ц}$ обрабатывающий инструмент машины, связанный с ее исполнительным органом, совершает рабочий и холостой ходы. Первый предназначен для преодоления технологических усилий, второй – для возвращения инструмента в исходное положение.

Обозначим $t_{p.x.}$ и $t_{x.x.}$ – время рабочего и холостого ходов инструмента. Тогда:

$$T_{ц} = t_{p.x.} + t_{x.x.} \quad (1.2)$$

При проектировании машин стремятся так распределить время $T_{ц}$, чтобы получить $t_{p.x.} > t_{x.x.}$. Разделим (1.2) на $T_{ц}$. Получим $1 = \frac{t_{p.x.}}{T_{ц}} + \frac{t_{x.x.}}{T_{ц}}$.

Отношение

$$\frac{t_{p.x.}}{T_{ц}} = \eta^* \quad (1.3)$$

называют коэффициентом производительности [4], который считают показателем технического совершенства конструкций машин. Он показывает, какая часть времени технологического цикла является полезной, т.е. «производительной». В силу сказанного, должно быть:

$$0,5 \leq \eta^* \leq 1,0.$$

Когда машина имеет правый предел η^* , у нее $t_{x.x.}$ совмещено с $t_{p.x.}$, и частота поступления продукта на обработку становится равной частоте его выпуска. Машина в этом случае становится «ротатором». Роторные технологии зародились во времена Великой Отечественной войны (линия по производству снарядов – академика Кошкина), ныне распространены в пищевой промышленности (линия разлива напитков в бутылки) и будут

служить основой машинных технологий, перспективных для XXI в. (вместе с лазерными, ядерными и другими технологиями (всего 10) [6].

Рассмотрим, какие параметры машинных технологий диктуют необходимость иметь ту или иную величину η^* . Известно, что скорость обработки изделий определяется механическими свойствами материалов и используемым инструментом. При удачном их сочетании обеспечивается необходимое качество. Технологическим параметром здесь может служить, и часто действительно служит, средняя скорость обработки $V_{cp}^{p.x.}$, т.е. средняя скорость инструмента при совершении рабочих ходов. Зная рабочий ход H исполнительного органа машины (соответствующий времени $t_{p.x.}$) можно получить:

$$t_{p.x.} = \frac{H}{V_{cp}^{p.x.}},$$

а, подставив это в формулу (1.3), получить[5]:

$$\eta^* = \frac{H}{V_{cp}^{p.x.}} \cdot \Pi p. \quad (1.4)$$

Выражение (1.4) может служить для анализа используемых машинных технологий и для поиска резервов их улучшения.

В заключение отметим, что величину хода H чаще всего выбирают исходя из размеров заготовки и технологических перебегов инструмента, а входной параметр для проектирования исполнительных механизмов машин $\alpha_{p.x.}$ получают, представив (1.3) как:

$$\eta^* = \frac{\alpha_{p.x.}}{360^\circ}, \quad (1.5)$$

откуда угол рабочего хода главного вала

$$\alpha_{p.x.} = \eta^* \cdot 360^\circ. \quad (1.6)$$

2. СТРУКТУРА МАШИН

2.1. Машинный агрегат. Общее устройство

Современное развитое машинное устройство может включать как одну из ранее названных простых машин, так и их совокупность. В сложных машинных агрегатах трудно выделить простые машины. Поэтому в таких агрегатах выделяют следующие элементы главного привода (рис. 2.1):

1. Движущий орган (*Д.О.*) – твердое тело – источник механического движения

2. Рабочий орган (*Р.О.*) – твердое тело, несущее обрабатывающий инструмент, взаимодействующий с объектом обработки.

3. Передаточный механизм – совокупность подвижно связанных между собой твердых тел, предназначенных для преобразования движения двигателя в движение рабочего органа. Передаточный механизм – важнейший объект изучения в ТММ и М.



Рис. 2.1. Элементы структуры главного привода машин

Движение двигателя обычно простое – вращательное, как правило, равномерное либо поступательное. Рабочие органы совершают движение, которое определяется выполняемой машинной технологией. Например, в упаковочных автоматах это – сложное пространственное движение.

Передаточный механизм – совокупность связанных кинематически твердых тел (звеньев), предназначенная для преобразования имеющегося простого движения двигателя в требуемое движение рабочего органа. Передаточный механизм может быть как простым, так и сложным. Простоты можно добиться знанием свойств механизмов, либо использованием приближенных законов движения рабочих органов. Чем грубее возможное приближение, тем передаточный механизм проще. Но и простой механизм может обеспечить большую точность за счет меньшего количества твердых тел (звеньев) и их подвижных соединений (кинематических пар), которые снижают точность за счет реальной упругости звеньев и зазоров в

кинематических парах. В частных случаях, когда рабочий орган может совершать то же движение, что и двигатель (электрическое точило, вентилятор), передаточный механизм не нужен. В остальных случаях стремятся к упрощению передаточного механизма.

Машина имеет также устройство управления (У.У.) и может иметь транспортное (подающее) устройство (Т.У.).

2.2. Движущий и рабочий органы машин

В качестве движущего органа в машинах могут применяться различные двигатели – электрические, тепловые, пневмо- и гидродвигатели и др.

В технологических машинах в качестве двигателя наиболее часто используют короткозамкнутый асинхронный электродвигатель. Он простой, малогабаритный, имеет незначительную массу, но трудно регулируется.

Асинхронный электродвигатель включает короткозамкнутую обмотку (чаще роторную) в виде беличьего колеса и обычно статорную обмотку-индуктор, в котором трехфазный переменный электрический ток индуцирует вращающееся магнитное поле.

При вращении поля индуктора в короткозамкнутом роторе наводятся вихревые токи, которые взаимодействуют с вращающимся полем индуктора, увлекая ротор. Ротор отстает от поля индуктора на величину скольжения, которая определяется нагрузкой.

Механическая характеристика асинхронного короткозамкнутого электродвигателя (рис. 2.2) $M_d = f(n)$, (n – частота вращения вала, M_d – движущий момент) имеет две ветви – устойчивую и неустойчивую.

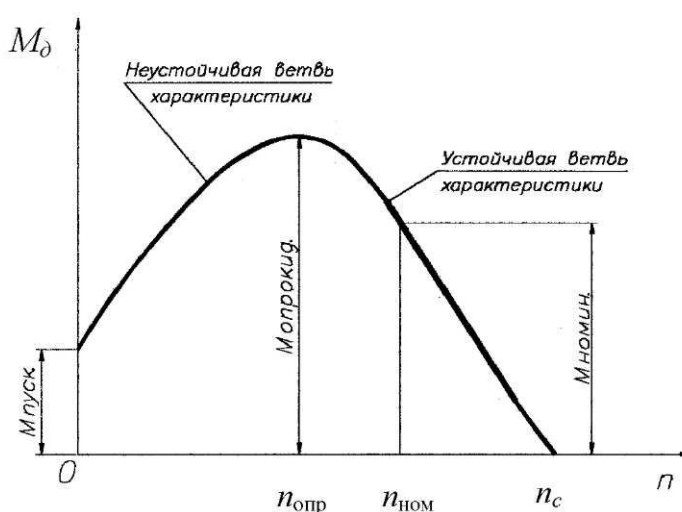


Рис. 2.2. Механические характеристики короткозамкнутого асинхронного электродвигателя

Устойчивая ветвь характеристики отличается тем, что при возрастании нагрузки на двигатель его обороты падают (до n опрокидывающего). Если момент на двигатель больше M опрокидывающего, осуществляется переход на неустойчивую ветвь характеристики и двигатель может остановиться. Если его не выключить, то ротор, как неподвижный проводник во внешнем вращающемся магнитном поле индуктора, разогревается и может сгореть. При номинальных оборотах величина отставания ротора от поля статора определяется величиной скольжения:

$$S = \frac{n_c - n_{ном}}{n_c},$$

где n_c – синхронная частота вращающегося ротора при отсутствии нагрузки (частота вращения магнитного поля индуктора).

Посторонние силы могут разогнать двигатель до оборотов больших, чем синхронные, но при этом двигатель переходит в режим динамического торможения.

Синхронная частота асинхронного двигателя:

$$n_c = \frac{60 \times f}{p},$$

где f – частота тока (промышленная $f = 50$ Гц),

p – число пар полюсов обмотки индуктора (число секций).

При $p = 1$, $n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}$. При этом двигатель наиболее простой и наименее массивный (1 обмотка). Частота вращения ротора при $p > 1$ – (максимально возможная):

$$n_c = 1500 \text{ мин}^{-1} \text{ при } p = 2,$$

$$n_c = 1000 \text{ мин}^{-1} \text{ при } p = 3,$$

$$n_c = 750 \text{ мин}^{-1} \text{ при } p = 4.$$

По мере увеличения p масса двигателя увеличивается.

Асинхронные электродвигатели подбирают по каталогам (Приложение 1), используя при этом среднецикловую мощность:

$$N_{ц} = \frac{A_{nc}}{\eta \times T_{ц}}$$

и синхронную частоту вращения n_c , которая через параметры привода определяет время технологического цикла.

Здесь $\frac{A_{nc}}{\eta} = A_{об}$ – работа, которую должен совершать двигатель в цикле;

η – КПД передаточного механизма – находят приближенно при помощи выражения:

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3,$$

где $\eta_1, \eta_2 \dots$ – получаемые из технических справочников КПД простых механизмов, последовательно образующих передаточный механизм.

Работа полезных сил A_{nc} совершается полезными силами на рабочем звене. Полезные силы определяются по теоретическим формулам, либо экспериментально в функции перемещения рабочего органа. Например, для поперечно-строгального станка диаграмма полезных нагрузок может быть установлена в зависимости от геометрии поверхности $A - A$ обработки (l_q, a, b) принятой величины перебегов резца f_n и максимального технологического усилия F_T (рис. 2.3).

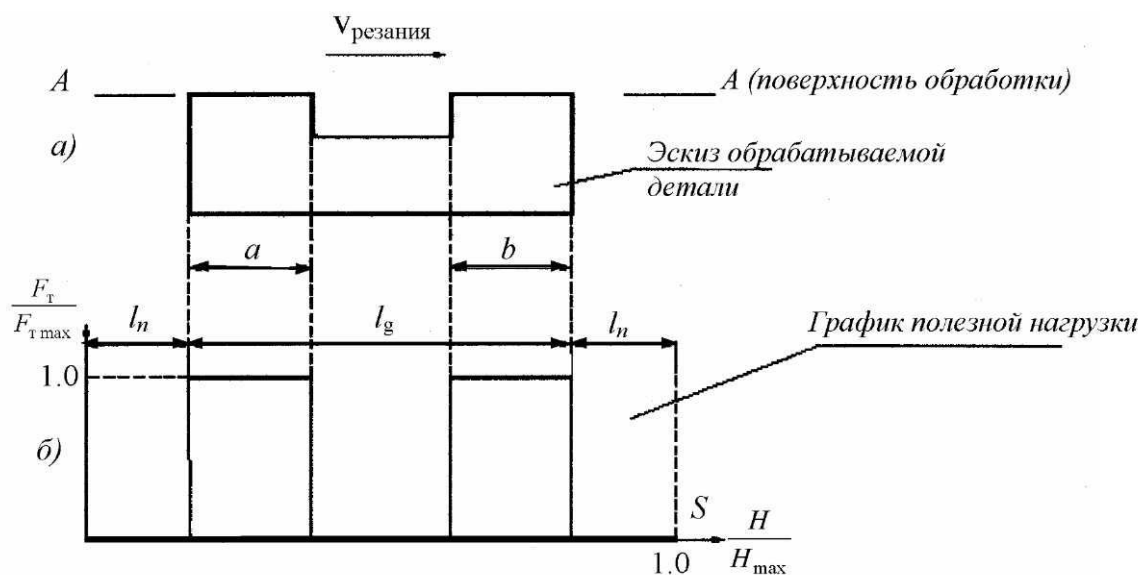


Рис. 2.3. К определению графика полезной нагрузки:
а) эскиз обрабатываемой детали; б) график полезной нагрузки

При этом работа полезных сил может быть вычислена исходя из геометрического смысла интеграла, как площади между кривой нагрузок и осью перемещений. На рис. 2.4:

$$A_{nc} = \int F_{nc} \cdot dS = F_T(a + b).$$

Конструкции рабочих органов изучают на выпускающих кафедрах по источникам, публикуемым для этих кафедр.

2.3. Передаточный механизм и его составляющие

Передаточный механизм служит для преобразования простого движения двигателя в требуемое движение рабочих органов. Каждая машина имеет свой передаточный механизм. Все передаточные механизмы можно разбить на более простые механизмы. Имеется и обратная возможность, при которой передаточный механизм образуется из более простых механизмов и наследует основные свойства составляющих механизмов.

Механизмом называется совокупность кинематически связанных между собой твердых тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемое движение других твердых тел.

Согласно практической классификации [7], которая принята в технических справочниках, все простейшие механизмы можно разделить:

- 1) на рычажные;
- 2) зубчатые;
- 3) кулачковые;
- 4) механизмы прерывистого движения;
- 5) винтовые и червячные;
- 6) фрикционные передачи и вариаторы;
- 7) комбинированные механизмы.

Первые шесть механизмов – простейшие. Из них состоят более сложные – комбинированные механизмы.

Механизм, который выполняет в машине ту либо иную функцию, называют функциональным.

3. МЕХАНИЗМЫ МАШИН

3.1. Строение механизмов. Классификация звеньев и кинематических пар

Любой механизм состоит из звеньев и кинематических пар. На рис. 3.1 представлена структурная схема кривошипно-ползунного механизма (а) и кулисного (б).

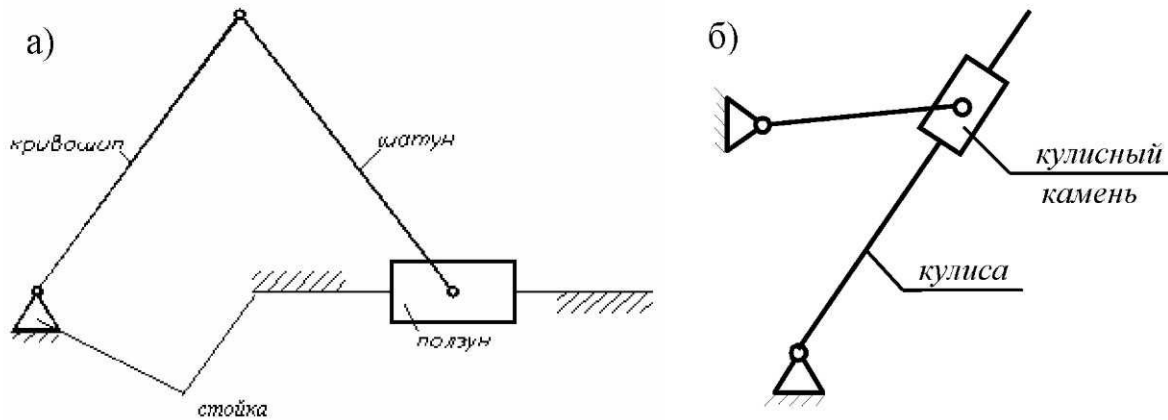


Рис. 3.1. Структурные схемы:
а) кривошипно-ползунного; б) кулисного механизмов

Структурной называется схема механизма с помощью условных изображений звеньев и кинематических пар.

Звено – твердое тело, входящее в состав механизма и совершающее какой-либо вид механического движения. Звено может состоять из множества деталей, соединенных между собой неподвижно (сварка, резьба и т.д.). Звенья различают по виду совершаемого механического движения. Неподвижное звено (условно неподвижное) называется *стойкой*. Движение других подвижных звеньев изучают относительно стойки. Звено, совершающее вращательное движение с полным оборотом относительно стойки, называется *кривошипом*; при невозможности совершить полный оборот – *коромыслом*. Звено с поступательным движением относительно стойки называется *ползуном*. Звено с плоским движением относительно стойки называется *шатун*ом. Ползун, совершающий движение по подвижному звену, называется *кулисным камнем*, а само звено в этом случае называют *кулисой*.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев. Кинематическая пара позволяет звеньям то или иное коли-

чество *относительных* движений. Кинематические пары бывают низшими и высшими.

Высшими называют кинематические пары, в которых звенья соприкасаются по линиям либо в точке.

Низшие пары – касание звеньев происходит по поверхностям.

Еще кинематические пары различают по подвижности.

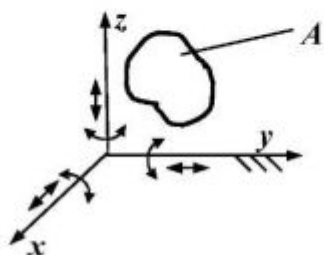


Рис. 3.2. Подвижности свободного твердого тела

Свободное твердое тело *A* (рис. 3.2) относительно неподвижной системы координат имеет шесть степеней подвижности (три поступательных вдоль осей и три вращательных относительно них).

Подвижностью кинематической пары называют количество независимых простых движений (вращательное, поступательное), которые одно звено пары может иметь относительно другого ее звена.

Для образования кинематической пары тело должно войти в соприкосновение с другим. При этом возникают связи, и количество степеней свободы сокращается. Число связей определяется формой тел, образующих кинематическую пару.

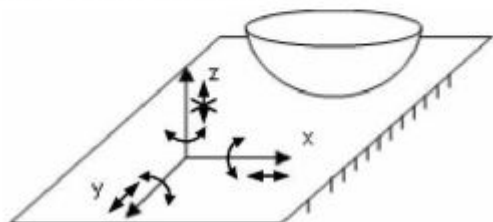


Рис. 3.3. Подвижность кинематической пары «шар-плоскость»

Шар с плоскостью образует пятиподвижную высшую кинематическую пару (рис. 3.3).

Сфера в сфере (шаровой шарнир) имеет три степени подвижности (рис. 3.4), а сферическая с пальцем (рис. 3.5, а) и цилиндрическая (рис. 3.5, б) являются двухподвижными.

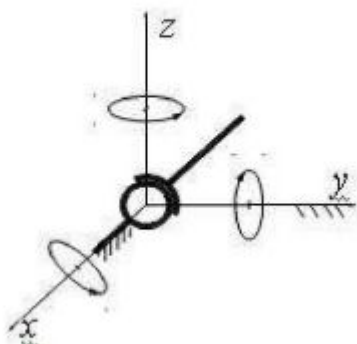


Рис. 3.4. Трехподвижная сферическая низшая кинематическая пара

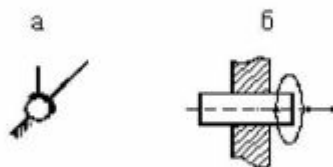


Рис. 3.5. Двухподвижные низшие кинематические пары
а) сферическая с пальцем;
б) цилиндрическая

В плоских механизмах (точки звеньев движутся в параллельных плоскостях) возможны двух- (рис. 3.6) и одноподвижные (рис. 3.7) кинематические пары – вращательная (а) и поступательная (б).

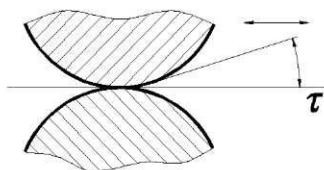


Рис. 3.6. Двухподвижная плоская высшая кинематическая пара

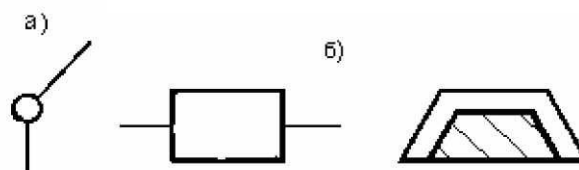


Рис. 3.7. Одноподвижные плоские кинематические пары:
а) вращательная; б) поступательная

Одноподвижные кинематические пары в плоских механизмах бывают только низшими (цилиндр в цилиндре (а) и призма в призме (б)).

Винтовая кинематическая пара одноподвижная, т.к. из двух движений (поступательное и вращательное) одно является зависимым и сопровождает другое.

Таким образом, подвижность кинематической пары может быть от 1 до 5.

3.2. Подвижность механизмов

У механизма подвижность должна быть не меньше чем $W = 1$, иначе это не механизм.

Подвижность механизма – количество его обобщенных координат. Она показывает, сколько простых движений необходимо сообщить звеньям механизма, чтобы движение остальных звеньев было определенным (зависимым). Подвижность – основной параметр любого механизма.

Впервые степень подвижности механизма теоретически определил П. Л. Чебышев. Рассматривая плоские механизмы, он рассуждал так: до вхождения в кинематические пары каждое звено имело 3 независимых движения в плоскости и если число звеньев n , то число независимых степеней свободы звеньев составляло $3 \times n$. Каждая одноподвижная кинематическая пара отнимает у звеньев 2 степени свободы. Если p_1 – число одноподвижных кинематических пар, то $2 \times p_1$ – число независимых движений, отнятых этими парами.

Если p_2 – число двухподвижных кинематических пар, то $1 \times p_2$ – число отнятых ими независимых движений.

Таким образом, число степеней подвижности плоского механизма (формула Чебышева):

$$W = 3 \times n - 2 \times p_1 - 1 \times p_2. \quad (3.1)$$

В пространстве:

$6 \times n$ – число независимых движений свободных подвижных звеньев

$5 \times p_1$ – число отнятых движений одноподвижными парами

$4 \times p_2$ – число отнятых движений двухподвижными парами

$3 \times p_3$ – число отнятых движений трехподвижными парами

$2 \times p_4$ – число отнятых движений четырехподвижными парами

$1 \times p_5$ – число отнятых движений пятиподвижными парами

Таким образом, степень подвижности пространственного механизма (формула Сомова – Малышева):

$$W = 6 \times n - 5 \times p_1 - 4 \times p_2 - 3 \times p_3 - 2 \times p_4 - 1 \times p_5. \quad (3.2)$$

В Полоцком государственном университете также проводились исследования по рассмотренной тематике [8]. Установлено, что подвижность механизма от количества подвижных звеньев n не зависит, а определяется лишь подвижностью кинематических пар и количеством связей, вносимых при сборке.

Рассмотрим незамкнутые кинематические цепи (рис. 3.8).

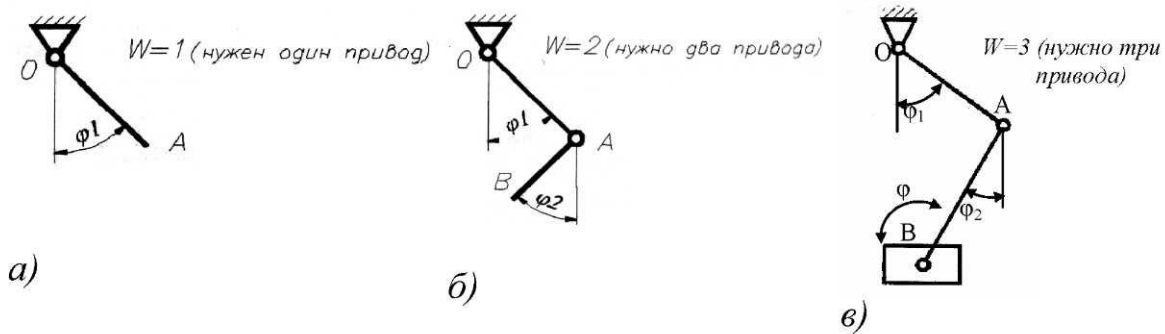


Рис. 3.8. Одноподвижная (а), двухподвижная (б) и трехподвижная (в) незамкнутые кинематические цепи

Эти цепи образуют *манипуляторы* с двумя, тремя и более степенями подвижности. Универсальный манипулятор – рука человека (рис. 3.9) имеет 7 степеней подвижности.

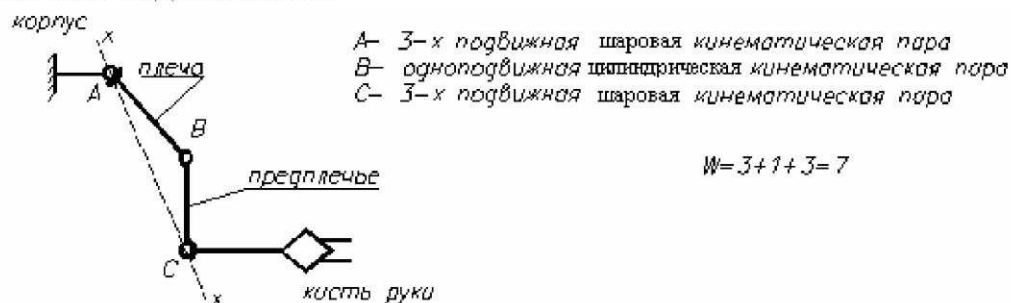


Рис. 3.9. Структурная схема универсального манипулятора

Три степени подвижности необходимы «руке», чтобы доставить объект в любую точку зоны обслуживания. Еще три степени подвижности необходимы, чтобы развернуть объект должным образом в указанной

обходимы, чтобы развернуть объект должным образом в указанной точке. Одна степень подвижности нужна для маневренности: обход препятствий при различных положениях звеньев осуществляется за счет вращения контура ABC вокруг оси x .

Если открытую трехподвижную кинематическую цепь $OABC$ (рис. 3.8, в, 3.10, а) соединить со стойкой посредством поступательной одноподвижной кинематической пары, то внесем две связи, если получим механизм с признаками плоского механизма, (точки звеньев могут перемещаться в параллельных плоскостях) и пять, если таких признаков не окажется. Полученный механизм (рис. 3.10, б) будет иметь в первом случае

$$W = \sum \Pi_i - \sum S_j = 3 - 2 = 1,$$

где $\sum \Pi_i$ – количество подвижностей в кинематических парах;

$\sum S_j$ – число внесенных связей,

во втором случае будет

$$W = \sum \Pi_i - \sum S_j = 3 - 5 = -2.$$

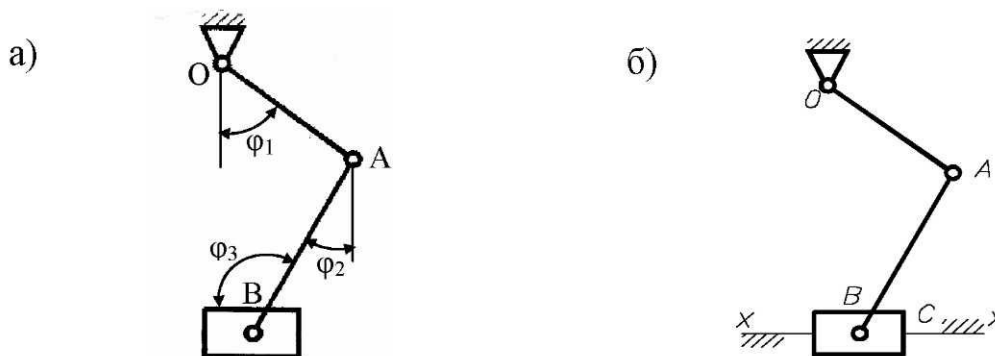


Рис. 3.10. Трехподвижная кинематическая цепь (а) и полученный на ее основе кривошипно-ползунный механизм (б)

Чтобы определить степень подвижности механизма, необходимо превратить его в незамкнутую кинематическую цепь, отсоединив от стойки, разомкнуть замкнутые контуры, определить степень подвижности в кинематических парах полученной кинематической цепи ($\sum \Pi_i$), затем восстановить разомкнутые пары, проанализировать, сколько реальных связей ($\sum S_j$) при этом введено. Вычислить W по формуле:

$$W = \sum \Pi_i - \sum S_j. \quad (3.3)$$

Формула (3.3) позволяет проанализировать степень влияния на подвижность W связей, вносимых при сборке механизма и отступлении от (идеальных) нулевых допусков.

3.3. Избыточные связи и их устранение

Для плоского кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.10, б) по формуле (3.1) получаем:

$$W = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1,$$

а по формуле (3.2) будем иметь:

$$W = 6 \times 3 - 5 \times 4 = -2.$$

Разница объясняется тем, что плоский механизм может оказаться пространственным в результате чрезмерных допусков на изготовление кинематических пар. Применяя к нему формулу Сомова-Малышева, мы такую возможность допускаем.

Избыточные связи приводят к снижению долговечности, хотя точность позиционирования (за счет выборки зазоров) может увеличиваться.

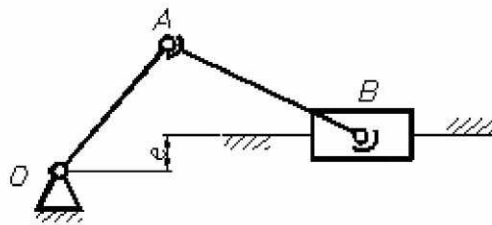


Рис. 3.11. Кривошипно-ползунный механизм с одной «местной» подвижностью

Связи можно специально ввести для увеличения точности, либо устранить и увеличить долговечность при чрезмерных допусках, либо повысить требования к допускам. Избыточные связи устраняют, заменяя те или иные кинематические пары на более подвижные. Например, в

кривошипно-ползунном механизме (рис. 3.11) заменой цилиндрических пар A и B сферическими, добавляем четыре подвижности и по формуле Сомова-Малышева получаем $W = 2$.

Возможность произвольного вращения звена AB вокруг своей оси является местной (неопасной) подвижностью механизма, не влияющей на движение ползуна. Реальная подвижность в этом случае будет $W = 1$.

Заменять пару O (цилиндрическую) сферической, а поступательную пару B двухподвижной цилиндрической нельзя, поскольку приобретаем опасную контурную подвижность – возможность вращения контура OAB вокруг направляющей ползуна B , особенно, когда дезаксиал $e = 0$.

Устранение избыточных связей особенно актуально в механизмах с интенсивным износом (что может быть обнаружено, например, при ремонте машин).

4. КИНЕМАТИКА ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАШИН

4.1. Общие сведения

Прежде чем перейти к проектированию элементов передаточного механизма, необходимо рассмотреть некоторые сведения из его кинематики. Кинематику свободной точки либо свободного твердого тела обычно выражают функциями времени. Механизмы – системы связанных между собою точек и тел. Эти системы имеют ту или иную степень подвижности. Поэтому для учета времени и характера наложенных связей при изучении кинематики механизмов задают их кинематическую схему, а время учитывают, задавая законы движения только входных звеньев.

Кинематической схемой механизма называют его упрощенное изображение с помощью условных обозначений звеньев и кинематических пар с указанием геометрических размеров, влияющих на движение изучаемого звена, либо точки; на кинематических схемах задают также (стрелками) ведущие звенья (число их равно степени подвижности механизма W).

Например, при изучении движения ползуна в кривошипно-ползунном механизме (рис. 4.1) нужно изобразить его структурную схему, задать длины звеньев l_{OA} , l_{AB} и эксцентриситет e , также закон движения входного звена кривошипа OA

$$\varphi_1 = \varphi(t). \quad (4.1)$$

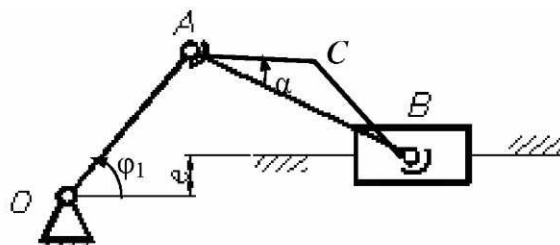


Рис. 4.1. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма с шатунной точкой C

Для изучения движения шатунной точки C механизма дополнительно задают размеры l_{AC} и α , определяющие ее положение в системе шатуна AB .

В такой постановке, чтобы найти, например, скорость точки B , нужно представить:

$$v_B = \omega_{OA} \cdot \left(\frac{v_B}{\omega_{OA}} \right) = \omega_{OA} \cdot \frac{dS_B/dt}{d\varphi_1/dt} = \omega_{OA} \cdot \frac{dS_B}{d\varphi_1},$$

где $\omega_{OA} = \frac{d\varphi_1}{dt}$ – функция скорости входного звена – кривошипа OA , отражающая характер связи в шарнире (позволяет вращение с угловой ско-

ростью ω_{OA}), а передаточную функцию звена OA к ползуну B $\left(\frac{dS_B}{d\varphi_1}\right)$, зависящую от кинематической схемы механизма и от положения этой схемы (угла φ_1) определить дополнительно. Передаточная функция показывает, во сколько раз скорость звена, либо точки, указанная в числителе, больше скорости звена, либо точки указанной в знаменателе.

Имея скорость $V_B(\varphi)$, известными методами анализа (интегрирование, дифференцирование) могут быть найдены функция перемещения $S_B = f(\varphi)$, вторая передаточная функция $\frac{d^2 S_B}{d\varphi_1^2}$, а подстановкой $S_B(t)$ в эти выражения – выражения этих функций от времени t .

Передаточные функции широко распространены в кинематике и в динамике машин. Их используют как при анализе движений звеньев и точек, так и при синтезе механизмов в задачах определения размеров по передаточным функциям.

Имеется три способа вычисления передаточных функций:

1. Аналитический.
2. Графический.
3. Графоаналитический.

По первому способу рассматривают замкнутые контуры, образуемые звеньями механизмов и находят аналитические выражения функций положения этих звеньев в зависимости от обобщенной координаты, затем полученные выражения по обобщенной координате дифференцируют.

Во втором способе, пользуясь моделью или готовой машиной, строят график функции положения исследуемого звена в зависимости от обобщенной координаты. Такой график можно получить также из плана положений механизма, построенного для одного цикла его движения. Дифференцируя графически по обобщенной координате график положения звена, находят график передаточной функции.

Графоаналитический способ основан на подобии планов положений механизма и планов скоростей. При этом на плане положений выделяют треугольники, решаемые известными теоремами из геометрии.

4.2. Аналитический способ определения передаточных функций

Кратко рассмотрим аналитический метод, взяв в качестве примера синусный механизм (рис. 4.2).

Дано l_{OA} , $\varphi = \varphi(t)$. Найти $\frac{dS}{d\varphi}$.

Имеем уравнение замкнутости контура OAB :

$$\overline{l_{OA}} + \overline{l_{AB}} = \overline{l_{OB}}. \quad (4.2)$$

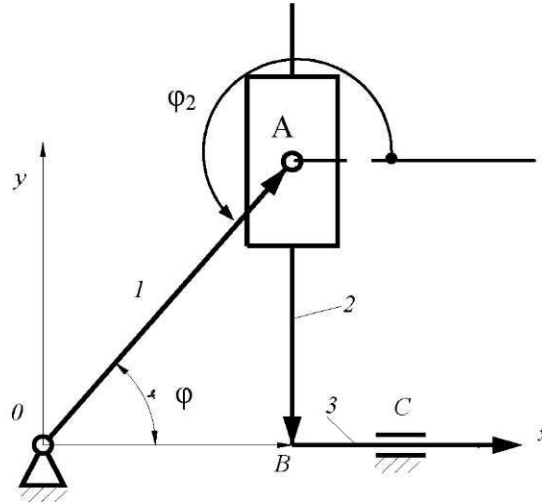


Рис. 4.2. Кинематическая схема синусного рычажного механизма

Проецируя уравнение (4.2) на оси координат, получаем:

$$l_{OA} \times \cos \varphi + l_{AB} \cdot \cos \varphi_2 = l_{OB} \cdot \cos 0^\circ$$

$$l_{OA} \times \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin \varphi_2 = l_{OB} \cdot \sin 0^\circ$$

или

$$l_{OA} \times \cos \varphi + l_{AB} \cdot \cos 270^\circ = l_{OB} \cdot \cos 0^\circ$$

$$l_{OA} \times \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin 270^\circ = l_{OB} \cdot \sin 0^\circ$$

Отсюда:

$$l_{OB} = l_{OA} \times \cos \varphi \quad (4.3)$$

$$l_{AB} = l_{OA} \times \sin \varphi$$

Дифференцируя функции (4.3) по φ , получаем:

$$dl_{OB} = -l_{OA} \times \sin \varphi d\varphi \Rightarrow \frac{dl_{OB}}{d\varphi} = \frac{V_B}{\omega_1} = -l_{OA} \times \sin \varphi$$

$$dl_{AB} = l_{OA} \times \cos \varphi d\varphi \Rightarrow \frac{dl_{AB}}{d\varphi} = \frac{V_{A1-2A3}}{\omega_1} = l_{OA} \times \cos \varphi.$$

4.3. Графический способ определения передаточных функций

Графический способ рассмотрим на примере кривошипно-ползунного механизма (рис. 4.3).

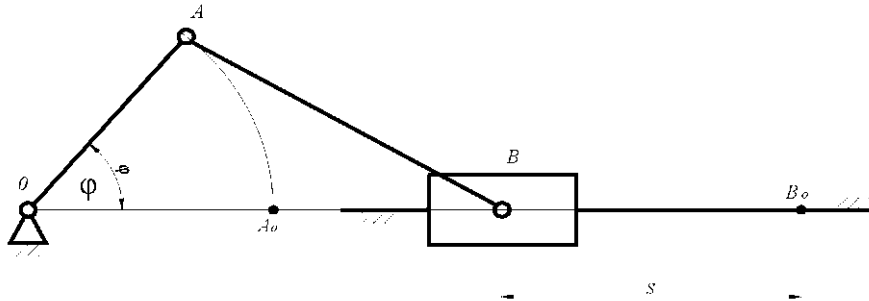


Рис. 4.3. Схема замера координат для функции положения

Устанавливая кривошип OA в равноотстоящих (по углу φ) его положениях и измеряя (линейкой) значения S_e от крайнего положения ползуна $B(B_0)$, заполняем таблицу замеров положений звена B в пределах цикла ($\varphi = 2\pi$). Результаты заносим в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Результаты замеров положений звена B

№	φ°	$S_{B(м)}$
0	0	...
1	30	...
2	60	...
3	90	...
...

По данным табл. 4.1 строим график функции положения $S_B - \varphi$ (рис. 4.4, а). Проводим хорды, которые считаем параллельными касательным по серединам участков 0 – 1, 1 – 2 и т.д. Тангенс угла наклона касательной к кривой в данной точке пропорционален производной в этой точке.

Практически при дифференцировании поступаем так: строим оси $\frac{dS_B}{d\varphi} - \varphi$, выбираем (произвольно) отрезок OP (мм) (рис. 4.4, б). Принимаем его в качестве единицы. Из полюса P проводим лучи, параллельные хордам. Тогда отрезки OK_{i-j} в масштабе $\mu \frac{dS}{d\varphi} \left(\frac{\text{М}}{\text{ММ}} \right)$ представляют тангенсы углов

α_{i-j} , т.е. $\operatorname{tg}\alpha_{i-j} = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{i-j} / \mu_{\frac{dS}{d\varphi}}$. Эти отрезки сносим на середины участков и считаем их ординатами искомого графика $\frac{dS_B}{d\varphi} - \varphi$. График $\frac{dS_B}{d\varphi} - \varphi$ строим по этим ординатам, учитывая при этом и то, что там, где график $S_B - \varphi$ имеет экстремум, график $\frac{dS_B}{d\varphi} - \varphi$ имеет ноль (пересекает ось φ).

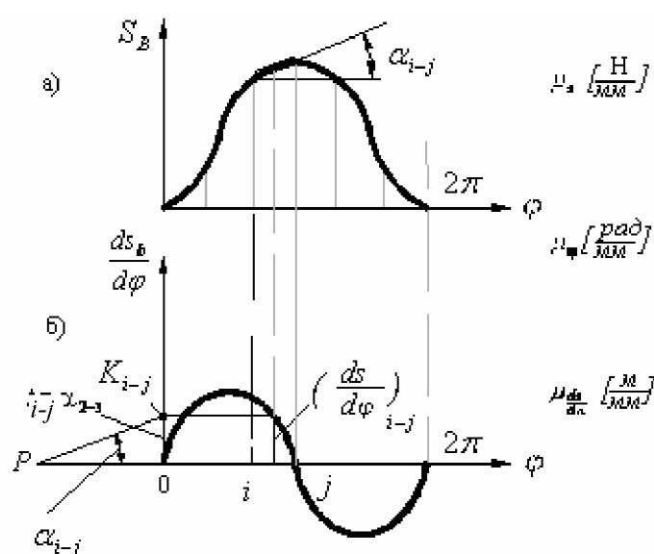


Рис. 4.4. Графическое дифференцирование кинематических диаграмм:
а) график функции положения; б) график передаточной функции

Масштаб при дифференцировании определяют так:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot (OP)},$$

что подробно описано в «Лабораторном практикуме» (лаб. работа № 3).

4.4. Графоаналитические способы определения передаточных функций

Графоаналитические методы позволяют объединить наглядность геометрических построений с возможностью применения ПЭВМ. Излагаем один из методов, разработанных на кафедре механики УО «ПГУ» [9] с участием студентов. Метод опирается на выполняемые при курсовом проектировании планы положений механизма и планы скоростей. Планы скоростей – графические отображения теорем «о плоском движении звеньев, либо сложном движении точки».

Теорема 1.

Плоское движение звена состоит из поступательной составляющей вместе с произвольно выбранной на звене точкой (полюсом A) и вращательной вокруг этого полюса (рис. 4.5).

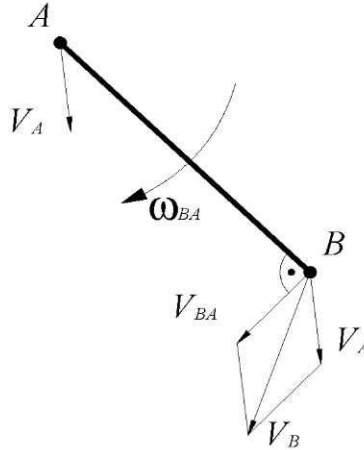


Рис. 4.5. К теореме о плоском движении звена

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (4.4)$$

где $V_{BA} = \omega_{BA} \cdot l_{AB}$ скорость точки B при вращении звена AB вокруг полюса A .

Теорема 2.

Сложное движение точки (рис. 4.6) включает переносное движение вместе с переносящей средой-кулисой 2 и относительно переносящей среды (кулисы 2).

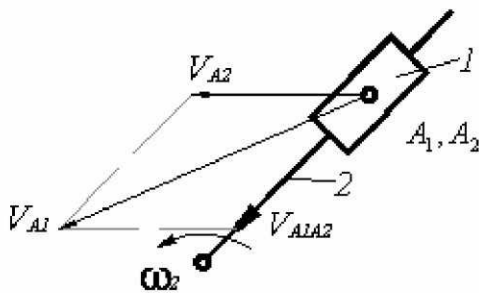


Рис. 4.6. К теореме о сложном движении точки

Поэтому

$$\vec{V}_{A1} = \vec{V}_{A2} + \vec{V}_{A1A2}, \quad (4.5)$$

где \vec{V}_{A2} – вектор скорости точки A_1 в переносном движении вместе с точкой A_2 ;

\vec{V}_{A1A2} – вектор скорости этой точки в относительном движении (по звену 2).

Планы – треугольники, содержащие векторы из уравнений (4.4), (4.5). Для лучшего понимания соответствия планов

положений и скоростей, последние необходимо изображать повернутыми на 90° . На планах положений механизмов выделяют треугольные контуры (их можно решать с помощью простейших теорем в треугольнике – теорем синусов и косинусов).

Рассмотрим графоаналитический способ кинематического анализа шарнирного четырехзвенника $OABC$ (рис. 4.7), S_2 – «шатунная точка» (точка на шатуне AB).

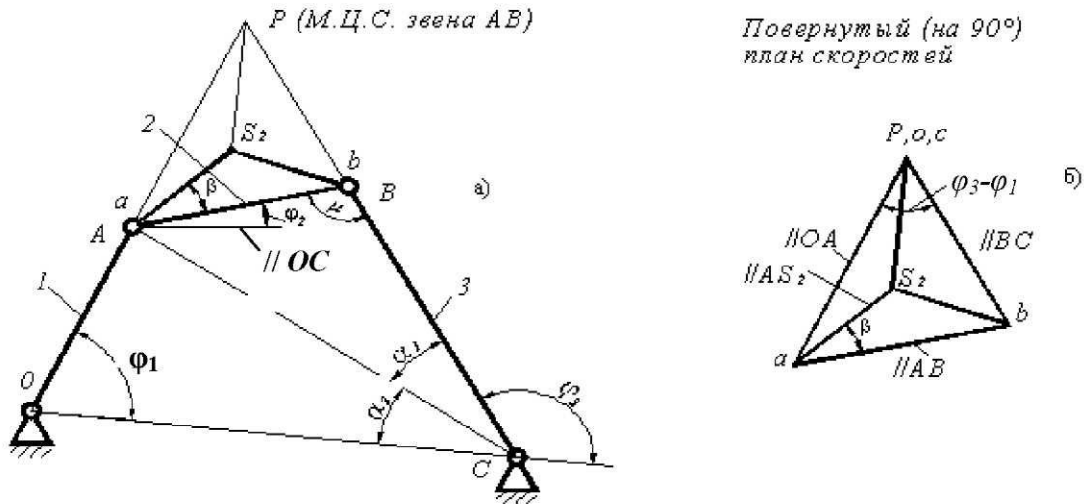


Рис. 4.7. К соответствию плана механизма плану скоростей:
а) шарнирный четырехзвенник; б) повернутый на 90°

Проведем отрезок AC (рис. 4.7, а). Получим треугольники AOC и ABC . Найдем функции положения звеньев. По теореме косинусов из треугольника AOC найдем l_{AC}^2 , затем по той же теореме из треугольника ABC найдем угол передачи μ . После преобразований получим:

$$\mu = \arccos(A + B \cdot \cos \varphi_1)$$

$$A = \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - l_{AB}^2 - l_{BC}^2}{2 \cdot l_{AB} \cdot l_{BC}}; \quad B = \frac{l_{OA} \cdot l_{OC}}{l_{AB} \cdot l_{BC}}.$$

Из треугольника ACB найдем угол α_1 , а из треугольника AOC угол α_2 .

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{l_{AB} \cdot \sin \mu}{l_{BC} - l_{AB} \cdot \cos \mu}, \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{l_{OA} \cdot \sin \varphi_1}{l_{OC} - l_{OA} \cdot \cos \varphi_1}.$$

Далее найдем:

$$\varphi_3 = 180^\circ - \alpha_1 - \alpha_2;$$

$$\varphi_2 = \varphi_3 - \mu;$$

$$x_{S2} = l_{OA} \times \cos \varphi_1 + l_{AS2} \times \cos(\varphi_2 + \beta)$$

$$y_{S2} = l_{OA} \times \sin \varphi_1 + l_{AS2} \times \sin(\varphi_2 + \beta)$$

Векторное уравнение плана скоростей представляет:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA},$$

где $\vec{V}_B \perp BC$; $\vec{V}_A \perp OA$; $\vec{V}_{BA} \perp BA$.

После поворота на 90° (рис. 4.7, б) скорости будут параллельными указанным отрезкам).

План скоростей и план механизма после выравнивания $AB = ab$ (путем изменения масштабов) совмещаем. В построенном треугольнике скоростей точку S_2 находим по теореме о подобии: три точки, лежащие на одном звене, образуют на всех планах (положений, скоростей и др.) подобные фигуры. Поэтому треугольники abS_2 и ABS_2 совпадают.

Имеем:

$$\frac{\omega_{AB}}{\omega_1} = \frac{V_{AB}/l_{AB}}{V_{AO}/l_{OA}} = \frac{ab \cdot \mu_v \cdot l_{OA}}{pa \cdot \mu_v \cdot l_{AB}} = \frac{ab}{pa} \cdot \frac{l_{OA}}{l_{AB}}.$$

Таким образом, чтобы вычислить передаточную функцию $\frac{\omega_2}{\omega_1}$, необходимо в треугольнике скоростей найти отношение отрезков (\overline{ab} и \overline{pa}), затем умножить его на отношение длин (l_{OA} к l_{AB}). Отношение (\overline{ab} к \overline{pa}) можно найти из треугольника скоростей, если указать в нем углы между соответствующими сторонами. Тогда для рассматриваемого примера по теореме синусов:

$$\frac{ab}{pa} = \frac{\sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin(180^\circ - \mu)} = \frac{\sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin \mu}.$$

Аналогично можно вычислить и другие функции (см. прил. 2).

Таким образом, для вычисления передаточных функций можно привлечь программно-вычислительную технику, а программы отладить с помощью планов положений и повернутых треугольников скоростей.

Мы рассмотрели порядок кинематического исследования простейших четырехзвенных механизмов. Передаточные механизмы машин, состоящие из двух и более простых механизмов, могут представлять определенные сложности. Порядок вычисления передаточных функций в этом случае может быть существенно упрощен, если воспользоваться преобразованием вида:

$$\frac{V_5}{\omega_1} = \left(\frac{V_5}{\omega_3} \right) \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right).$$

Например, на рис. 4.8, в полученном преобразовании ω_3 – угловая скорость звена BCE , присоединяющего ведомый тангенсный механизм CD_3D_4F к ведущему шарнирному четырехзвеннику $OABC$.

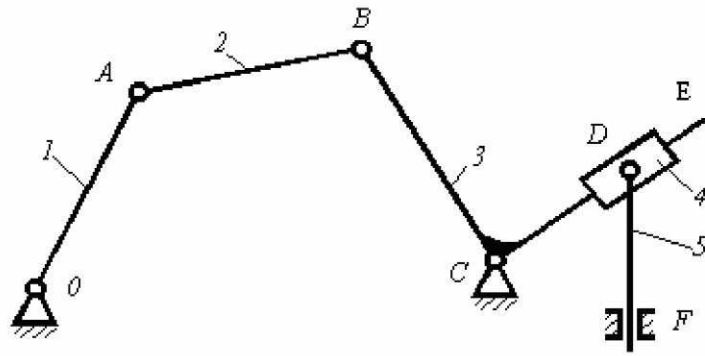


Рис. 4.8. Рычажный шестизвенник

Простота рассмотренной методики кинематического анализа передаточного механизма существенно не зависит от степени его сложности. Она сочетает наглядность геометрических методов с простотой математического аппарата, что необходимо при отработке программ в практике выполнения студентами проектов по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов».

5. ПРОСТЕЙШИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ И СИНТЕЗА

Простейшие механизмы описаны в п. 2.2. Рассмотрим наиболее распространенные функциональные их схемы – зубчатых, рычажных и кулачковых механизмов.

5.1. Стандартное прямозубое эвольвентное цилиндрическое зубчатое зацепление. Устройство и кинематика

Прямозубое эвольвентное цилиндрическое зубчатое зацепление изобретено Л. Эйлером и является основой для понимания устройства и работы других одноступенчатых зубчатых передач с неподвижными осями колес. Рассмотрим это зацепление с необходимыми подробностями.

Элемент зацепления – колесо имеет форму цилиндра, на боковой поверхности которого с равным угловым шагом нарезаны одинаковые по форме зубья. В сечении плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса, зубья располагаются между двумя концентрическими окружностями – впадин диаметром d_f и выступов диаметром d_a . Между ними располагается делительная окружность, которая делит зуб на головку и ножку. Длина этой окружности:

$$c = \pi \times d = p \times z,$$

где p – делительный окружной шаг зубьев [мм];

z – число зубьев.

Отсюда делительный диаметр:

$$d = \frac{p \times z}{\pi} = m \times z, \quad (5.1)$$

где $m = \frac{p}{\pi}$ – модуль – рациональное число [мм]. Модуль по делительной окружности – стандартная величина.

Через модуль выражаются все линейные размеры нулевого (некорригированного) зубчатого колеса.

Делительный диаметр определяют по формуле (5.1).

Шаг зуба определяют как

$$p = \pi m.$$

Толщина зуба по делительной окружности S и ширина впадины l :

$$S = l = 0,5p.$$

Высота головки зуба h_a и ножки h_f составляют:

$$h_a = h_a^* \cdot m; \quad h_f = (h_a^* + c^*)m,$$

где для колес общего машиностроения коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора.

Таким образом, диаметры окружностей выступов и впадин колеса составляют:

$$d_a = d + 2h_a; \quad d_f = d - 2h_f.$$

Боковой профиль зуба колеса – эвольвентный. Эвольвенту описывает точка M (рис. 5.1), закрепленная на прямой MK (воспроизводящая прямая), при качении без проскальзывания этой прямой по неподвижной окружности (основная окружность).

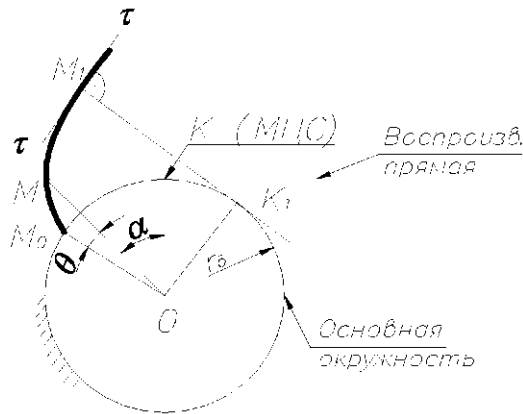


Рис. 5.1. Схема образования боковой поверхности эвольвентного зуба

Из кинематики следуют основные свойства эвольвенты:

1. Эвольвента расположена вне основной окружности (внутри ее не может быть).

2. Отрезок MK является радиусом кривизны эвольвенты в произвольной точке M и ее нормалью в этой точке. Отрезок M_1K_1 , проведенный через любую точку M_1 эвольвенты касательно к основной окружности, является радиусом кривизны эвольвенты в точке M_1 .

3. Нормаль к эвольвенте в любой точке M_1 касается основной окружности в точке K_1 .

4. Эвольвента – разворачивающаяся кривая, поскольку радиус кривизны $MK = r_b \times \operatorname{tg} \alpha$ по мере возрастания α неограниченно увеличивается (α – угол развернутости эвольвенты в точке M), r_b – радиус основной окружности.

Получим уравнение эвольвенты:

$$\cup M_0K = (\overline{MK}),$$

или

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

откуда

$$\theta = \text{tg}\alpha - \alpha = \text{inv}\alpha \quad (5.2)$$

инволюта α ($\text{inv } \alpha$) – табличная функция, а θ – эвольвентная функция угла α .

Из рис. 5.1 полярный радиус:

$$\rho = OM = \frac{r_b}{\cos\alpha}. \quad (5.3)$$

Выражения (5.2) и (5.3) – параметрические (параметр α) уравнения эвольвентного профиля в полярных координатах с полярной осью M_0O и полярным (эвольвентным) углом θ .

5. При возрастании r_b радиус кривизны эвольвенты MK увеличивается при любых α , а при $r_b = \infty$ он составляет $\overline{MK} = \infty$,

Таким образом, у зубчатой рейки боковая поверхность эвольвентного зуба очерчена прямой. Это имеет большое значение при конструировании зуборезного инструмента.

Зубчатые передачи пришли на смену фрикционным (рис. 5.2).

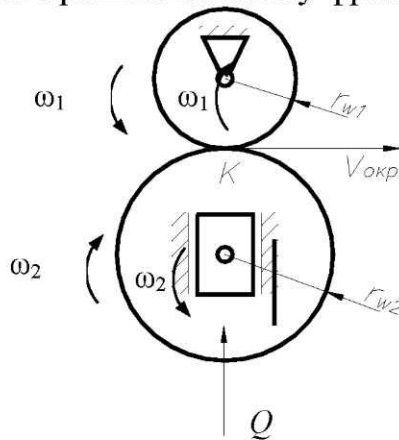


Рис. 5.2. Кинематика фрикционной передачи

Если пренебречь скольжением, то: $V_{окр} = \omega_1 \times r_{w1} = \omega_2 \times r_{w2}$, откуда

$U_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ – передаточное отношение от ведущего колеса 1 (шестерни) к ведомому колесу (называется колесом):

$$U_{1-2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \text{const},$$

если радиусы r_{w1} и r_{w2} не изменяются.

Передаточное отношение – отношение угловых скоростей – является основным кинематическим параметром любой передачи. Оно показывает, сколько оборотов нужно сделать ведущему колесу для одного оборота ведомого колеса, либо во сколько раз передача снижает обороты.

Во фрикционной передаче, чтобы передать значительные мощности, необходима большая сила прижатия катков Q . Но сила Q ограничена контактной прочностью материалов в точке K .

В зубчатых передачах не требуется большой силы Q , т.к. передача усилия осуществляется боковыми поверхностями зубьев (а не за счет сил трения).

У зубчатых колес окружности радиусов r_{w1} и r_{w2} являются воображаемыми; их называют начальными. Эти окружности перекатываются друг по другу без скольжения и служат центроидами в относительном вращении. Введем в зацепление два эвольвентных профиля (рис. 5.3). K – точка контакта эвольвентных профилей зубьев.

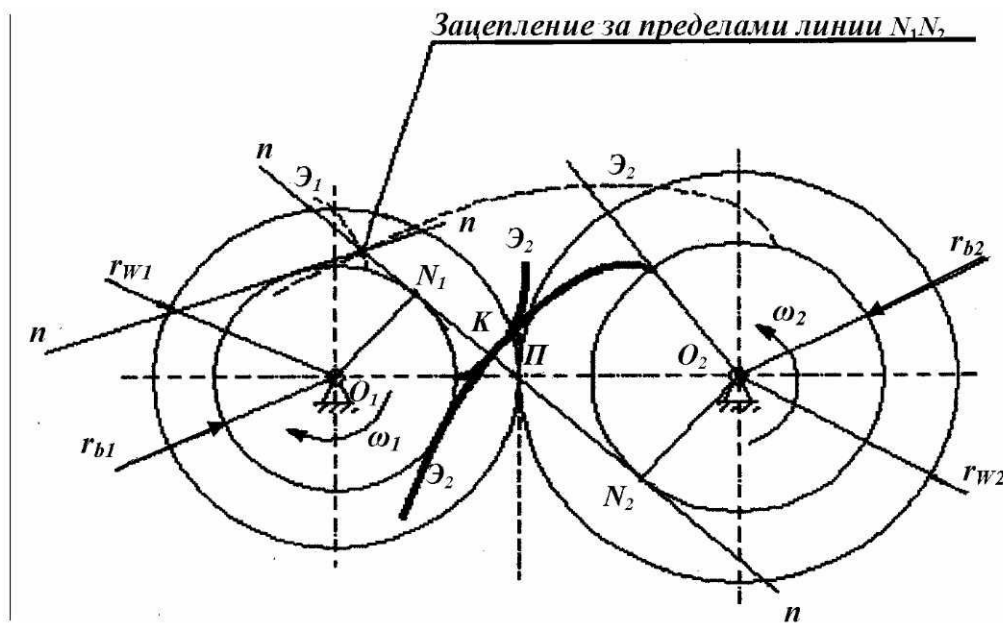


Рис. 5.3. Кинематика эвольвентного зацепления

Эвольвенты – гладкие прямые, т.е. имеют общую касательную и общую нормаль. Две полунормали к ним в точке K касаются основных окружностей и являются общей нормалью к эвольвентам в точке их касания. Перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 – радиусы r_{b1} и r_{b2} основных окружностей.

Вдоль общей нормали N_1N_2 передаются силы между зубьями. Общая нормальная скорость:

$$V_n = \omega_1 \times (O_1N_1) = \omega_2 \times (O_2N_2)$$

направлена по линии зацепления N_1N_2 .

Отсюда:

$$U_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}.$$

Но, из подобия прямоугольных треугольников $O_1 P N_1$ и $O_2 P N_2$ следует:

$$\frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} = \frac{O_2 P}{O_1 P} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = U_{1-2}.$$

Поэтому:

1. Точка P – полюс зацепления ($O_1 P$ и $O_2 P$ – начальные радиусы r_{w1} и r_{w2} колес).

2. Чтобы боковые профили зубьев обеспечивали постоянство передаточного отношения, общая нормаль к ним в точках зацепления должна проходить через полюс зацепления P (основной закон зацепления).

3. Передаточное отношение определяется отношением $\frac{r_{b2}}{r_{b1}}$, и не меняется, если

$$\frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \text{const}.$$

4. С изменением межосевого расстояния в безззорном эвольвентном зацеплении меняется лишь угол зацепления α_w .

Для нулевых колес $\alpha_0 = 20^\circ$. По условию, что шаги (модули) как и распределение шага между толщиной выступа и шириной впадины по начальным окружностям должны быть одинаковы, на роль последних могут претендовать лишь делительные окружности.

Поэтому:

$$U_{1-2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{0,5 \times d_2}{0,5 \times d_1} = \frac{m \times z_2}{m \times z_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточному отношению пары колес приписывают знак:

«+» – вращаются в одном направлении (при внутреннем зацеплении);
«-» – вращаются в противоположных направлениях (при внешнем зацеплении).

При зацеплении боковых поверхностей зубьев, точка их контакта перемещается по общей касательной к основным окружностям колес, которая называется линией зацепления. Кинематически передача движения от одного эвольвентного зуба к другому аналогична передаче его нерастяжимой нитью с катушки радиусом r_{b1} на катушку радиуса r_{b2} . Вдоль этой нити передаются усилия, как и по линии зацепления. При изменении межосе-

вого расстояния передаточное отношение не изменяется, т.к. радиусы «катушек» при этом не изменяются, но изменяется наклон «нити» к линии межосевого расстояния O_1O_2 (т.е. изменяется угол зацепления α).

5.1.1. Качественные показатели прямозубого (эвольвентного) зубчатого зацепления

Участок N_1N_2 линии зацепления, расположенный между точками касания с основными окружностями колес, называется *теоретической линией зацепления*. Часть теоретической линии зацепления в пределах досягаемости ее зубьями (размещается между окружностями выступов колес) называется *активной линией зацепления*. Если активная линия зацепления выходит за пределы теоретической, передачу заклинивает из-за нарушения основного закона зацепления. Он соблюдается лишь в пределах теоретической линии зацепления. Чтобы он соблюдался за пределами этой линии (на рис. 5.3 в точке A), направление кривизны зуба \mathcal{E}_1 необходимо мгновенно изменить на противоположное (что невозможно).

Коэффициентом перекрытия зубчатой передачи называется отношение времени зацепления одной пары зубьев ко времени поворота их на один угловой шаг.

$$\varepsilon = \frac{l_3}{t} \quad (5.4)$$

Если $\varepsilon < 1$, то будут перерывы в зацеплении, и передача будет стучать; если $\varepsilon = 1$, то продолжительность зацепления и угол поворота на угловой шаг зубьев – одинаковы. Тогда из-за зазоров в зацеплении передача будет также работать со стуками. Величина ε должна быть не менее 1,0. В зацеплении находятся то одна, то две пары зубьев. Например, при $\varepsilon = 1,6$, одна пара зубьев находится в зацеплении все время, а вторая пара подключается к ней на 60 % времени.

Продолжительность зацепления одной пары зубьев можно измерить временем «перемотки нити» на участке l_3 (длина активной линии зацепления):

$$t_3 = \frac{l_3}{\omega_1 \cdot r_{b1}}$$

Время поворота t_3 можно найти как

$$t_3 = \frac{2\pi}{z_1 \cdot \omega_1}$$

После подстановки в (5.4) получим:

$$\varepsilon = \frac{l_3 \cdot z_1 \cdot \omega_1}{\omega_1 \cdot r_b \cdot 2\pi} = \frac{l_3}{p_b} = \frac{l_3}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_0}$$

5.1.2. Способы изготовления прямозубых эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. Способ обката

Существует 3 способа изготовления зубчатых колес:

1. Способ копирования.
2. Способ накатки зубьев.
3. Способ обката.

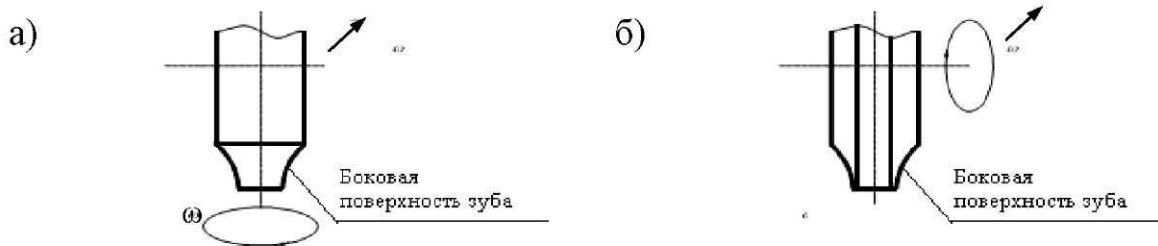


Рис. 5.4. Схемы фрез для нарезания впадин зубьев:
а) пальчиковой; б) дисковой

1. При копировании изготавливают дисковую (рис. 5.4), либо пальчиковую фрезу, имеющую форму впадины между зубьями.

Недостаток: малая производительность и малая точность из-за того, что форма впадины определяется модулем и числом зубьев. Выходят из положения так: изготавливают 8 фрез для каждого модуля, и зубья нарезают независимо от числа z . При этом U_{1-2} не является постоянным. Возникают вибрации и биения, что должно быть в допустимых пределах. Такой способ широко применяется в ремонтном производстве.

2. Способ накатки применяют при возможности размягчения заготовки, например, если она из термопластичной смолы. Инструмент – зубчатая рейка с зубьями для формирования впадин колеса. У рейки боковые поверхности зубьев прямолинейные. Это упрощает процесс их затачивания, а заготовку выполняют по окружности выступов и свободно закрепляют на оправке. Инструмент вдавливают в заготовку по всей высоте зуба и сообщают ему движение поперек поверхности зуба. На заготовке получают зубья с модулем инструментальной рейки.

3. Способ обкатки аналогичен предыдущему способу и применяется для твердых материалов. Рейка инструмента (рис. 5.5, 5.6) с заточенными прямолинейными боковыми кромками подается вплотную к заготовке, а затем ее дальнейшее продвижение осуществляют небольшими продольными перемещениями, сопровождаемыми движением строгания заготовки

в направлении образующих боковых поверхностей зубьев. При этом заготовка получает движение от самостоятельного привода, обеспечивающего качение без скольжения делительной окружности заготовки по делительной прямой (ДП) инструментальной рейки $V = \omega \cdot r$. Кроме зубчатой рейки используются также долбяки для колес с внутренними зубьями, червячные фрезы, которые представляют совокупности радиально расположенных инструментальных зубчатых реек, движение строгания которых осуществляется при вращении фрезы.

Преимущества метода: можно одним инструментом нарезать все колеса одного модуля, высокая точность и производительность.

Недостаток: требуется специальное оборудование.

По способу обкатки эвольвентные зубчатые колеса с твердыми зубьями, очерченными по эвольвенте, изготавливают режущим инструментом речного типа, в основу которого положен инструментальный производящий контур – ИПК (рис. 5.5). Размеры ИПК стандартизированы.

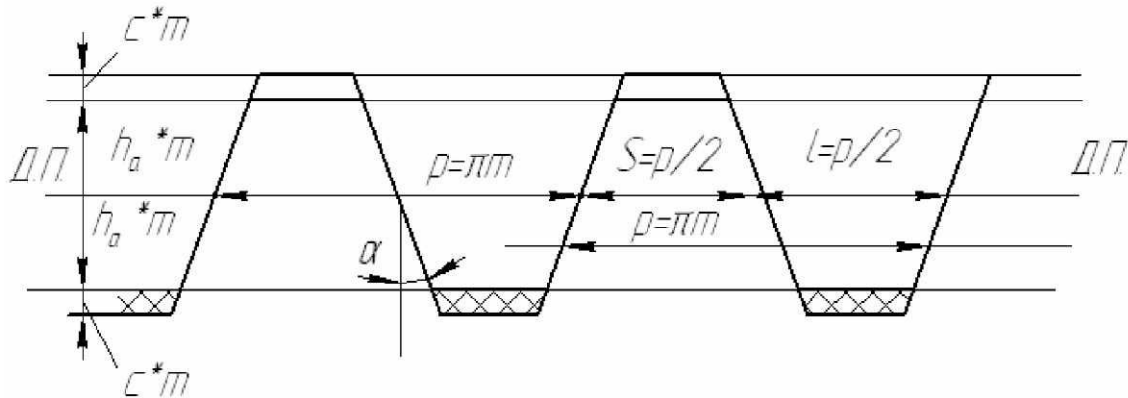


Рис. 5.5. Исходный производящий контур (ИПК)

Контур имеет зубья, очерченные правильной прямолинейной трапецией, расположенные симметрично по обе стороны прямой, которую называют делительной (ДП). Шаг зубьев по любой прямой, параллельной делительной – одинаков и составляет

$$p = \pi \cdot m,$$

где m (мм) – стандартный модуль инструмента. По делительной прямой (ДП) толщина зуба ИПК и ширина впадины одинаковы:

$$S = l = \frac{p}{2}.$$

Две параллельные прямые, образующие основание трапеций отстоят от делительной прямой на высоту головки зуба $h_a^* \cdot m$ (для стандартных колес общего машиностроения коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$).

Имеются еще две прямые, параллельные делительной прямой, увеличивающие высоту головки и ножки зуба на величину зазора в эвольвентном зацеплении, равного $c = c^* \cdot m$ (c^* – коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$). Одна прямая увеличивает высоту зуба ИПК до высоты ножки зуба у нарезаемого колеса, вторая образует зазор колеса и инструмента для предотвращения затирания. Эти дополнительные приливы зубьев ИПК с зубьями нарезаемых колес эвольвентного зацепления не имеют. Их очерчивают дугами окружности радиусом $\rho = 0,8m$. Прямолинейные боковые профили зубьев ИПК участвуют в эвольвентном зацеплении и заточка их затруднений не представляет.

В процессе изготовления зубьев ИПК на каждое свое движение продольной подачи (над заготовкой вдоль ДП) совершает движение строгания в направлении оси зуба. Угол зацепления ИПК с заготовкой (угол станочного зацепления) определяется углом наклона боковых поверхностей режущих кромок и по стандарту составляет $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$.

5.1.3. Кинематика нарезания эвольвентных зубьев инструментальной рейкой. Корригирование

На рис. 5.6 изображен процесс нарезания эвольвентных зубьев нулевого зубчатого колеса стандартным режущим инструментом.

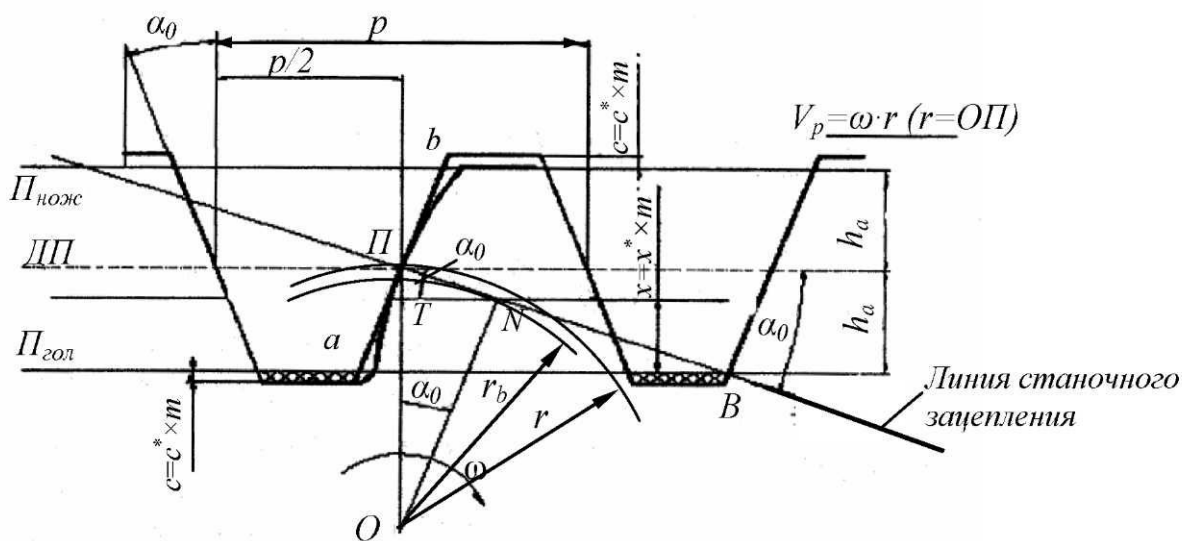


Рис. 5.6. Нарезание эвольвентных зубьев методом обкатки

Делительная прямая инструментальной рейки катится без скольжения по делительной окружности колеса, что обеспечивается равенством

$$\omega \cdot (OP) = V_p,$$

где V_p – скорость продольной подачи инструментальной рейки.

В то же время линия станочного зацепления перекачивается по основной окружности (радиус r_b), перенося скрепленную с этой линией режущую кромку ab инструмента. Прямая ab , жестко связанная с линией станочного зацепления а полюсе Π , огибает эвольвентный профиль зуба рейки, а расположенная по линии ab режущая кромка инструмента при дополнительных (поперечных) движениях резания эту поверхность выстрагивает. Указанная поверхность есть боковая поверхность зуба.

Обозначим m – модуль инструментальной рейки, c^* – коэффициент радиального зазора, Π – полюс зацепления, α_0 – угол станочного зацепления, z – число зубьев нарезаемого колеса, $OP = r = m \cdot z$.

С уменьшением делительного радиуса нарезаемого колеса OP (при необходимости уменьшить число зубьев z) точка N – конец теоретической линии станочного зацепления все больше приближается к полюсу Π и удаляется от конца B практической линии зацепления. Основным закон все более нарушается и подрез зубьев (рис. 5.7) у ножки увеличивается. Подрез ослабляет зуб в частности при работе на изгиб.

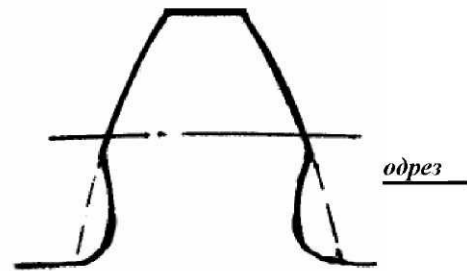


Рис. 5.7. Подрезанный зуб

Для того чтобы устранить подрез, рейку сдвигают от центра нарезаемого колеса на величину сдвига $x = x^* \cdot m$, x^* – коэффициент сдвига, при котором прямая головок $\Pi_{гол}$ пройдет через конец теоретической линии зацепления N и по всей линии зацепления будет удовлетворяться «основной закон зацепления» (рис. 5.6).

Из треугольника $N\Pi T$ (рис. 5.6) имеем:

$$\Pi T = h_\alpha - x = OP \cdot \sin \alpha_0 \cdot \sin \alpha_0$$

или

$$m \times h_\alpha^* - x^* \cdot m = \frac{m \cdot z}{2} \cdot \sin^2 \alpha_0.$$

Откуда при $h_\alpha^* = 1$ и $\alpha_0 = 20^\circ$ находим:

$$x^* = \frac{17 - z}{17}. \quad (5.5)$$

Полученное соотношение показывает:

должно быть $x > 0$, если требуется $z < 17$ и может быть $x = 0$, если $z \geq 17$.

При $z > 17$ возможен сдвиг рейки к центру колеса для исправления параметров передачи (например, уменьшения угла зацепления α_w , увеличения коэффициента перекрытия ε и др.).

5.1.4. Цилиндрические передачи с корригированными зубьями

При смещении инструментальной рейки относительно центра нарезаемого колеса по делительной окружности ($d = m \times z$) перекачивается другая (не делительная) прямая рейки и, хотя шаг зубьев p остается прежним, распределение шага между толщиной зуба и шириной впадины по делительной окружности изменяется. Как следует из рис. 5.8

$$S_W = \frac{p}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot x^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.6)$$

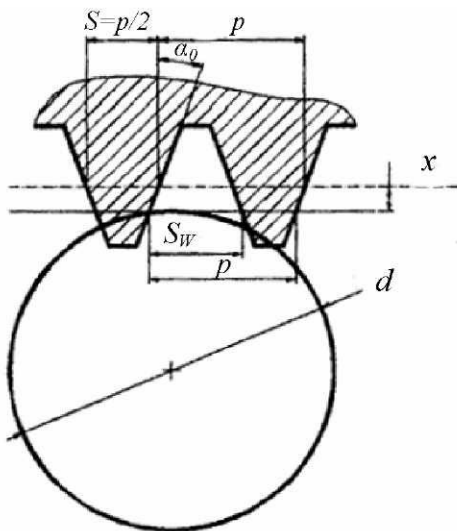


Рис. 5.8. К определению делительной толщины зуба

По этой причине корригированное колесо может войти в соприкосновение по делительным окружностям лишь с колесом того же модуля (шага), нарезанным со сдвигом той же величины, но обратного направления (по формуле (5.6) у него будет определяться ширина впадины).

В остальных случаях касание с корригированным колесом по делительным окружностям невозможно, оно происходит по начальным окружностям (радиусы r_{W1} и r_{W2}).

Толщину зуба по начальной окружности S_W получим из рис. 5.9

$$S_W = r_W \cdot \left(\frac{S}{r} + 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha - 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_W \right).$$

Подставляя сюда выражения $S = \frac{p}{2}$, $r = 0,5 \cdot m \cdot z$ и $r_W = \frac{p_W \cdot z}{2 \cdot \pi}$, (p_W – шаг по начальной окружности), после преобразований будем иметь:

$$S_w = \frac{p_w}{\pi} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 + z \cdot (\operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_w) \right].$$

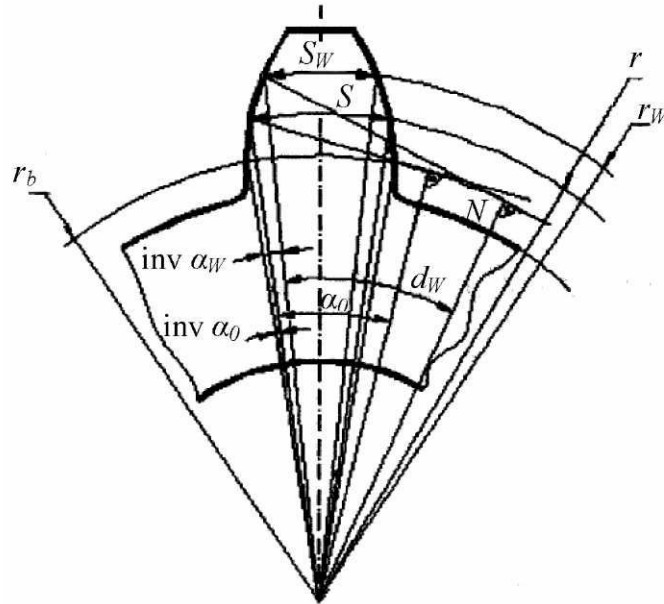


Рис. 5.9. К определению начальной толщины зуба

Для начальных окружностей сумма толщин зубьев колес передачи равна шагу:

$$S_{W1} + S_{W2} = p_W,$$

отсюда, после подстановки S_{W1} и S_{W2} и преобразований, получим:

$$\text{inv} \alpha_W = \text{inv} \alpha_0 + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg} \alpha_0. \quad (5.7)$$

Из рисунка (5.9):

$$r_{W1} = \frac{m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot \cos \alpha_W}, \quad r_{W2} = \frac{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot \cos \alpha_W}.$$

Следовательно, межосевое расстояние:

$$a_W = r_{w1} + r_{w2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot \cos \alpha_W} = a + y \cdot m, \quad (5.8)$$

где $a = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2)$ – делительное межосевое расстояние. С учетом этого, коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} - 1 \right).$$

Радиусы окружностей впадин r_f получают из условия, что делительная головка зуба инструмента, равная по высоте $(h^* + c^*) \cdot m$, при обработке входит внутрь делительной окружности на величину $(h^* + c^* - x^*) \cdot m$:

$$\begin{aligned} r_{f1} &= 0,5 \cdot m \cdot z_1 - (h^* + c^* - x_1^*) \cdot m, \\ r_{f2} &= 0,5 \cdot m \cdot z_2 - (h^* + c^* - x_2^*) \cdot m. \end{aligned}$$

Радиусы окружностей вершин (радиусы заготовок) определяют из условия получения радиального зазора $c^* \cdot m$ в зацеплении:

$$\begin{aligned} r_{\alpha 1} &= a_W - r_{f2} - c^* \cdot m, \\ r_{\alpha 2} &= a_W - r_{f1} - c^* \cdot m. \end{aligned} \quad (5.9)$$

По формулам (5.6) – (5.9) находят размеры корригированных колес и передач. При необходимости вписаться в заданное межосевое расстояние (при ремонте) вначале из (5.8) находят α_W , затем из (5.7) сумму $x_1 + x_2$, затем эту сумму распределяют между x_1 и x_2

5.2. Цилиндрические передачи с косыми зубьями. Зацепление Новикова

У прямозубых передач коэффициент перекрытия ε не превышает $\varepsilon = 2,0$. При необходимости повысить силовые возможности передачи зуб делают косым. Таким образом ε может быть увеличено до 10.

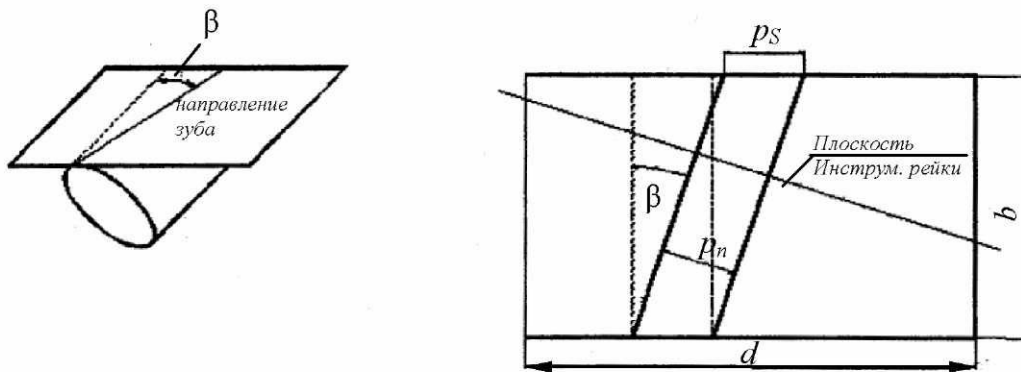


Рис. 5.10. Геометрия косозубого зубчатого колеса:
а) образование боковой поверхности зуба;
б) развертка боковой поверхности делительного цилиндра

Если делительный цилиндр косозубого колеса развернуть на плоскость, то направление зубьев будет таким, как показано на рис. 5.10: p_s – торцевой шаг зубьев, p_n – нормальный шаг (шаг инструмента). Нормальный модуль (стандартный):

$$m_n = \frac{p_n}{\pi}.$$

Торцевой модуль:

$$m_s = \frac{p_s}{\pi} = \frac{p_n}{\pi \times \cos \beta},$$

где β – угол наклона зуба (у обычных косозубых колес не превышает 20°).

Диаметры зубчатого колеса и шаг зубьев определяются по торцевому модулю (m_S):

$$d = m_S \cdot z \quad p_S = \pi \cdot m_S.$$

Высоту головки и ножки определяет нормальный модуль:

$$h_a = h_a^* \times m_n \quad \text{и} \quad h_f = (h_a^* + c_0^*) m_n.$$

Коэффициент перекрытия представляет собой отношение времени зацепления пары зубьев к времени поворота колеса на один угловой шаг зубьев.

$$\varepsilon = \frac{t_3}{t} = \frac{l_3}{p_S},$$

где l_3 – дуга зацепления по делительной окружности, на которую поворачиваются зубья при зацеплении их пары.

В отличие от прямозубых колес, зубья косозубых колес входят в зацепление не сразу по всей длине зуба, а постепенно, что становится очевидным, если колесо разрезать на множество пластинок толщиной ΔB (рис. 5.11) ($\sum \Delta B = B$, B – ширина колеса.)

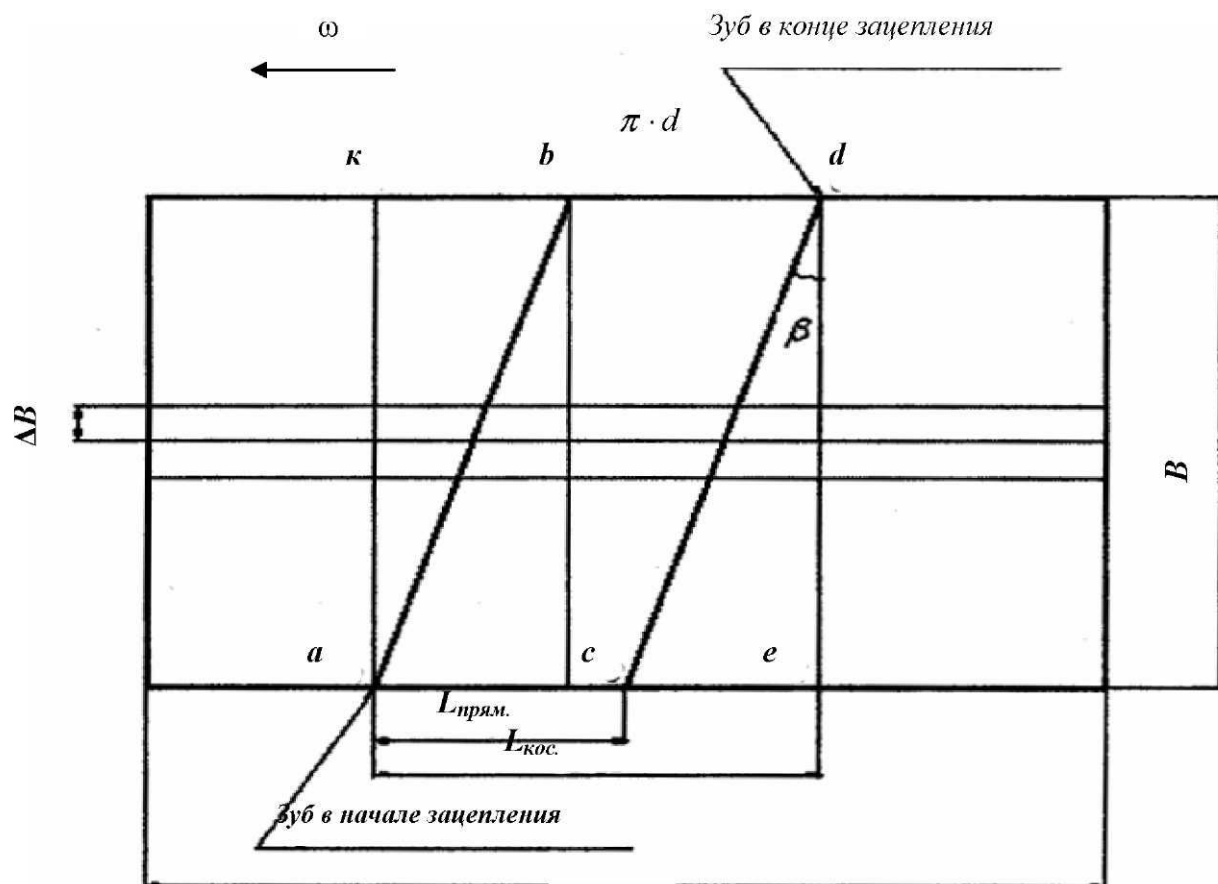


Рис. 5.11. Кинематика косозубого зацепления

a – начало зацепления;

b – зацепление зуба по всей длине;

c – начало выхода из зацепления;

d – окончательный выход зуба из зацепления.

$L_{\text{прям}}$ и $L_{\text{кос}}$ – длины дуг зацепления у колес прямозубого и соответствующего косозубого. Поэтому у них:

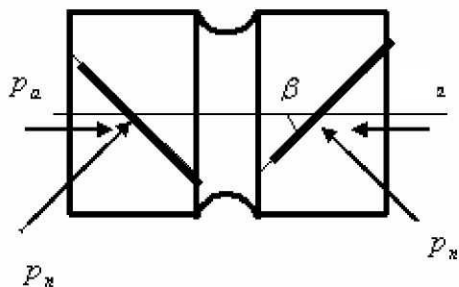
$$\epsilon_{\text{кос}} = \epsilon_{\text{прямозуб}} + \Delta\epsilon,$$

где $\Delta\epsilon = B \times \text{tg}\beta / p_s$ – увеличение коэффициента перекрытия.

Таким образом, второе слагаемое – добавка к коэффициенту перекрытия – возникает за счет ширины B и изменения направления зуба. Чем больше B , тем больше добавка. Добавка увеличивается с увеличением β . Однако при этом возрастает осевая составляющая силы в зацеплении. Приходится применять радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники, что снижает быстроходность вала. Для нейтрализации осевых составляющих сил непосредственно на теле колеса используют шевронные колеса (рис. 5.12) с углом наклона зуба β до 45° . Напомним:

$$\Delta\epsilon = \frac{B \cdot \text{tg}\beta}{p_s},$$

поэтому ширина косозубого колеса B обычно большая. Увеличивая B , достигают увеличения ϵ до 10.



Минимальное число зубьев без подреза:

$$z_{\text{min}} = 14$$

Рис. 5.12. Косозубое колесо с шевронным зубом

Принцип постепенности входа в зацепление и выхода из него зубьев косозубых зубчатых колес использован в зацеплении Новикова, в котором зубья друг по другу перекатываются без скольжения. При этом профили этих зубьев могут быть очерчены взаимоогibaемыми дугами окружности, что существенно повышает нагрузочную способность передачи, но порождает повышенную чувствительность к ошибкам межосевого расстояния колес.

Зацепление Новикова исключает величину $\epsilon_{\text{прямозуб}}$, и у него $\epsilon = \Delta\epsilon$. Однако оно достигает значительной величины за счет непрерывности точечного зацепления зубьев.

У передач с косыми зубьями передаточное отношение вычисляется как обычно:

$$U = z_2/z_1.$$

5.3. Коническое зубчатое зацепление

Коническая передача используется, когда оси валов пересекаются. У конических колес вместо начальных цилиндров – начальные конусы с вершинами в точке пересечения осей валов. Зубья конических колес образуются по эвольвентам, расположенным на поверхности шара с центром в точке О. Модули зубчатых колес являются стандартными на поверхности наружных дополнительных конусов, образующие которых перпендикулярны образующим начальных конусов (рис. 5.13).

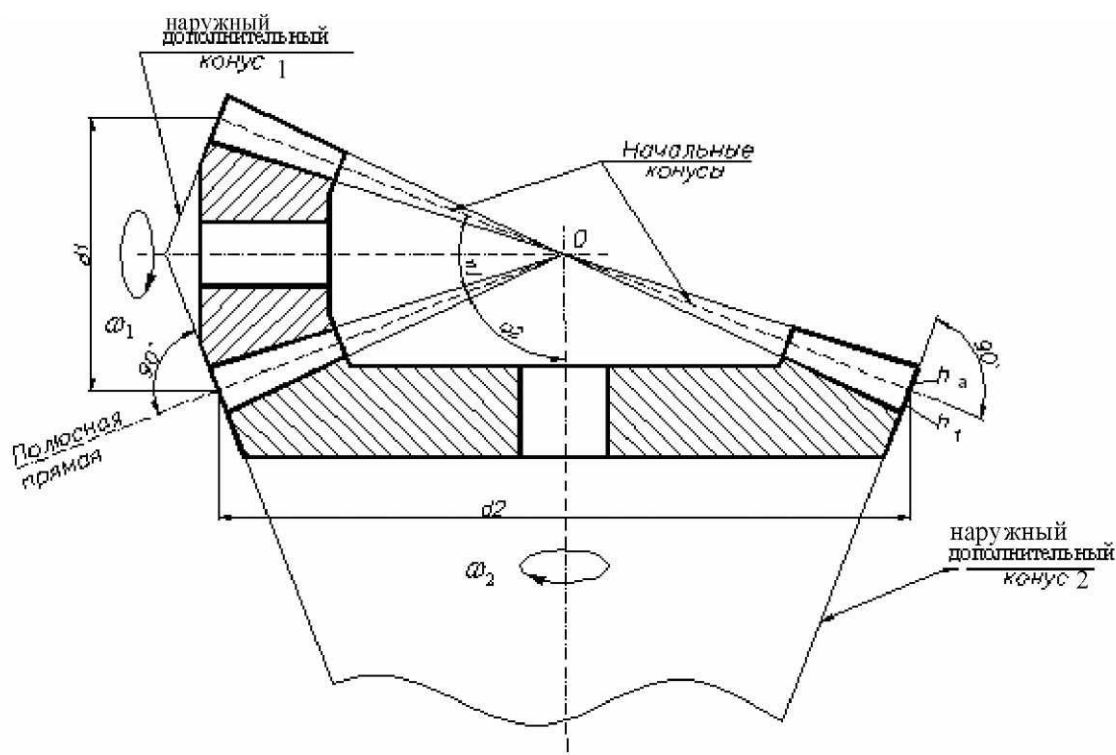


Рис. 5.13 Геометрия и кинематика конического зацепления

Делительные диаметры:

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2.$$

Высота головки и ножки зуба:

$$h_a = m; \quad h_f = 1,2m.$$

Передаточное отношение конической передачи:

$$U_{1-2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Конические колеса изготавливают теми же методами, что и цилиндрические. При обкатке инструмент разрезают для возможности движения режущих кромок вдоль образующих делительного конуса, пересекающихся в вершине O (путем удаления и сближения режущих кромок).

5.4. Червячная передача

Эта передача представляет собой совокупность винта и гайки, разрезанной вдоль оси вращения и развернутой на цилиндр. Получается винтовая пара. В сечении пары плоскостью, содержащей ось червяка и перпендикулярной оси червячного колеса, червячное зацепление с Архимедовым червяком представляет собой зацепление эвольвентного колеса и зубчатой рейки, т.е. реечную передачу со стандартным модулем. Это позволяет выполнить зуборезный инструмент в виде вращающейся червячной фрезы, определить размеры червяка и червячного колеса (см. Лабораторную работу № 5).

При вращении червяка, делительная окружность колеса катится без скольжения по образующей делительного цилиндра червяка, как у обычной реечной передачи (рис. 5.14).

Пусть z_q – число заходов червяка, $h = p \times z_q$ – ход винтовой линии, p – шаг витков. При повороте червяка на угол $\varphi_q = 2 \times \pi$, делительная окружность червячного колеса перекатывается по образующей делительного цилиндра червяка на величину хода h , и червячное колесо поворачивается на угол:

$$\varphi_k = \frac{h}{0,5 \times d_k} = \frac{2 \times h}{m \times z_k}.$$

Передаточное отношение:

$$U_{q-k} = \frac{\omega_q}{\omega_k} = \frac{\varphi_q}{\varphi_k} = \frac{2 \times \pi \times m \times z_k}{2 \times h} = \frac{2 \times p \times z_k}{2 \times p \times z_q} = \frac{z_k}{z_q}. \quad (5.10)$$

При $z_q = 1$ $U_{q-k} = z_k = U_{q-k_max}$

Делительные диаметры:

$$d_k = m \cdot z_k$$

$$d_q = q \cdot m$$

где $q = 8 \div 12$ – число модулей в делительном диаметре червяка (задают так, чтобы обеспечить жесткость).

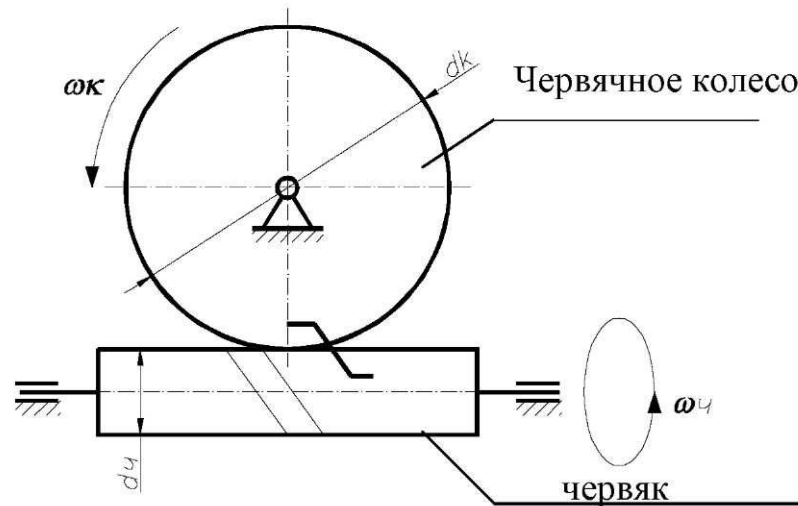


Рис. 5.14. Основы кинематики червячной передачи

5.5. Многоступенчатые зубчатые механизмы с неподвижными осями колес

Существует два вида таких механизмов:

1. С параллельным расположением ступеней пар колес.
2. Рядовое зацепление (с паразитными колесами).

Те и другие можно представить как многоступенчатые механизмы с последовательным преобразованием движения в отдельных ступенях.

В механизме с параллельными ступенями (рис. 5.15)

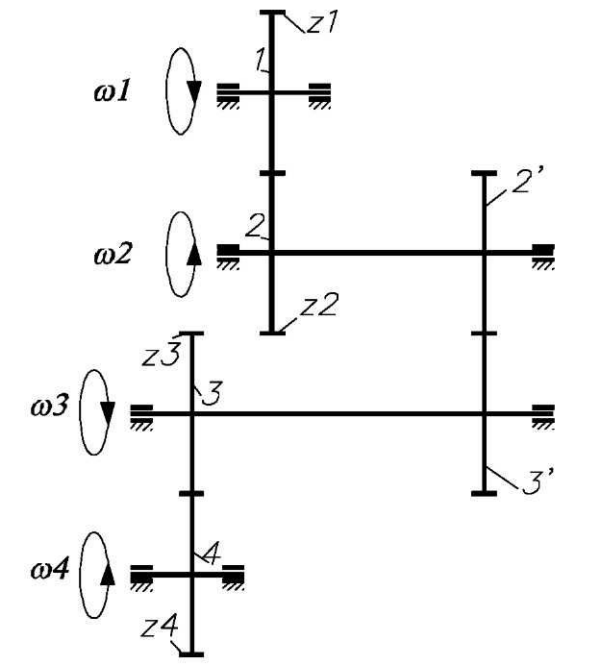


Рис. 5.15. Сложный зубчатый механизм с параллельными ступенями

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{1-2}}; \omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{2'-3'}} = \frac{\omega_1}{U_{1-2} \times U_{2'-3'}}; \omega_4 = \frac{\omega_1}{U_{1-2} \times U_{2'-3'} \times U_{3-4}},$$

следовательно:

$$U_{1-4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = U_{1-2} \times U_{2'-3'} \times U_{3-4}. \quad (5.11)$$

Таким образом, передаточное отношение механизма с параллельным зацеплением ступеней равно произведению передаточных отношений ступеней, последовательно преобразующих вращение, поступающее к механизму. В рассмотренном примере передаточное отношение будет иметь знак «-», т.е. валы 1 и 4 вращаются в различных направлениях.

Механизм с неподвижными осями колес и с паразитными колесами представлен на рис. 5.16.

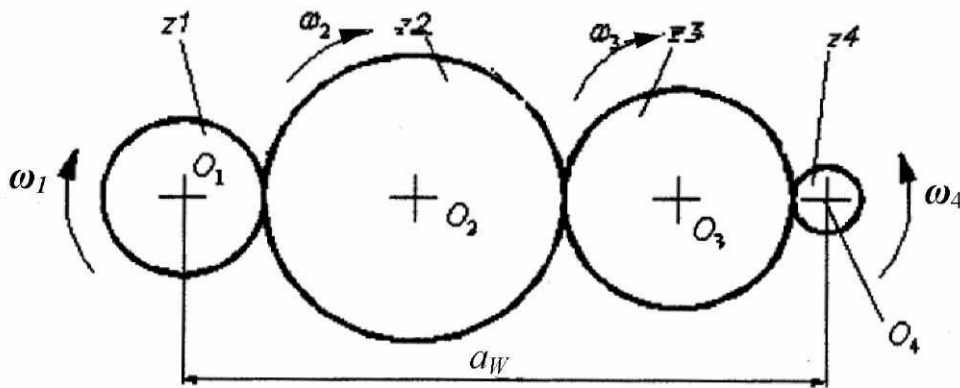


Рис. 5.16. Сложный зубчатый механизм с паразитными колесами

Отличие этого вида механизмов от предыдущих состоит в том, что валы, центрирующие зубчатые колеса, на нагрузку и вращение не передают, а являются поддерживающими (называют осями).

Преобразование угловой скорости ω_1 в угловую скорость ω_4 в этом механизме также можно рассматривать как последовательное преобразование вращения парами колес z_1, z_2 , затем z_2, z_3 , а после z_3, z_4 .

Следовательно, как и в предыдущем случае:

$$U_{1-4} = U_{1-2} \times U_{2-3} \times U_{3-4}.$$

Однако в данном случае эта формула может быть упрощена. Если передаточные числа заменить отношением чисел зубьев, то получим:

$$U_{1-4} = \left(\frac{-z_2}{z_1} \right) \times \left(\frac{-z_3}{z_2} \right) \times \left(\frac{-z_4}{z_3} \right) = -\frac{z_4}{z_1}. \quad (5.12)$$

Т.е. передаточное отношение рядового зацепления по модулю определяется числами зубьев входного и выходного зубчатых колес, и лишь

знак зависит от промежуточных колес. Поэтому промежуточные колеса называют паразитными. Паразитные колеса не только изменяют направление вращения, но и уменьшают габариты передачи, а также ее массу.

5.6. Эпициклические механизмы и передачи

Они бывают дифференциальными, планетарными и замкнутыми дифференциальными.

Устройство этих трех видов передач аналогично: в их состав входят зубчатые колеса с подвижными и неподвижными осями вращения. В основу положен дифференциальный механизм.

5.6.1. Дифференциальные зубчатые механизмы.

Устройство и кинематика

Пусть мы имеем два соосных, независимых друг от друга центральных зубчатых колеса z_1 и z_2 – одно с внешними, другое с внутренними зубьями (рис. 5.17).

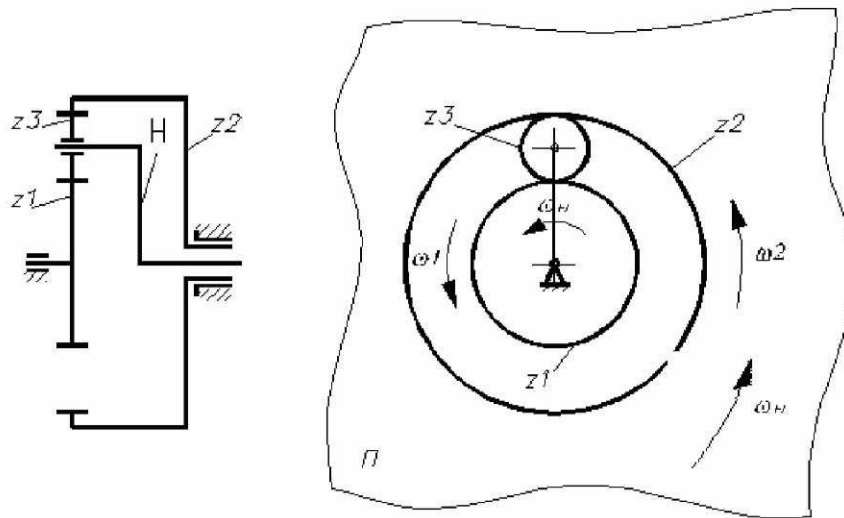


Рис. 5.17. Обращение движения в дифференциальном механизме

Такая механическая система имеет две степени свободы ($W = 2$). Независимо от положения колес радиальный зазор между их делительными окружностями одинаков. Поэтому в этот зазор можем ввести зубчатое колесо z_3 (сателлит), который не изменит фактическую степень подвижности ($W = 2$). Сателлит является пассивной связью, т.к. сможет произвольно перекачываться в зазоре, не связывая независимое вращение колес Z_1, Z_2 . Сателлитов, как правило, несколько. Как бы не располагался сателлит, рас-

стояние от его центра до оси колес не меняется, поэтому можно ввести рычаг – водило H , снимающий движение с оси сателлита при вращении вокруг оси центральных колес.

Полученный механизм по-прежнему обладает двумя степенями свободы и является дифференциальным. Он позволяет сложить угловые скорости ω_1 , ω_2 и получить угловую скорость ω_H как результат этого сложения. По принципу суперпозиции:

$$\omega_H = \omega_1 \frac{1}{U_{1-H}^{(2)}} + \omega_2 \frac{1}{U_{2-H}^{(1)}}, \quad (5.13)$$

где $U_{1-H}^{(2)}$ и $U_{2-H}^{(1)}$ – передаточные отношения от центральных колес 1 и 2 к водилу H при независимом их вращении (одно вращается, другое закреплено). Чтобы раскрыть формулу (5.13), воспользуемся методом обращения движения. Для этого введем в рассмотрение плоскость Π , которая вращается вокруг оси центральных колес с угловой скоростью ω_H , и поместим на эту плоскость наблюдателя. Получим:

Таблица 5.1

Схема преобразования скоростей вращения звеньев

Для неподвижного наблюдателя угловая скорость звена	Для наблюдателя на плоскости Π угловая скорость звена
ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
ω_2	$\omega_2 - \omega_H$
ω_H	$\omega_H - \omega_H = 0$

При неподвижном водиле H (обращенный механизм) наблюдатель видит дифференциальный механизм таким, у которого оси колес неподвижны. Для него:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = U_{1-2}^{(H)}, \quad (5.14)$$

где для рассматриваемого механизма: $U_{1-2}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1}$.

Формула (5.14) – формула Виллиса.

Дифференциальные механизмы применяют, например, в автомобилях, чтобы на повороте колеса могли свободно вращаться одно относительно другого, самопроизвольно распределяя суммарную скорость водила ω_H в соответствии с (5.13).

5.6.2. Планетарные зубчатые механизмы.

Кинематика и синтез

Планетарные механизмы получают из дифференциальных путем закрепления одного из центральных колес. Закрепив, например, колесо 2 (рис. 5.18), в формуле (5.14) имеем $\omega_2 = 0$ и тогда с помощью формул (5.13) и (5.14) получим:

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{1-H}^{(2)} = 1 - U_{1-2}^{(H)}. \quad (5.15)$$

Закрепив колесо 1 (раскрепив колесо 2) можно получить:

$$\frac{\omega_2}{\omega_H} = U_{2-H}^{(1)} = 1 - U_{1-2}^{(H)}.$$

Сравнивая это с формулой (5.15) можно раскрыть суть уравнения (5.13).

Планетарные механизмы применяют для получения больших передаточных отношений.

Например, у механизма Давида (рис. 5.18) при

$$z_1 = 100; z_2 = 101; z_3 = 99; z'_3 = 100;$$

$$U_{1-2}^{(H)} = \frac{z_3}{z_1} \times \frac{z_2}{z'_3} = \frac{99 \times 101}{100 \times 100} = \frac{9999}{10000}.$$

Подставляя результат в формулу (5.16), получаем:

$$U_{1-H}^{(2)} = 1 - 0,9999 = 0,0001.$$

Т.е. угловая скорость от центрального колеса к водилу увеличивается в 10000 раз.

Рассмотренный механизм имеет $\eta < 0$ и является экспонатом Британского политехнического музея.

Синтез планетарного механизма сводится к подбору чисел зубьев, обеспечивающих основные требования к нему.

Важнейшее требование к планетарным механизмам – обеспечить заданное передаточное отношение $U_{1-H}^{(2)}$. Синтез начинают с выбора схемы передачи. Основные схемы плоских планетарных передач сводятся к четырем (рис. 5.19).

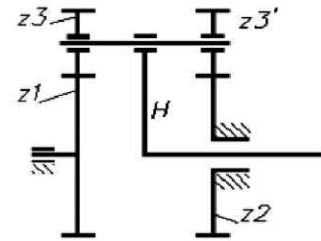
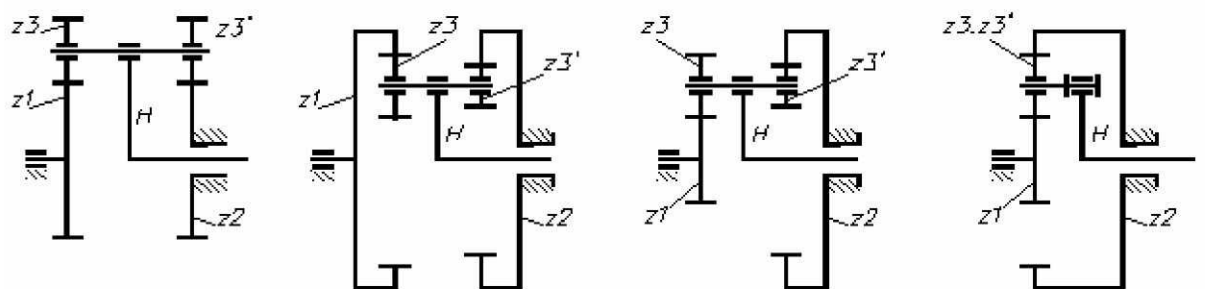


Рис. 5.18. Планетарная передача



a) внешнее
зацепление

$$U_{H-1}^{(2)} = 30 \div 10000$$

b) внутреннее
зацепление

$$U_{H-1}^{(2)} = 30 \div 10000$$

c) смешанное
зацепление

$$U_{1-H}^{(2)} \leq 15$$

d) частный
вид схемы(c)

$$U_{1-H}^{(2)} \leq 9$$

Рис. 5.19. Плоские планетарные передачи

Все схемы содержат два центральных соосных зубчатых колеса (одно закреплено), сателлитные блоки между ними и водило, на котором смонтированы сателлитных блоков. Различают механизмы по виду зацепления сателлитного блока с центральными колесами – внешнее, внутреннее и смешанное.

С увеличением передаточного отношения уменьшается КПД передачи. При невозможности получить необходимое передаточное отношение за счет одного механизма, применяют спаренные передачи. Предпочтительно применять двухрядную передачу типа (d), поскольку все колеса удастся разместить в едином закрытом корпусе со смазкой.

Выбрав схему, осуществляют кинематический синтез (подбор чисел зубьев). Числа зубьев должны удовлетворять следующим условиям синтеза:

1. Требуемое передаточное отношение

$$U_{1-H}^{(2)} = 1 - U_{1-2}^{(H)},$$

где передаточное отношение обращенного механизма для схем (a) – (d):

$$a) U_{1-2}^{(H)} = \frac{z_3}{z_1} \times \frac{z_2}{z_3'};$$

$$b) U_{1-2}^{(H)} = \frac{z_3}{z_1} \times \frac{z_2}{z_3};$$

$$c) U_{1-2}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1} \times \frac{z_2}{z_3'};$$

$$d) U_{1-2}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1}.$$

2. *Условие соосности.* По этому условию центральные колеса соосны с водилом.

В схеме а (рис. 5.19): $r_1 + r_3 = r'_3 + r_2$. Отсюда, если модули ступеней одинаковы, а колеса нулевые, получим $z_1 + z_3 = z'_3 + z_2$.

В схеме б при тех же условиях будем иметь $z_1 - z_3 = z_2 - z'_3$.

В схемах с) и д)

$$с) z_1 + z_3 = z_2 - z'_3;$$

$$д) z_1 + 2 \times z_3 = z_2.$$

3. *Условие соседства:*

Это условие устанавливает зависимость между числами зубьев и максимально возможным числом сателлитов.

Рассмотрим одну ступень (рис. 5.20).

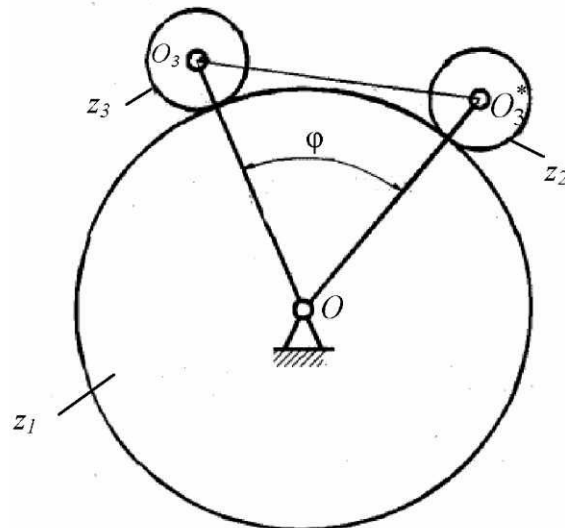


Рис. 5.20. К условию соседства сателлитов

Два соседних сателлита не должны выступами зубьев задевать друг друга, т.е. должно быть $O_3O_3^* > 2 \times r_{a3}$.

Пусть k – число сателлитов. Их угловой шаг:

$$\varphi = \frac{2 \times \pi}{k}.$$

Из равнобедренного треугольника OO_3O получаем

$$O_3O_3^* > 2 \cdot O_3O \times \sin \frac{\varphi}{2},$$

или

$$\sin \frac{\varphi}{2} < \frac{2r_{a3}}{2(r_1 + r_3)},$$

откуда после подстановок φ , r_1 , r_3 и r_{a3} получаем:

$$k < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{z_3 + 2}{z_1 + z_3}\right)}.$$

Проверяют вторую ступень передачи, выбирают наименьшее число k .

4. Условие сборки:

По этому условию число зубьев колес и число сателлитов должно быть таким, чтобы при равном их угловом шаге (условие уравновешенности механизмов) обеспечить сборку центральных колес с сателлитами.

Рассмотрим порядок сборки простейшего одноступенчатого планетарного механизма (рис. 5.21).

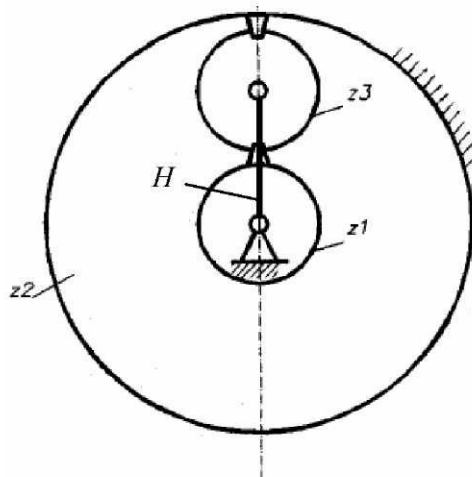


Рис. 5.21. К определению условия сборки

В зазор между центральными колесами z_1 и z_2 вводим сателлит z_3 и устанавливаем его на водиле H . Пусть k – число сателлитов, φ – угловой их шаг, $\varphi = \frac{2 \times \pi}{k}$. Закрепляем центральное колесо z_2 и поворачиваем водило H на угол $\varphi_H = \varphi$. Тогда первое колесо повернется на угол $\varphi_1 = \varphi_H \times U_{1-H}^{(2)}$. Чтобы условия для следующего сателлита повторились, первое колесо должно повернуться на целое число угловых шагов зубьев C и целое число оборотов Π :

$$\varphi_1 = \frac{2 \times \pi}{z_1} \times C + 2 \times \pi \times \Pi.$$

Подставляя сюда φ_1 , и производя преобразования, получим:

$$\frac{U_{1-H}^{(2)} \cdot z_1}{k} = C + \Pi \times z_1.$$

5. При решении задачи получаем множество вариантов, удовлетворяющих этим условиям, круг задач сужают на основе дополнительных условий: $z_{\min} \geq 17$, также при внутреннем зацеплении $z_{\max} - z_{\min} > 80$.

Уравнения синтеза вытекают из условий (1 – 4). Их записывают относительно чисел зубьев и решают методом перебора (нередко используя ПЭВМ). Получают множество вариантов решения. Эти решения оценивают на основании дополнительных критериев и отбирают оптимальное. Распространенный «метод перебора» изложен в учебниках.

5.6.3. Замкнутые дифференциальные зубчатые механизмы.

Назначение, особенности кинематики

Эти механизмы представляют собой дифференциальный механизм, у которого между теми или иными двумя звеньями установлена кинематическая связь, например в виде фрикционной муфты. Связь снижает степень подвижности дифференциала до $W = 1$. При кинематическом исследовании механизма необходимо формулу Виллиса (5.14) решать совместно с уравнением кинематической связи (она определяется видом связи, к примеру – равенство угловых скоростей заблокированных звеньев). Замкнутые дифференциалы широко используются в коробках перемены передач.

5.7. Волновые передачи. Устройство и кинематика

У этих механизмов одно зубчатое колесо с внешними зубьями является гибким. Кроме этого, они имеют соосное с гибким жесткое колесо с внутренними зубьями и генератор волн H (рис. 5.22).

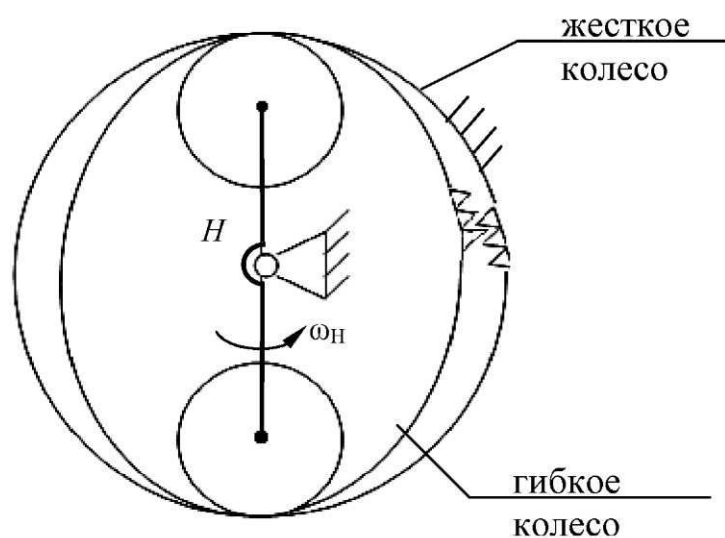


Рис. 5.22. Волновая зубчатая передача

Пусть $z_{жс}$ – число зубьев жесткого колеса, z_2 – число зубьев гибкого колеса, $q = z_{жс} - z_2$.

При вращении генератора волн H создается волна, зубья гибкого колеса «пересчитывают» зубья жесткого колеса и гибкое колесо отстает от генератора H за один его оборот на величину q угловых шагов зубьев:

$$U_{H-2} = \frac{\varphi_H}{\varphi_2}, \quad \varphi_H = 2\pi, \quad \text{а } \varphi_2 = -q \frac{2\pi}{z_2},$$

следовательно:

$$U_{H-2} = -\frac{z_2}{q}.$$

В этом механизме зубья не перекатываются друг по другу, а служат лишь для предотвращения проскальзывания гибкого колеса относительно жесткого, поэтому они могут иметь любую форму, в том числе и форму насечки, например, в виде треугольных шлиц. Модуль зубьев может быть весьма мал, также как и шаг. Число зубьев z_2 может быть весьма большим, а разность q выбирают меньше, либо равной десяти. Поэтому U_{H-2} может достигать порядка 10 000 при КПД $0,9 \div 0,95$.

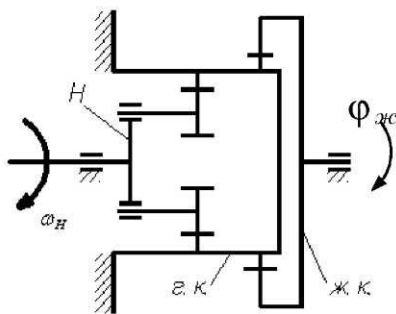


Рис. 5.23. Схема передачи движения в изолированное пространство

Коэффициент перекрытия таких механизмов достигает десятков и даже сотен. Поэтому такие механизмы могут передавать большие усилия. Закрепляя гибкое колесо, получаем $U_{H-жс} = \frac{z_{жс}}{q}$. Волновые механизмы способны передавать движение в изолированное пространство.

Последнее свойство позволяет применять эти механизмы на космических кораблях (для привода антенн), в химических аппаратах и других подобных конструкциях.

5.8. Плоские рычажные механизмы. Виды, свойства, модификации

Рычажные механизмы не имеют высших кинематических пар, поэтому они обладают большой надежностью и долговечностью, способны передавать большие усилия. Общий недостаток: трудности в уравнивании и малая изученность. Уравновешенный рычажный механизм гро-

моздок и сложен, поэтому такие механизмы применяют в узлах машин, связанных непосредственно с обрабатывающим инструментом, когда при той же мощности нагрузки на инструмент значительны, а скорости невелики и их можно не уравнивать. Передаваемая рычажными механизмами мощность также может быть очень большой. *Рычажные механизмы с закрепленными на них инструментами называют несущими.*

Кинематические свойства рычажных механизмов весьма обширны. Теоретически они могут заменить любой механизм с высшими кинематическими парами, хотя при этом получают более многозвенными. Исследования таких механизмов интенсивно проводятся лишь в случае простейших схем. Точность этих схем в большинстве случаев машин оказывается вполне приемлемой.

Механизм называется *плоским*, если точки его подвижных звеньев описывают траектории в параллельных плоскостях. Плоские рычажные механизмы имеют лишь одноподвижные кинематические пары. Это наиболее изученные рычажные механизмы, широко применяемые в машинах. Для таких механизмов формула Чебышева имеет вид:

$$W = 3n - 2p_1.$$

Подвижность должна быть равна хотя бы единице, иначе это не механизм. При этом:

$$1 = 3n - 2p_1 \Rightarrow 1 + 2p_1 = 3n.$$

Уравнение должно быть решено в целых числах. При $p_1 = 1$ получаем $n = 1$ (рис. 5.24).

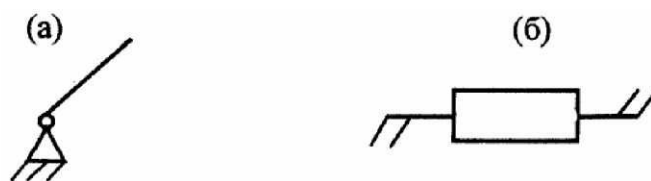


Рис. 5.24. Начальный механизм: а) типа эл. двигателя; б) типа эл. магнита

Эти простейшие механизмы не производят преобразования движения, их называют начальными. Они могут использоваться в качестве двигателя.

При $p_1 = 2$ и $p_1 = 3$ число n не может быть целым.

При $p_1 = 4$ и $n = 3$ получаем семейство пяти широко известных четырехзвенных плоских рычажных механизмов.

1) Шарнирный четырехзвенник (рис. 5.25) имеет три подвижных звена (1, 2, 3), четыре вращательных кинематических пары (A, B, C, D).

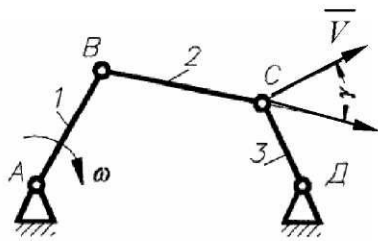


Рис. 5.25. Шарнирный четырехзвенник

2, 3) При одной поступательной и трех вращательных кинематических парах получаем кривошипно-ползунный (рис. 5.26) и кулисный (рис. 5.27) механизмы:

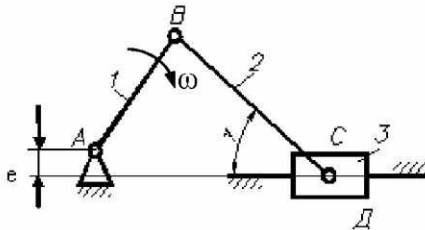


Рис. 5.26. Кривошипно-ползунный четырехзвенный рычажный механизм

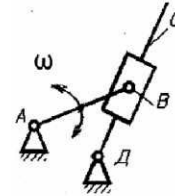


Рис. 5.27. Кулисный механизм с вращательным движением ведомой кулисы

4, 5) При двух поступательных и двух вращательных кинематических парах получаем синусный (рис. 5.28) и тангенсный (рис. 5.29) механизмы.

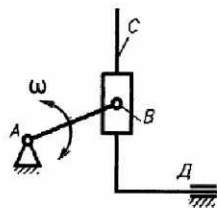


Рис. 5.28. Синусный (кулисный с поступательным движением ведомой кулисы)

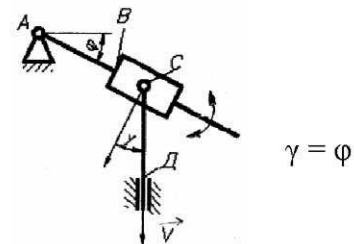


Рис. 5.29. Тангенсный механизм (кулисный с ведущей кулисой)

Эти пять видов механизмов – простейшие рычажные механизмы второго класса. Более сложные рычажные механизмы получают последовательным присоединением друг к другу простых.

Характеристики рассмотренных механизмов сводятся к следующим:

1) Пределы изменения угла давления γ . Углом давления в механизмах называют острый угол, заключенный между векторами силы, действующей на ведомое звено со стороны ведущих звеньев, и вектором возможной скорости точки приложения этой силы при статическом состоянии механизма. Угол γ во вращательной кинематической паре (см. рис. 5.25) допускается $[\gamma] \leq 45^\circ$, а в поступательной (см. рис. 5.26) – $[\gamma] \leq 30^\circ$. В кулисных механизмах, (см. рис. 5.27) и (рис. 5.28), угол давления не изменя-

ется, он имеет наивыгоднейшее значение $\gamma_{opt} = 0^\circ$, а на рис. 5.29 $\gamma = \varphi$, вследствие чего $\varphi = \pm 30^\circ$, т.е. механизм не проворачивается.

2) Проворачиваемость звеньев. Схема на рис. 5.25 может быть двухкривошипной, двухкоромысловой, либо кривошипно-коромысловой, что определяется условием Грасс-Гоффа и интервалом угла γ . В схеме на рис. 5.36 механизм может быть кривошипно-ползунный, либо коромыслово-ползунный не проворачивающийся (при $BC < AB$). В схеме 5.27 кулиса может быть вращающейся, либо качающейся. В схеме на рис. 5.28 кулиса движется поступательно, а в схеме на рис. 5.29 кулиса не проворачивается. Механизм самостоятельного применения практически не имеет и может быть использован лишь в комбинациях с коромысловыми механизмами.

3) Коэффициент производительности η^* . Коэффициент производительности связан с углом перекрытия θ , т.е. с углом, на величину которого угол рабочего хода превышает 180° . Угол поворота кривошипа, соответствующий рабочему (прямому) ходу выходного звена BC обозначим $\alpha_{p.x.}$. Чтобы показать угол $\alpha_{p.x.}$, необходимо изобразить механизм в двух крайних положениях. Например, в дезаксиальном кривошипно-ползунном четырехзвенном механизме – в двух крайних положениях кривошип OA и шатун AB располагаются на одной прямой (рис. 5.30):

$$\alpha_{p.x.} - 180^\circ = \theta.$$

Заметим, что при $e = 0$ (механизм аксиальный) $\theta = 0$, а $\eta^* = 0,5$.

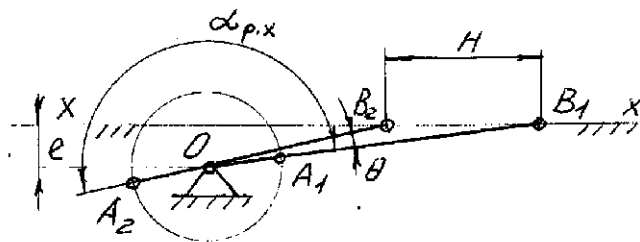


Рис. 5.30. Кривошипно-ползунный механизм в двух крайних положениях

Проведенные исследования показали, что при приемлемых углах давления механизм на рис. 5.25 обеспечивает θ до 20° , на рис. 5.26 – до 8° , на рис. 5.27 – до 180° (теоретически), на рис. 5.28 – всегда $\theta = 0^\circ$, а на рис. 5.29 – θ не имеет смысла.

4) Долговечность. Наиболее долговечной и надежной является схема на рис. 5.25, поскольку у нее зоны износа сосредоточены локально. Менее износостойки и долговечны схемы на рис. 5.26 и 5.27 за счет развитых зон износа в поступательных кинематических парах. Эти механизмы требуют

дополнительных мер по смазке. Наименее долговечны схемы на рис. 5.27 и 5.28, поскольку у них по две поступательных кинематических пары.

5) Кинематические возможности. Они оцениваются функцией положения $\psi = \psi(\varphi)$, либо передаточной функцией:

$$\text{первой} - \frac{d\psi}{d\varphi} = f(\varphi), \text{ либо второй} - \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = f_1(\varphi);$$

ψ – перемещение ведомого звена, а φ – перемещение ведущего звена.

Наиболее сложная передаточная функция у шарнирного четырехзвенника (рис. 5.25). Поэтому он может обеспечить высокую точность позиционирования звена BC . Однако этот механизм преобразует вращательное движение лишь во вращательное.

Меньшие, но иногда достаточные кинематические возможности у кривошипно-ползунного механизма (рис. 5.26), особенно у дезаксиальной его схемы. Он обеспечивает преобразование вращательного движения в поступательное наиболее простым способом и имеет $\eta^* \leq 0,52$.

При проектировании машин применяют простейшие схемы механизмов. Если с помощью таких схем задачу решить не удастся, их усложняют, используя комбинации простейших механизмов. Например, в шестизвеннике компрессора – $OABСDE$ (рис. 5.31), необходимый коэффициент η^* обеспечивает шарнирный четырехзвенник компрессора $OABC$, а преобразование качательного движения его ведомого звена BC в поступательное звена E (необходимо для техпроцесса компримирования газа) выполняет присоединенный тангенсный механизм $СDE$.

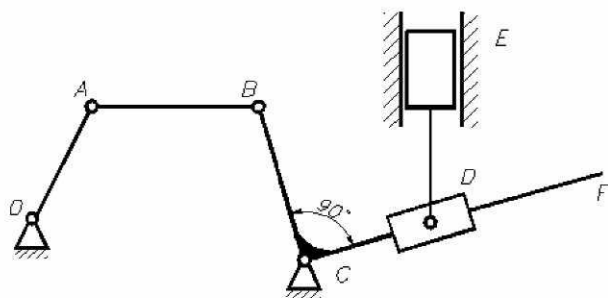


Рис. 5.31. Сложный (комбинированный) шестизвенный рычажный механизм

Изменением абсолютных размеров механизмов (при тех же относительных размерах) и различным относительным расположением составляющих механизмов получают различные модификации сложных схем. Такую возможность дают теоремы.

Теорема 1: при изменении абсолютных размеров звеньев механизма, при тех же относительных, механизмы оказываются подобными. Функции угловых положений их звеньев не изменяются, а функции линейных перемещений точек изменяются во столько раз, чему равен коэффициент подобия.

Например, в кривошипно-ползунных механизмах (рис. 5.32):

$$S = S(\varphi)$$

$$S_1 = S \cdot \frac{l_{OA_1}}{l_{OA}} = \frac{l_{OA_1}}{l_{OA}} \cdot S(\varphi) = k \cdot S(\varphi),$$

$$k = \frac{l_{OA_1}}{l_{OA}} = \text{const} \quad - \quad \text{коэффициент}$$

подобия.

В то же время $\gamma_1 = \gamma = \gamma(\varphi)$.

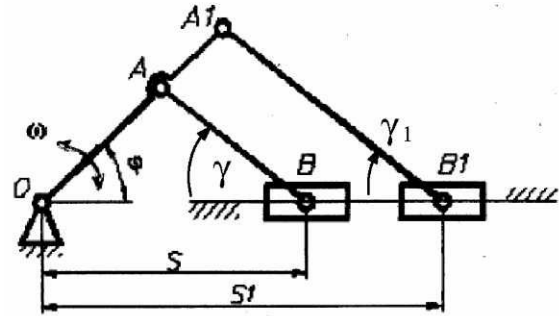


Рис. 5.32. Подобные кривошипно-ползунные механизмы

Теорема 2: при неизменных относительных размерах звеньев составляющих сложного механизма и в одних и тех же их положениях составляющие контуры друг относительно друга можно поворачивать. Например, в механизме на рис. 5.31, модификацию можно осуществить путем разворота контура $OABC$ на произвольный угол вокруг точки C при неподвижном контуре DEC с последующим жестким присоединением контуров друг к другу (посредством присоединительного звена BCF). Модифицирование широко используется в практике конструирования машин.

5.8.1. Алгебраический синтез рычажных механизмов

Синтез – есть определение размеров механизма, при которых он выполняет заданные функции. Размеры называют параметрами схемы. Например, в шарнирном четырехзвеннике $OABC$ (рис. 5.33) для вычерчивания заданной кривой $y = P(x)$ в интервале $x_n \leq x \leq x_m$ (направляющий четырехзвенник) параметрами являются: $l_{OA}, l_{AB}, l_{BC}, l_{OC}, l_{AM}, \beta, x_0, y_0, \alpha, \varphi_n, \varphi_m$, где φ_n и φ_m – интервал φ . Всего 11 параметров, а в передаточном – для воспроизведения функции $\psi = \psi(\varphi)$ в интервале $\psi_m \leq \psi \leq \psi_n$ – их 8: $l_{OA}, l_{AB}, l_{BC}, l_{OC}, \alpha, \beta, \varphi_m$ и φ_n .

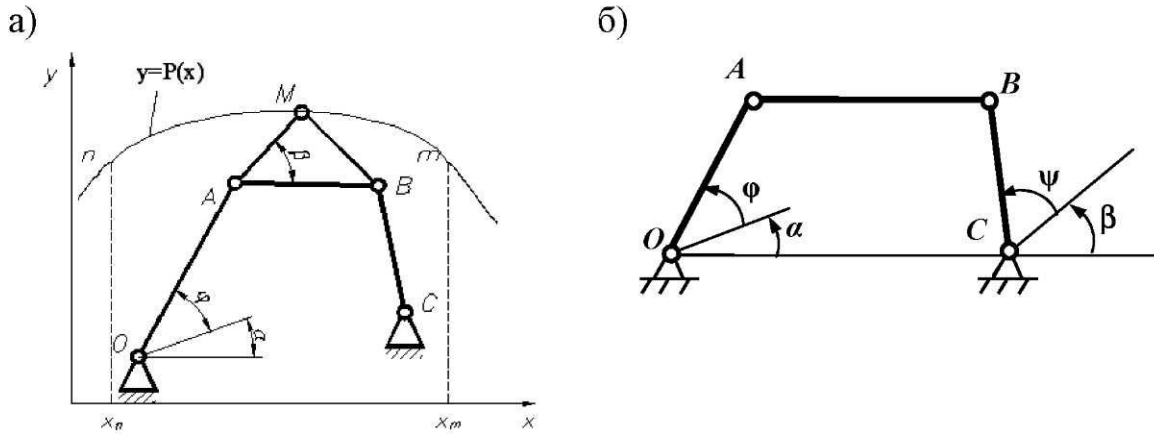


Рис. 5.33. Шарнирный четырехзвенник:

а) направляющий по задаваемой кривой $y = P(x)$;

б) воспроизводящий задаваемую функцию положения $\psi = \psi(\varphi)$

Некоторые из этих параметров могут быть заданы (входные параметры). Чем больше число входных параметров, тем точность воспроизведения задаваемой функции будет меньше. Минимальное число определяемых (выходных) параметров синтеза равно трем. При синтезе чаще всего пользуются алгебраическими методами приближения функций (интерполирование, метод наименьших квадратов и т.п.) [10]. При этом составляют выражение целевой функции в виде отклонения

$$\Delta = P(x) - F(x), \quad (5.17)$$

где $P(x)$ – функция, которую надо воспроизвести механизмом, а $F(x)$ – функция, которая определяется параметрами механизма и которую он фактически может воспроизвести.

Из условия, что $\Delta \rightarrow 0$, либо $\Delta = 0$ при задаваемых φ (метод интерполирования), составляют системы уравнений, из которых находят выходные параметры схемы.

Задачу синтеза иногда проще решать с помощью ЭВМ на основе вероятностных методов, разработанных в Монте-Карло. При этом в выражение целевой функции (5.17) подставляют набор случайных чисел, присвоенных искомым параметрам механизма. При этом наборе проверяют ограничения на выбор размеров, углов давления и т.п., а функцию (5.17) определяют в том или ином числе точек на требуемом промежутке изменения угла φ . Выбирают второй набор случайных чисел; расчет производят снова, а результаты сравнивают. Если они улучшились, старый набор отбрасывают и расчет повторяют. «Погоняв» машину в пределах отпущенного машинного времени, можно получить оптимальный вариант.

Другие методы, например, геометрические, как правило, не обеспечивают достаточной точности воспроизведения функций.

5.8.2. Графоаналитический синтез рычажных механизмов по коэффициенту производительности

Коэффициент производительности η^* определяют по (1.4). Если цикл движения рычажного механизма составляет 360° , то с помощью (1.5) находят $\alpha_{p.x.} = \eta^* * 360^\circ$, а угол перекрытия $\theta = \alpha_{p.x.} - 180^\circ$.

Чтобы показать углы $\alpha_{p.x.}$ и θ механизм изображают в двух крайних положениях.

Начнем с шарнирного четырехзвенника [11]. Крайние его положения OA_1B_1C и OA_2B_2C наступают, когда кривошип OA и шатун AB расположены на одной прямой (рис. 5.34).

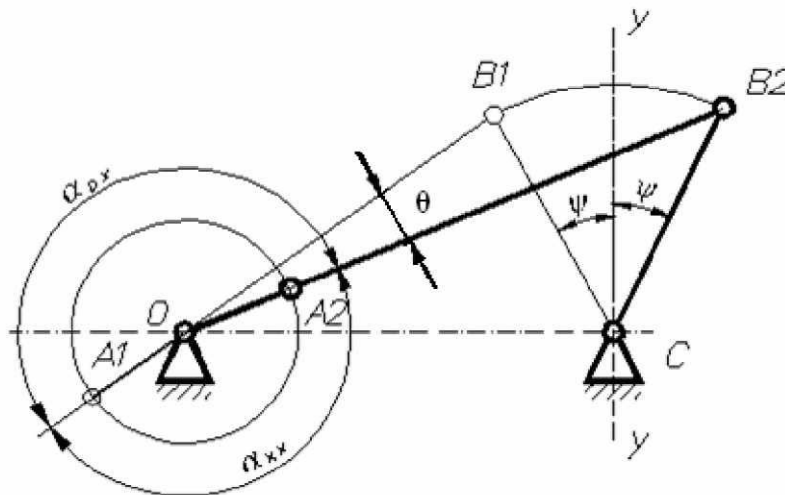


Рис. 5.34. Шарнирный четырехзвенник в двух крайних своих положениях

Обозначим через ψ половину угла размаха коромысла BC .

Синтез четырехзвенного шарнирного механизма по величине η^* (либо θ) основывается на известной теореме из геометрии круга о том, что вписанный угол равен половине дуги, на которую он опирается: дуга измеряется величиной соответствующего центрального угла.

Вписанный угол B_2OB_1 (рис. 5.35) равен половине соответствующего центрального угла $B_1O^*B_2$, и если угол $B_1O^*B_2$ взять равным 2θ , то вписанный угол B_1OB_2 будет равен θ при любом выборе φ .

Фигура B_1OB_2 напоминает два крайних положения шарнирного четырехзвенника $OABC$ (рис. 5.34).

Из рис. 5.35 имеем:

$$\begin{aligned} l_{OB_2} &= l_{OA} + l_{AB} \\ l_{OB_1} &= l_{AB} - l_{OA} \end{aligned} \quad (5.18)$$

Чтобы достроить шарнирный четырехзвенник, выберем на диаметре $Y-Y$ параметр P , определяющий положение точки C – центра вращения коромысла. Два крайних положения коромысла найдем, соединяя точки B_1 и B_2 с точкой C .

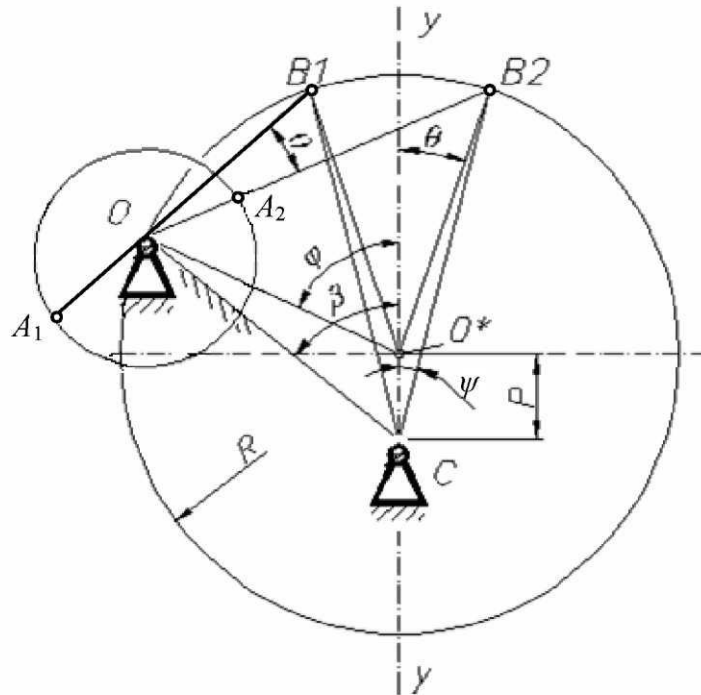


Рис. 5.35. К синтезу шарнирного четырехзвенника

При этом получаем $\angle B_1CB_2 = 2\psi$, l_{OC} – длину стойки, l_{BC} – длину коромысла. Размеры l_{OA} и l_{AB} найдем из соотношений (5.18), предварительно замерив на рис. 5.35 размеры l_{OB_2} и l_{OB_1} . Таким образом, получим шарнирный четырехзвенник с требуемым значением угла θ , т.е. с требуемой величиной коэффициента η^* .

Четырехзвенник определяется двумя входными параметрами: φ и P . Выразим размеры механизма через эти параметры:

из равнобедренного треугольника O^*OB_2 $l_{OB_2} = 2R \times \sin \frac{\varphi + \theta}{2}$;

из равнобедренного треугольника O^*OB_1 $l_{OB_1} = 2R \times \sin \frac{\varphi - \theta}{2}$.

Подставляя в соотношения (5.18) значения величин, после преобразований получим:

$$l_{AB} = 2R \sin \frac{\varphi}{2} \times \cos \frac{\theta}{2}; \quad l_{OA} = 2R \sin \frac{\theta}{2} \times \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (5.19)$$

Из треугольника OCO^* :

$$l_{OC} = \sqrt{P^2 + R^2 + 2PR \times \cos \varphi}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{R \times \sin \varphi}{R \times \cos \varphi + P} \quad (5.20)$$

Из треугольника O^*CB_2 :

$$l_{BC} = \sqrt{P^2 + R^2 + 2PR \times \cos \theta}; \quad (5.21)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{R \times \sin \theta}{R \times \cos \theta + P}. \quad (5.22)$$

Задачу удобно решать в относительных размерах при $R = 1$, а вместо параметра P вводить угол размаха коромысла 2ψ .

При этом в (5.19):

$$l_{AB}^* = 2 \sin \frac{\varphi}{2} \times \cos \frac{\theta}{2}; \quad l_{OA}^* = 2 \sin \frac{\theta}{2} \times \cos \frac{\varphi}{2}, \quad (5.23)$$

из (5.22)

$$P = \frac{\sin(\theta - \psi)}{\sin \psi}, \quad (5.24)$$

а из (5.20) и (5.21):

$$l_{OC}^* = \sqrt{1 + P^2 + 2P \times \cos \varphi}$$

$$l_{BC}^* = \sqrt{1 + P^2 + 2P \times \cos \theta}. \quad (5.25)$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{\sin \varphi}{P + \cos \varphi}$$

Таким образом, задавая φ и ψ при известной величине θ , можно рассчитать все относительные размеры шарнирного четырехзвенника.

К сожалению, не все задаваемые φ и ψ обеспечат получение механизмов с допустимым интервалом угла давления $-45^\circ \leq [\gamma] \leq 45^\circ$.

Проведены исследования, позволяющие по таблицам (прил. 4) выбрать механизмы с допускаемым интервалом γ и по формулам (5.23 – 5.25) определить их размеры. Исследования показывают, что приемлемые интервалы γ у шарнирного четырехзвенника могут быть лишь при $0 < \theta < 20^\circ$.

Экстремумы углов γ наступают тогда, когда OA совмещается со стойкой OC внешним, либо внутренним образом (положения OA_3B_3C и OA_4B_4C на рис. 5.36). При этом

$$\gamma_{\max} = \arcsin(A \pm B),$$

где
$$A = \frac{l_{AB}^{*2} + l_{BC}^{*2} - l_{OA}^{*2} - l_{OC}^{*2}}{2 \cdot l_{AB}^* \cdot l_{BC}^{*2}}; B = \frac{l_{OC}^* \cdot l_{OA}^*}{l_{AB}^* \cdot l_{BC}^*}. \quad (5.26)$$

По этим формулам уточняют интервал угла γ для механизма, полученного с помощью таблиц.

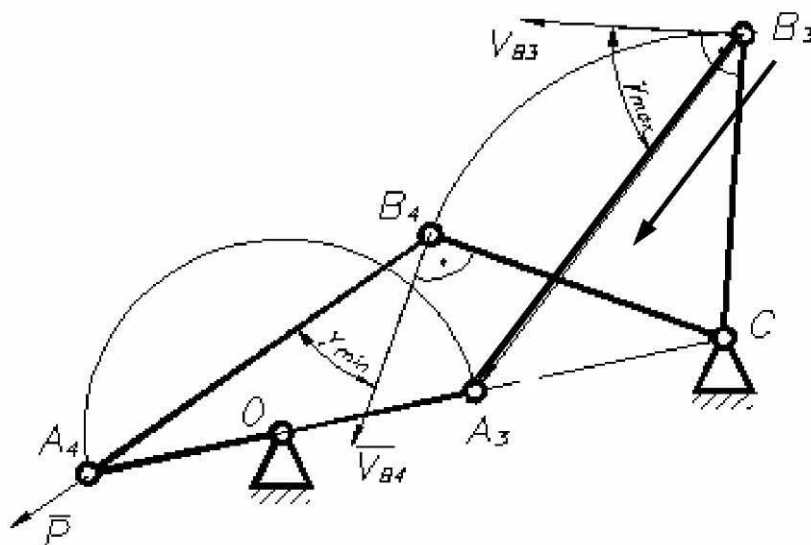


Рис. 5.36. Шарнирный четырехзвенник в положениях экстремумов угла давления

Синтез *кривошипно-ползунного механизма* осуществляется аналогично синтезу шарнирного четырехзвенника (с помощью круга), причем B_1B_2 – ход ползуна, а перпендикуляр из центра вращения кривошипа O на направление B_1B_2 – эксцентриситет. Максимальное значение θ при приемлемых интервалах γ не более 8° (для поступательных кинематических пар допустимым интервалом γ является $[-30^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ]$). Подробнее смотри в работе [5].

Если требуется получить $\theta > 20^\circ$, приходится применять кулисный механизм (рис. 5.37, 5.38).

Кулиса BC на рис. 5.37 колеблется между положениями, когда она оказывается касательной к окружности радиуса l_{OA} .

Синтез кулисного механизма обычно проводят по углу перекрытия θ и длине хорды B_1B_2 ($l_{B_1B_2}$), которую определяют через ход H присоединяемого механизма. На рис. 5.37 и 5.38 изображены крайние положения кулисного механизма.

Поскольку стороны угла A_1CA_2 (рис. 5.37) перпендикулярны сторонам угла θ , то и $\angle A_1CA_2 = \theta$.

В равнобедренном треугольнике B_1CB_2 боковая сторона BC :

$$l_{BC} = \frac{l_{B_1B_2}}{2 \cdot \sin \frac{\theta}{2}}.$$

В прямоугольном треугольнике A_1CO : $\frac{l_{OA}}{l_{OC}} = \sin \frac{\theta}{2}$.

С другой стороны, кулисный камень B не будет сниматься с кулисы, когда палец кривошипа A пересекает ось $уу$, если $l_{BC} \approx 1,3 \times (l_{OC} + l_{OA})$.

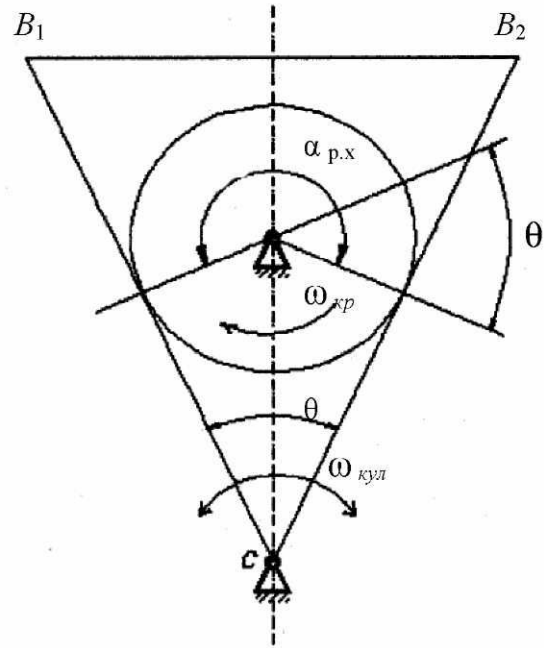


Рис. 5.37. Кулисный механизм с кулисой – коромыслом

Два последних уравнения определяют l_{OA} и l_{OC} .

Аналогично поступают во втором случае механизма, когда его кулиса становится кривошипом (рис. 5.38), считая крайними положения механизма при $\angle B_1CB_2 = 180^\circ$. При этом:

$$\frac{l_{OC}}{l_{OA}} = \sin \frac{\theta}{2}; \quad l_{AC} = l_{OC} \cos \frac{\theta}{2}; \quad l_{BC} \cong 1,3l_{AC}; \quad l_{B_1B_2} = 2l_{BC}$$

и определяется через ход присоединяемого механизма.

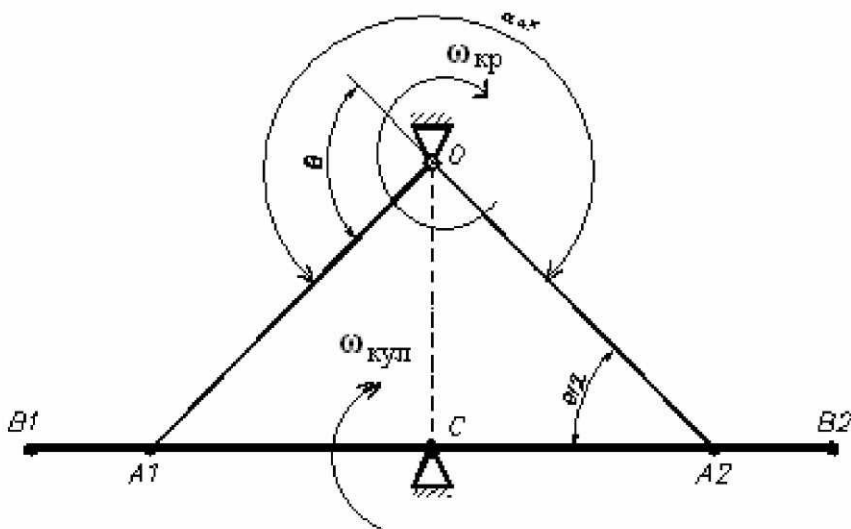


Рис. 5.38. Кулисный механизм с кулисой – кривошипом

Синусный механизм имеет $\theta = 0$ не зависимо от размеров, а тангенсный не проворачивается. Поэтому эти механизмы не проектируют по заданному углу θ , а применяют как присоединяемые к одному из трех рассмотренных ранее, обеспечивая заданный ход H .

Синтез этих механизмов по заданному ходу обычно затруднений не вызывает.

5.8.3. Использование метода обращения движения в синтезе плоских рычажных механизмов

Метод обращения движения с успехом применялся при изучении эпициклических механизмов, также он дает высокие результаты в синтезе рычажных, кулачковых и других механизмов.

К примеру, он позволяет рычажные механизмы, выполняющие различные функции (воспроизведения и огибания кривых [12] с целью обработки поверхностей [13], получения движения с остановками [14] и т.п.) без существенных переделок применить в машинах карусельного типа [15].

В работе [16] с помощью метода инверсии класс симметричных круговых механизмов основателя ТММ П.Л. Чебышева [17] увеличен вдвое за счет двухкривошипных круговых направляющих механизмов, получен рычажный удвоитель вращения. Двухкривошипные передаточные рычажные механизмы способны накапливать в своих звеньях большой запас кинетической энергии, обеспечивать более устойчивое выполнение задаваемых технологий при установленных требованиях к производительности машин.

Пусть исходный четырехзвенник $OABC$ имеет размеры l_{OA} , l_{AB} , l_{BC} , l_{OC} ; φ_1 – его обобщенная координата, μ – угол передачи, определяющий угол давления γ ($\gamma = 90 - \mu$). Размеры определяет задаваемый коэффициент η^* (см. выше), φ_2 и φ_3 углы звеньев 2 и 3 со стойкой OC .

В исходной однокривошипной схеме за цикл:

$$\sum \Delta\varphi_1 = 360^\circ, \sum \Delta\varphi_2 = 0, \sum \Delta\varphi_3 = 0, \sum \Delta\varphi_0 = 0,$$

где $\Delta\varphi_i$ – приращение углов звеньев с осью x .

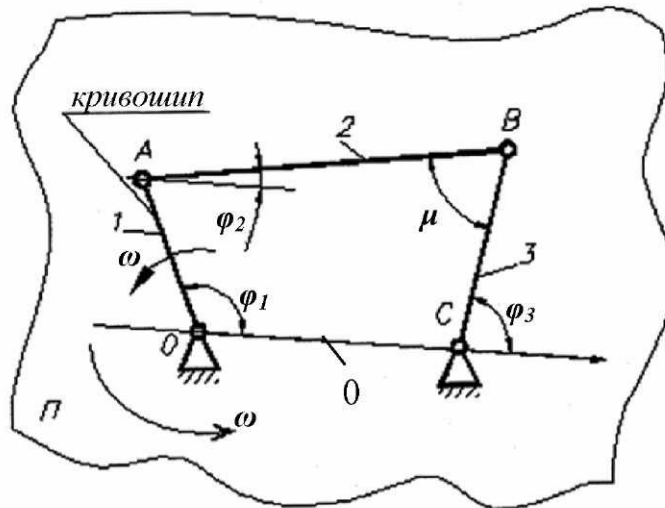


Рис. 5.39. Принцип обращения движения в синтезе рычажных механизмов

Обратим движение, для чего введем в рассмотрение плоскость Π , вращающуюся вокруг оси O с угловой скоростью ω кривошипа, и поместим на нее наблюдателя. Для наблюдателя все звенья механизма получают дополнительные угловые скорости, равные ω кривошипа, но со знаком «минус». За цикл углы поворота звеньев уменьшатся на 360° , т.е. в обращенном движении звено OA ометает угол $\varphi_1^* = 360^\circ - 360^\circ = 0$ (становится неподвижным); звено AB : $\varphi_2^* = 0 - 360^\circ = -360^\circ$, совершит полный оборот в направлении вращения кривошипа. Также будет: $\varphi_3^* = 0 - 360^\circ = -360^\circ$, $\varphi_0^* = 0 - 360^\circ = -360^\circ$ – стойка станет кривошипом. Т.е. для подвижного наблюдателя первое звено (кривошип) будет казаться неподвижным (стойкой), нулевое звено OC – кривошипом, вращающимся в направлении, противоположном вращению кривошипа. Подвижный и неподвижный наблюдатели воспринимают механизм по-разному, и оба взгляда справедливы. Т.к. длины звеньев не изменяются, то относительное их положение при одинаковых φ_1 будет одинаково. Следовательно, ни интервал угла μ , ни интервал угла γ в процессе преобразования не изменятся.

У полученного двухкривошипного механизма крайние положения наступают, когда палец B ведомого кривошипа OB изменяет направление движения на противоположное (т.е. после того, когда звенья OA и AB расположатся на одной прямой). Определив положение двух других звеньев с помощью метода засечек, легко узнаем в крайних положениях преобразованного механизма соответствующие положения исходного четырехзвенника, развернутые друг по отношению к другу на угол $\alpha_{p.x.}$ (до совмещения

точек A_1 и A_2). Следовательно, при преобразовании четырехзвенника методом обращения движения угол θ не изменяется.

Исходя из изложенного делаем вывод: чтобы получить двухкривошипный четырехзвенник с требуемыми относительными размерами звеньев, углом перекрытия θ и интервалом угла давления γ (рис. 5.40) необходимо спроектировать по таким показателям кривошипно-коромысловый механизм, закрепить в нем кривошип, а стойку сделать ведущей и обратить движение с направлением отсчета угла φ в противоположном направлении (рис. 5.40).

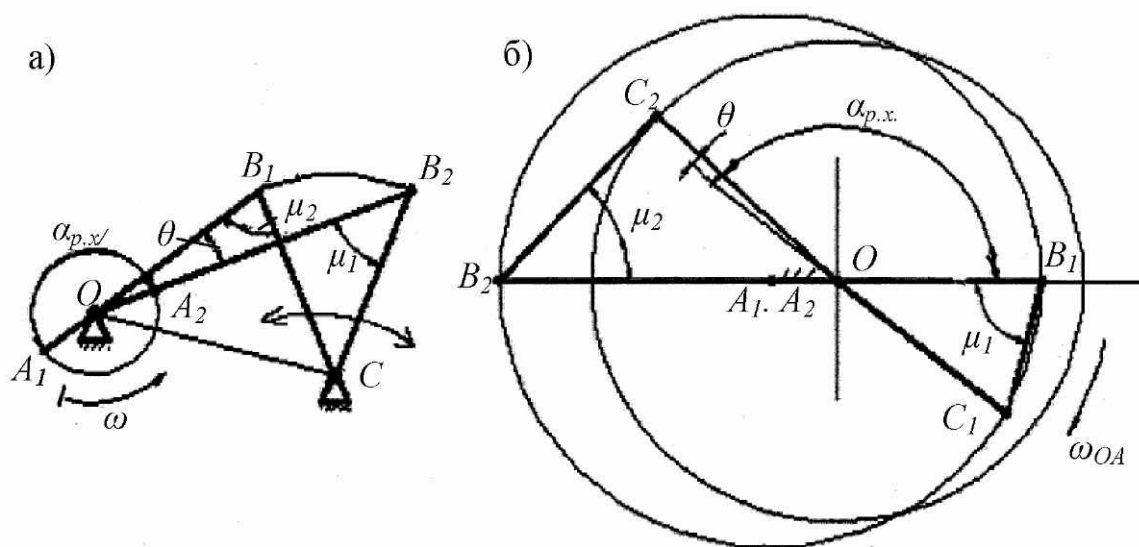


Рис. 5.40. Исходный и обращенный шарнирные четырехзвенники:
а) кривошипно-коромысловый; б) двухкривошипный

5.9. Кулачковые механизмы

5.9.1. Назначение и краткие характеристики

Кулачковые механизмы (рис. 5.41) широко применяются для управления вспомогательными механизмами машин – автоматов по жесткой программе (циклограмме, которую предварительно разрабатывают). При необходимости управления несколькими механизмами, кулачки насаживают на один вал – получается кулачковый командоаппарат.

Кулачковые механизмы обладают широкими кинематическими возможностями. Они просты в изготовлении, но содержат высшую кинематическую пару, а, следовательно, недолговечны. Они могут обеспечить любой закон движения, в том числе с остановками заданной продолжительности.

Эти механизмы включают: профильное звено – кулачок, движущийся вращательно или поступательно; толкатель – ведомое звено с острием, роликом, либо плоскостью, контактирующее с кулачком и совершающее качательное, возвратно-поступательное или плоское движение. В механизмах предусматриваются замыкания высшей кинематической пары – силовое (пружиной) или кинематическое (с помощью паза в кулачке). Механизмы бывают пространственные и плоские. Наиболее часто применяются плоские кулачковые механизмы.

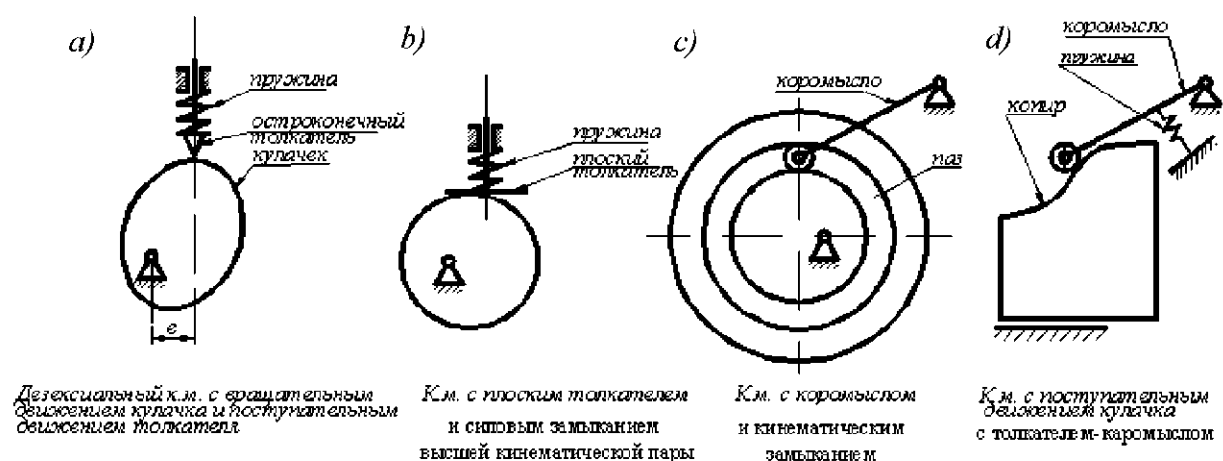


Рис. 5.41. Основные виды плоских кулачковых механизмов

5.9.2. Конструирование закона движения толкателя

За цикл движения кулачкового механизма (кулачок поворачивается на 360° либо он совершает одно возвратно-поступательное движение – схема d), толкатель может совершить:

1. Удаление (подъем) – движение из крайнего нижнего в крайнее верхнее положение.
2. Верхний выстой. Для получения его профиль кулачка очерчивают дугой окружности из центра его вращения (на схеме d – по прямой).
3. Возвращение в крайнее нижнее положение.
4. Выход в крайнем нижнем положении (профиль кулачка также очерчивают по дуге либо прямой).

Углы поворота кулачка, соответствующие указанным движениям толкателя, называют фазовыми углами удаления, дальнего выстоя, возвращения и ближнего выстоя ($\varphi_y, \varphi_{д.в.}, \varphi_v, \varphi_{б.в.}$). Очевидно, при вращении кулачка:

$$\varphi_y + \varphi_{д.в.} + \varphi_v + \varphi_{б.в.} = 360^\circ.$$

В частных случаях может быть $\varphi_{д.в.} = 0$, $\varphi_{б.в.} = 0$, а $\varphi_y = \varphi_в$.

Для выбора фазовых углов кулачков разрабатывают программу для системы управления исполнительными органами вспомогательных механизмов машины-автомата, обеспечивающую согласованность их движения при выполнении заданного техпроцесса. Программа для системы управления по времени называется *циклограммой*. Ее строят в функции обобщенной координаты машины. В качестве нее целесообразно принять угол поворота главного вала машины и рассмотреть при этом время одного технологического цикла.

На рис. 5.42 изображен план характерных положений несущего механизма при обработке заготовки строгальным станком, а на рис. 5.43 – циклограмма совместной работы механизмов несущего и поперечной подачи стола с закрепляемой на нем заготовкой. Стол приводится от кулачка, установленного на главном валу O станка, т.е. на валу кривошипа несущего механизма.

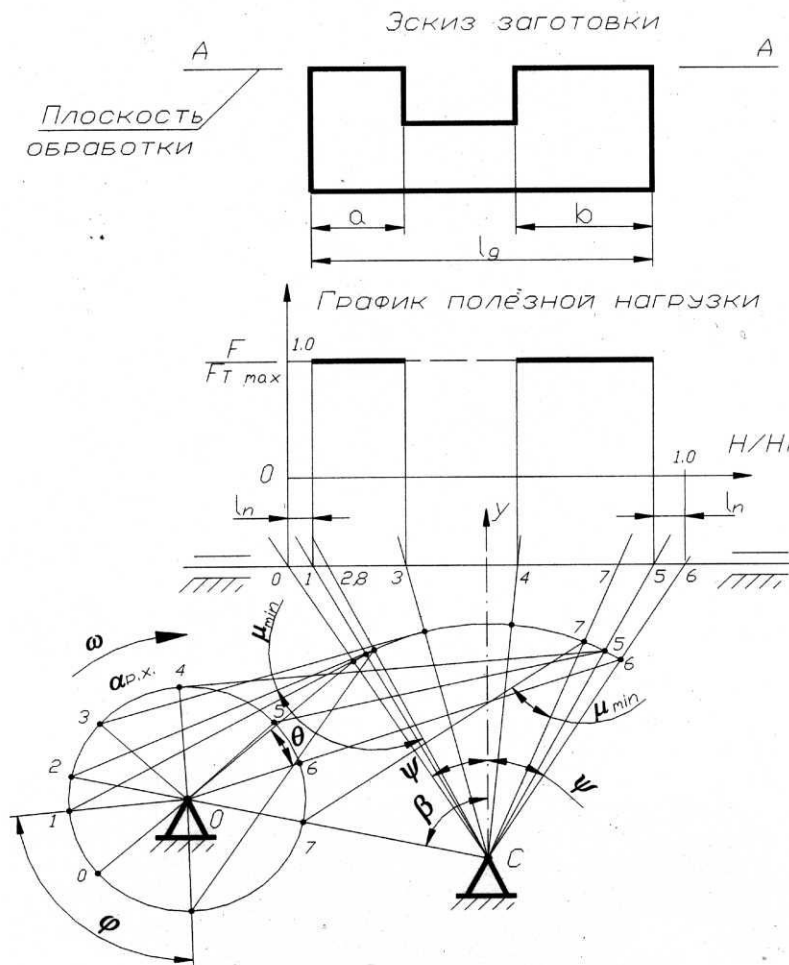


Рис. 5.42. План характерных положений несущего механизма машины

На рис. 5.42 построены:

1. Крайние положения 0 и 6 несущего механизма – для проверки задаваемого хода H и угла перекрытия θ .

2. Положения 2 и 7 – для проверки расчетного интервала угла давления в шарнирном четырехзвеннике $OABC$.

3. Положения 8 и 1 (начало – конец перебега в конце холостого – начале рабочих ходов) для определения продолжительности поперечной подачи стола.

4. Положения 3, 4 и 5 на рабочем ходу соответствуют характерным точкам на графике нагрузки.

Угол поворота главного вала φ°	0	φ_1	180°	$180^\circ + \theta$	φ_2	360°
План перемещений рабочего органа (резца)	Рабочий ход			Холостой ход		
	Перебег	Резание	Перебег	Скольжение	Перебег	
Механизм поперечной подачи	Поперечная подача (завершение)		Выстой		Поперечная подача (начало)	
Кулачковый механизм подачи	φ_y	$\varphi_{д.с.} + \varphi_{в.} + \varphi_{б.в.}$				φ_y

Рис. 5.43. Циклограмма работы поперечно-строгального станка

Ось φ циклограммы разбита в соответствии с планом характерных положений несущего механизма (рис. 5.42), значения φ_1 и φ_2 – конца и начала перебегов, замеряют на этом плане, затем вычисляют фазовый угол удаления:

$$\varphi_y = 360^\circ - \varphi_2 + \varphi_1.$$

Оставшийся угол поворота кулачка $\varphi_2 - \varphi_1$ разбит между другими фазовыми углами $\varphi_{д.с.}$, $\varphi_{в.}$ и $\varphi_{б.в.}$ произвольно. Его можно разбить исходя из каких-либо иных соображений, например, из условия возможности согласованной работы с другими механизмами.

Циклограмма дает возможность выбрать фазовые углы кулачковых механизмов и определить углы установки кулачков на главном валу. Законы перемещения толкателя на фазах удаления и возвращения должны быть выбраны, исходя из назначения механизма и особенностей машинной технологии. Рассмотрим базовые законы.

А) Закон равной скорости (рис. 5.44). Обеспечивает постоянство мощности при постоянной нагрузке на толкатель:

$$V_m = \frac{dS_m}{d\varphi_k} \times \frac{d\varphi_k}{dt} = \frac{dS_m}{d\varphi_k} \times \omega_k.$$

Если $\omega_k = \text{const}$, то

$$\frac{dS_m}{d\varphi_k} = \text{const} \text{ и } V_m = \text{const}.$$

Здесь S_m , V_m – перемещение и скорость центра ролика толкателя; ω_k – угловая скорость кулачка.

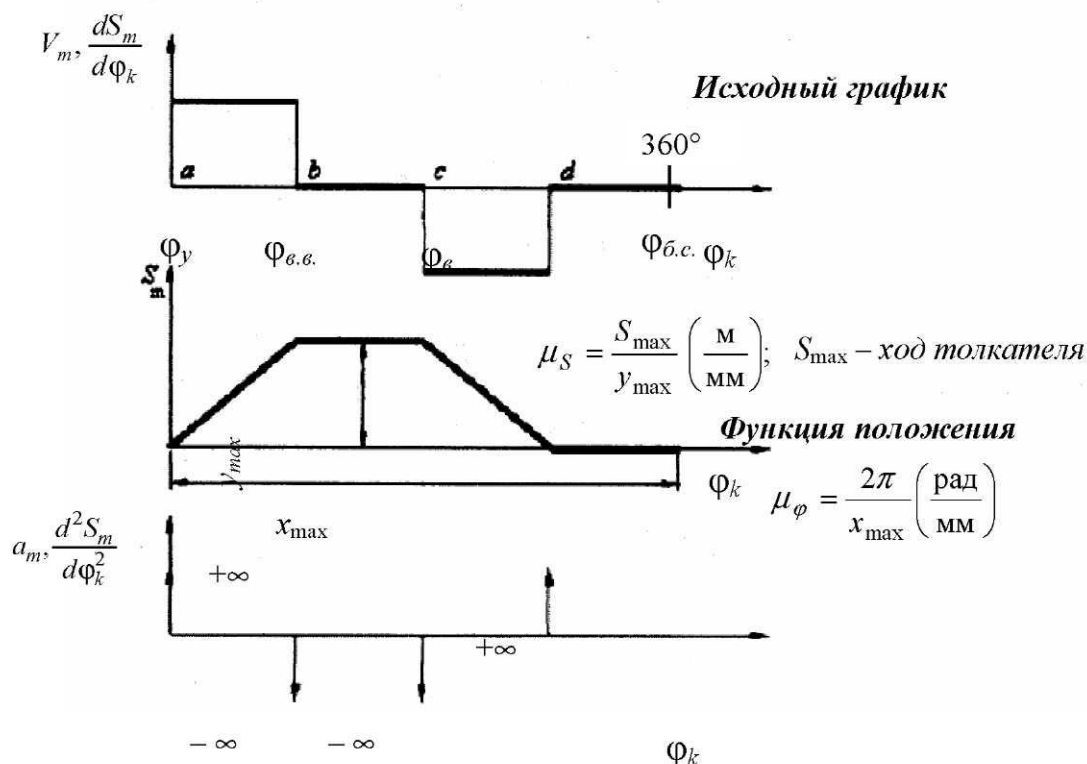


Рис. 5.44. Закон равной скорости

Функцию положения получаем, интегрируя график скорости. Интегрирование выполняем на основе геометрического смысла интеграла: это – площадь между осью абсцисс и интегрируемой кривой. Чтобы найти ускорение, дифференцируем функцию скорости. Чтобы найти функцию $\frac{d^2S_m}{d\varphi_k^2}$,

дифференцируем функцию $\frac{dS_m}{d\varphi_k}$. В обоих случаях пользуемся геометрическим

смыслом производной: это – тангенс угла наклона касательной к дифференцируемой кривой. В точках излома кривой $abcd$ тангенс изменяется от $-\infty$ до $+\infty$, т.к. угол касательной меняется от 0 до 90° . Вследствие этого в указанных точках имеет место «жесткий удар» (ускорение меняет-

ся от 0 до ∞). Закон равной скорости применяется при малой частоте вращения кулачка (до 100 мин^{-1}). Иначе механизм «стучит» как молот и быстро изнашивается.

Будем исходить из ускорений.

Б) Закон равных ускорений (рис. 5.45) обеспечивает постоянство сил инерции.

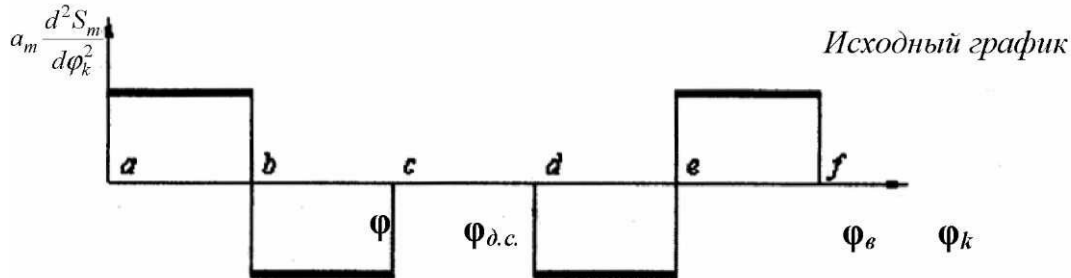


Рис. 5.45. Закон равных ускорений

Чем меньше фазовый угол, тем больше ускорение (в квадрате). В точках a, b, c, d, e, f имеем «мягкие» удары, т.к. ускорение изменяется на конечную величину, но мгновенно. Графики $\frac{dS_m}{d\varphi_k}(\varphi)$ и $S_m(\varphi)$ получаем на основе интегрирования (рис. 5.46).

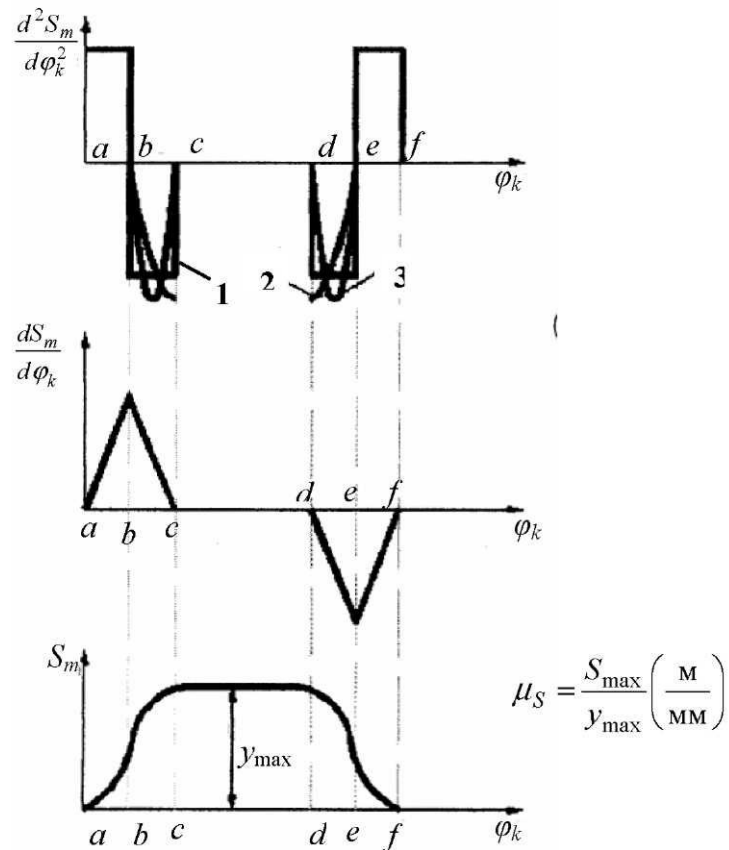


Рис. 5.46. Законы движения толкателя (построены лишь в нижней части графика ускорений): 1 – параболический; 2 – косинусоидальный; 3 – безударный синусоидальный

Максимальные значения величин $\frac{dS_m}{d\varphi_k}$ и $\frac{d^2S_m}{d\varphi_k^2}$ вычисляем по формулам работы [16]. Мягкий удар является причиной беспокойной работы машины и повышенного износа кулачка.

Косинусоидальный закон (кривая 2 рис. 5.46) позволяет устранить удары в точках b и e , т.е. максимальные их значения, но мягкие удары в точках a , c , d и f несколько увеличиваются. Кроме того, силы инерции связанных с толкателем масс изменяются периодически. Это является причиной возникновения вибраций. Сохраняются удары. Закон – «не то, не се», а поэтому – наихудший.

Безударным является синусоидальный закон (кривая 3). Однако абсолютная величина ускорений при прочих равных условиях возрастает. Силы инерции периодически изменяются, порождая вибрации. Применяя средства виброгашения и виброзащиты, закон можно использовать при частотах вращения кулачка $600 - 700 \text{ мин}^{-1}$.

Существует множество промежуточных законов движения. Выбор лежит между ударами и вибрациями, нет ударов – есть вибрации, нет вибраций – есть удары. Нужно искать «золотую середину» в соответствии с конкретными обстоятельствами.

5.9.3. Связь основных размеров

кулачкового механизма с интервалом угла давления

Углом давления в кулачковом механизме называется острый угол между вектором силы, действующей на толкатель со стороны кулачка (по нормали к поверхности кулачка) и вектором скорости точки приложения этой силы. Интервал этого угла ограничивают. Для толкателей, движущихся поступательно, $\gamma_{\max} \leq 30^\circ$, а при вращательном их движении $\gamma_{\max} \leq 45^\circ$.

На рис. 5.47 изображен механизм с остроконечным толкателем, движущимся поступательно. O – центр вращения кулачка, K – точка контакта толкателя и кулачка, причем K_m принадлежит толкателю, а K_k – кулачку.

В треугольнике BKC :

$$\operatorname{tg}\gamma_i = \frac{BC}{KB}, \quad (5.27)$$

где $BC = OC - OB$, $OB = e$ – эксцентриситет, $KB = AK + AB$, причем $AK = S_m$ перемещение толкателя, $AB = \sqrt{OA^2 - OB^2} = \sqrt{R_0^2 - e^2}$, где $OA = R_0$ – минимальный радиус кулачка.

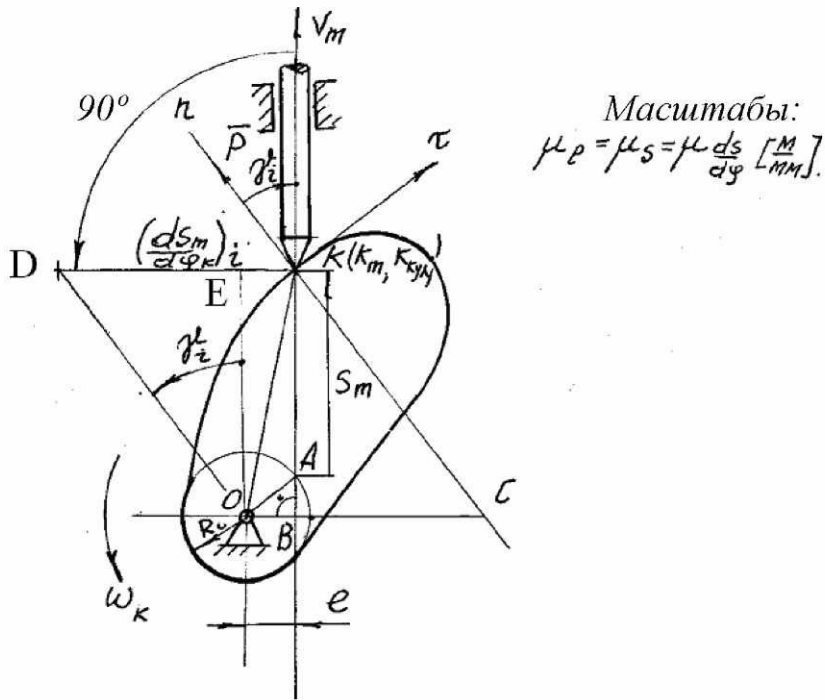


Рис. 5.47. Геометрические зависимости в кулачковом механизме

Для определения отрезка OC запишем для точек K_m и $K_{кул}$ по теореме о сложном движении точки векторное уравнение скоростей:

$$\vec{V}_{km} = \vec{V}_{k\text{ кул}} + \vec{V}_{km\text{ к кул}}.$$

Треугольник скоростей по этому уравнению, и треугольник OKC имеют взаимно перпендикулярные стороны ($\vec{V}_{km} \perp OC$, $\vec{V}_{k\text{ кул}} \perp OK$, $\vec{V}_{km\text{ к кул}} \perp KC$). Следовательно, эти треугольники подобны. Отношение сходственных сторон у них одинаково.

$$\frac{V_{km}}{OC} = \frac{V_{k\text{ кул}}}{OK} = \frac{V_{k.m,k.кул.}}{KC},$$

отсюда

$$OC = \frac{OK}{V_{k\text{ кул}}} \times V_{km} = \frac{OK}{\omega_k \cdot OK} \times V_{km} = \frac{V_{km}}{\omega_k} = \frac{dS_m}{d\varphi_k},$$

где $\frac{dS_m}{d\varphi_k}$ – взятая с принятого закона движения толкателя передаточная функция.

Подставляя все в зависимость (5.27), получаем для угла давления γ_i :

$$\operatorname{tg} \gamma_i = \frac{\left(\frac{dS_m}{d\varphi_k} \right)_i \pm e}{S_{m_i} + \sqrt{R_0^2 - e^2}}. \quad (5.28)$$

Таким образом, угол давления γ_i в кулачковых механизмах зависит от основных размеров механизма R_0 и e , закона движения толкателя ($dS_m - d\varphi_k$) и от положения механизма (φ_k). Исследуя все положения механизма, найдем интервал угла γ_i .

Второе равенство из подобия треугольников:

$$\frac{V_{k.m.k.кул.}}{KC} = \frac{V_{к кул.}}{OK} = \omega_{кул.}$$

дает для скорости скольжения толкателя по кулачку

$$V_{k.m.k.кул.} = KC \cdot \omega_{кул.} \quad ,$$

но т.к.

$$KC = \frac{KB}{\cos \gamma_i} \quad ,$$

то скорость

$$V_{k.m.k.кул.} = \omega_{кул.} \cdot \frac{S_{mi} + \sqrt{R_0^2 - e^2}}{\cos \gamma_i} \quad . \quad (5.29)$$

Эта скорость характеризует износ и представляет интерес, например, в ремонтном производстве.

Чтобы выяснить геометрический смысл соотношения (5.28) и его значение для задачи синтеза механизма, повернем вектор $\overline{V_m}$ на 90° в направлении ω_k и отложим на нем отрезок $KD = \frac{dS_m}{d\varphi_k}$ в том же масштабе

$\mu_l = \mu_S \left[\frac{M}{MM} \right]$ что и для соответствующего S_m , взятого из закона движения толкателя (рис. 5.43 – 5.46). Фигура $CKDO$ – параллелограмм, т.к. $KD \parallel OC$. Проведем $OE \perp KD$. Получим $\angle DOE = \gamma_i$. Очевидно, для построения угла γ_i в следующем положении механизма мы можем поступить аналогичным образом. Рассмотрев все положения в пределах кинематического цикла, получим диаграмму $S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_k}$, расположенную по обе стороны от оси S_m (направлена по прямой AK) с началом в точке A , в пересечении этой оси с окружностью минимального радиуса кулачка R_0 , с расстоянием от центра O вращения кулачка, равным e . Наличие графика $S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_k}$ и центра вращения кулачка O позволяют определить экстре-

мальные значения угла давления γ на фазе удаления и на фазе возвращения. Эти углы будут иметь экстремумы в тех положениях механизма, когда луч OD будет касаться кривой $S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_K}$ (рис. 5.48).

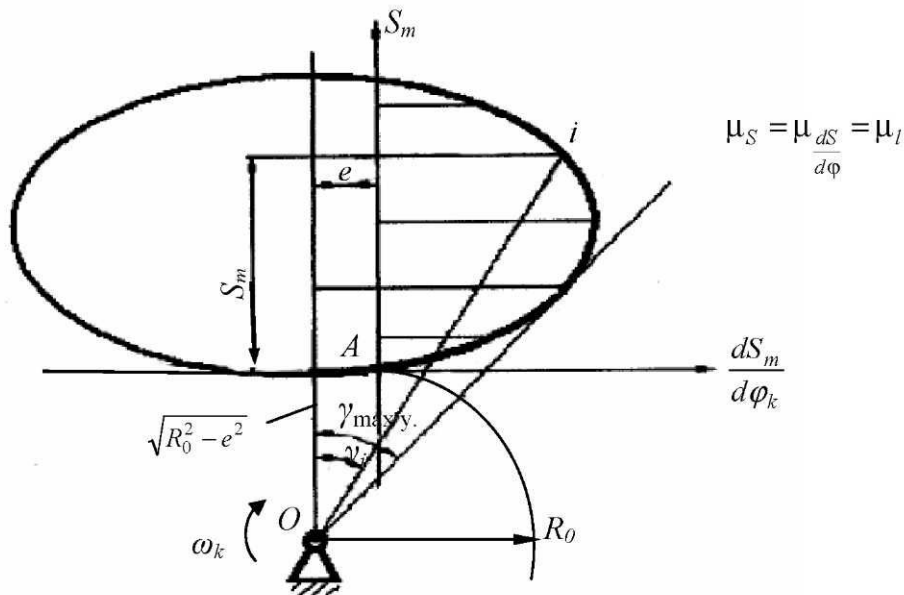


Рис. 5.48. К измерению угла давления в кулачковом механизме

5.3.4. Определение основных размеров R_0 и e

кулачкового механизма с остроконечным толкателем

Вначале рассмотрим решение задачи при поступательном движении острого толкателя. Имеется функция движения толкателя $S_m - \varphi_K$ и предельные значения угла давления на фазе удаления $\gamma_{\max y}$ и на фазе возвращения $\gamma_{\min b}$. Исключая из функции положения $S_m - \varphi_K$ и ее производной

$\frac{dS_m}{d\varphi_K} - \varphi_K$ общий переменный параметр φ_K , строим график функции

$S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_K}$ (рис. 5.49) с началом в точке A (рис. 5.47, 5.48) с масштабами по

осям $\mu_S = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_l \frac{M}{MM}$. К диаграмме $S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_K}$ проводим касательные, со-

ставляющие с осью S_m углы $\gamma_{\max y}$ и $\gamma_{\min b}$. Точка пересечения касательных определяет центр вращения кулачка O (сравни с рис. 5.48). Расстояние точки O до оси S в масштабе μ_l составляет величину, равную эксцентриситету e , а отрезок OA в том же масштабе равен минимальному радиусу кулачка R_0 .

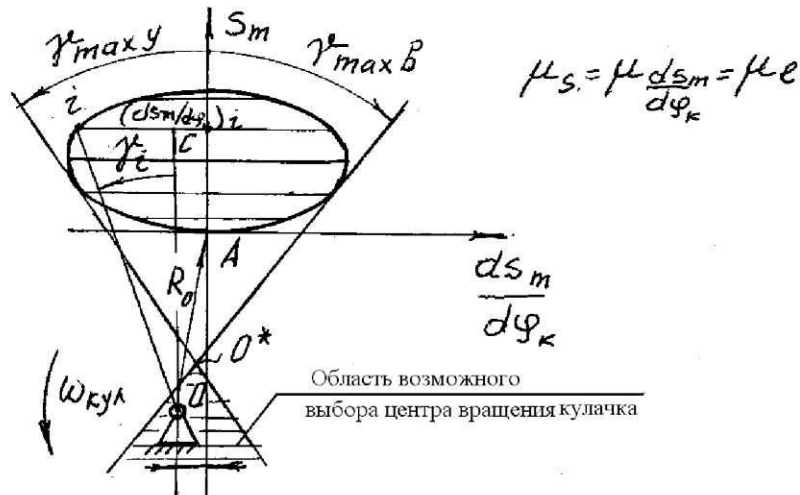


Рис. 5.49. К определению положения центра вращения кулачка и текущего значения угла давления

Необходимо отметить, что выбор центра O кулачка в пересечении касательных в точности соответствует интервалу угла давления:

$$\gamma_{\max y} \geq \gamma \geq \gamma_{\min b}. \quad (5.30)$$

Если центр O выбрать в любой точке заштрихованной области, неравенство (5.30) усилится.

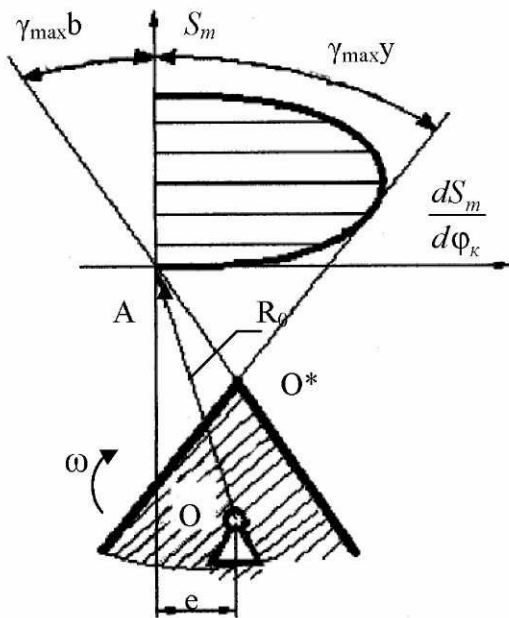


Рис. 5.50. Определение положения центра вращения кулачка с силовым замыканием

Мы рассмотрели случаи геометрического замыкания высшей кинематической пары K , когда кулачок своим воздействием на толкатель обеспечивает его удаление и возвращение. В случае, когда имеет место силовое замыкание кинематической пары K , движение толкателя на фазе возвращения обеспечивается замыкающим элементом (к примеру, пружиной). Положение центра O определяется при этом с учетом того, что график $\frac{dS_m}{d\varphi_K}$ на фазе возвращения совпадает с осью S_m . Касательная на этой фазе проходит через начало A диаграммы $S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_K}$ (рис. 5.50).

В коромысловом кулачковом механизме с толкателем, оканчивающимся острием, острие движется по дуге окружности с радиусом, равным заданной длине коромысла $l_{кор}$. (рис. 5.51).

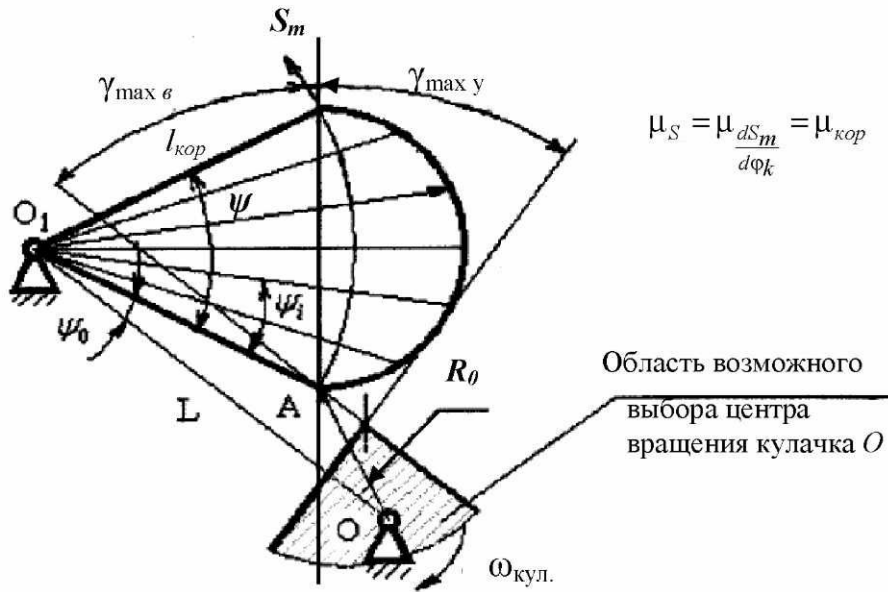


Рис. 5.51. К определению положения центра вращения кулачка с коромыслом

По этой дуге направляем ось S_m и, в пределах заданного угла размаха коромысла ψ , разбиваем ось S_m в соответствии с известной функцией $S_i = S_i(\varphi_K)$ положения острия коромысла ($S_i = \psi_i \times l_{кор}$).

По нормальям к оси S_m , которые занимают положения радиальных прямых, в соответствии с направлением угловой скорости кулачка ($\omega_{кул}$) и согласно сформулированному ранее правилу, в масштабе коромысла μ_l

откладываем отрезки $\frac{dS_m}{d\varphi_K} = \frac{d\psi_m}{d\varphi_K} \times l_{кор}$, а дугу, описываемую острием тол-

кателя спрямляем хордой. Хорда, в среднем, заменяет дугу, а учитывая, что центр вращения кулачка выбирается не в точке O , а в заштрихованной области, хорду считаем приближенным изображением оси S_m . К этой оси, как обычно, под углами $\gamma_{maxу}$ и $\gamma_{minв}$ проводим касательные к диаграмме

$S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_K}$, находим область выбора центра вращения кулачка O . Выбор

этого центра определяет минимальный радиус кулачка R_0 , длину стойки – межосевое расстояние $O_1O = L$, начальный угол коромысла O_1A со стойкой $O_1O - \psi_0$.

5.9.5. Профилирование кулачка

Технику профилирования рассмотрим на примере механизма с коромысловым остроконечным толкателем. Профилирование производят в той же системе, в которой находят центр вращения кулачка O . Оно может быть осуществлено на том же чертеже, либо на новом месте (рис. 5.52). В последнем случае переносят все, кроме графика $S_m - \frac{dS_m}{d\varphi_k}$ (деления оси S_m оставляют).

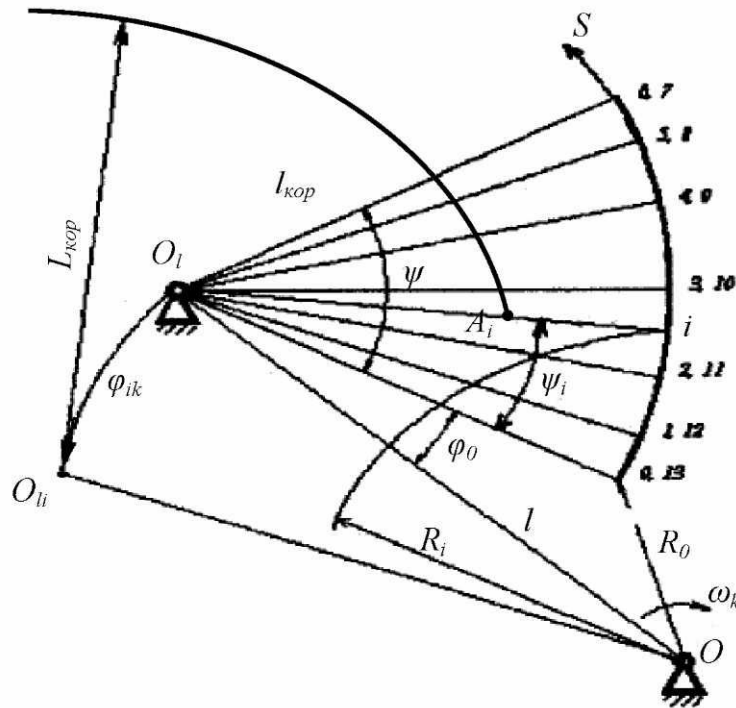


Рис. 5.52. Схема обращения движения в механизме с коромыслом:
 i – положение коромысла и кулачка из функции положения $\psi_i = \psi(\varphi_k)$

Далее пользуются методом обращения движения – вводят в рассмотрение плоскость, вращающуюся вокруг центра O с угловой скоростью ω_k и помещают на нее наблюдателя. При этом все звенья начинают «отставать» в первоначальном своем движении на величину ω_k . В результате плоскость заготовки кулачка как бы останавливается, стойка OA вращается вокруг центра O с угловой скоростью ω_k (навстречу наблюдателю), а толкатель (OK) совершает сложное движение, состоящее из двух простых – относительно стойки он занимает последовательные положения в соответствии с имеющейся уже разметкой ψ_m (в соответствии с функцией положения $\psi_m = \psi(\varphi_k)$), и вместе со стойкой, которая последовательно занимает положения φ_k также в соответствии с указанной функцией.

Сложное движение толкателя можно осуществить последовательно указанными двумя движениями – вначале переместить толкатель относительно стойки (например в положение i), затем жесткий угол iO_1O повернуть вокруг центра O на угол φ_{ik} в соответствии с функцией положения $\psi = \psi(\varphi_k)$. При повороте все точки угла $\angle iO_1O$, ставшего жестким, описывают окружности вокруг центра O ; на окружностях из точек O_{1i} радиусами, равными длине коромысла, на неподвижной плоскости находят точки, принадлежащие теоретическому профилю кулачка. И, таким образом, в пределах $\varphi_K = 360^\circ$.

Аналогично поступают в случае, когда толкатель совершает поступательное движение (рис. 5.53.). При этом стойка – прямая AB – в обратном движении огибает окружность, описанную вокруг центра O радиусом, равным эксцентриситету e . Описав из центра O окружность указанного радиуса, получим геометрическое место дуг, описываемых точкой B пропорциональных углам φ_K в соответствии с функцией положения $S_m - \varphi_K$. Изобразив в положении φ_K стойку в виде касательной к окружности радиуса e , находим на ней точку $i_{кул}$, принадлежащую теоретическому профилю кулачка. Делая засечку радиусом O_i , так поступают со всеми расчетными положениями в пределах $0 \leq \varphi_{K_i} \leq 360^\circ$.

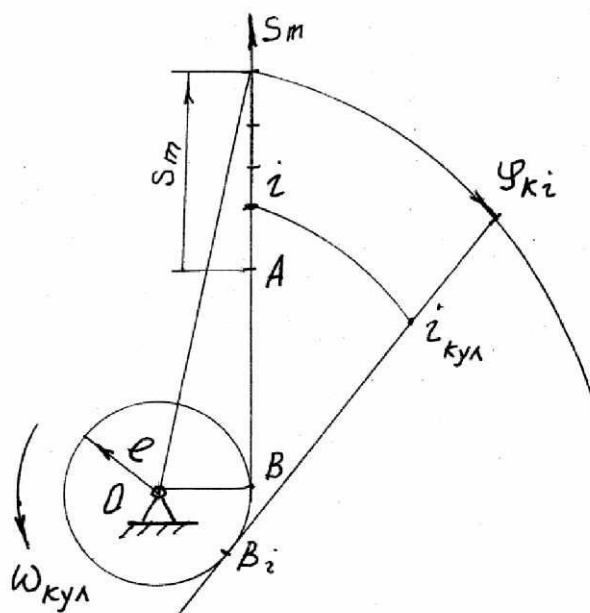


Рис. 5.53. Схема обращения движения при поступательном движении толкателя

Остроконечный толкатель не имеет распространения в машинах, поскольку сила трения скольжения между толкателем и кулачком быстро изнашивает то и другое. Поэтому на практике в указанную кинематическую пару вводят цилиндрический ролик, который не влияет на закон движения толкателя, является пассивным звеном, заменяет качение на скольжение и за счет замены вида трения снижает износ. При этом острие выполняет роль центра ролика, и совершает движение по теоретическому профилю кулачка, в то время как сам ролик катится по профилю, эквидистантному с

теоретическим, отстоящему от него на величину радиуса ролика. Радиус ролика r_p выбирают минимальным из двух соотношений:

$$r_p = 0,45 \cdot R_0; r_p = 0,8 \cdot \rho_{\min}, \quad (5.30)$$

где ρ_{\min} – минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка на участке, определяемом визуально (рис. 5.54). Величину радиуса ρ_{\min} определяют, выбирая на указанном участке три точки и проводя через них окружность. Соотношения (5.30) позволяют предотвратить самопересечение практического профиля и уравнивать износ рабочих поверхностей ролика и кулачка. Практический профиль получают как огибающую семейства окружностей радиусом r_p с центрами на центровом профиле кулачка.

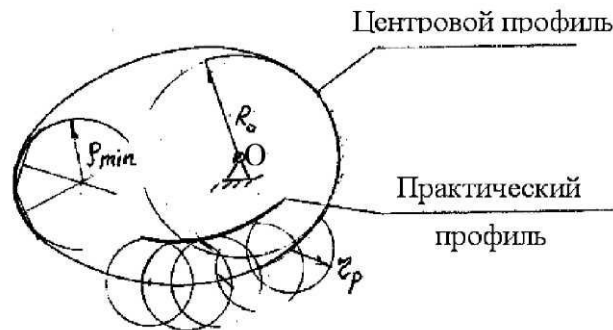


Рис. 5.54. К определению практического профиля кулачка

6. ДИНАМИКА МАШИН

В разделе рассматриваем методики:

1. Исследования движения машин под действием приложенных сил.
2. Определения масс, при которых обеспечивается динамическая устойчивость выполнения заданного машинного техпроцесса.
3. Определения реакций в кинематических парах и потерь на трение в них, позволяющих спрогнозировать износ.

6.1. Исследование движения машинного агрегата

6.1.1. Силы, действующие в машинах

В машинах действуют внешние и внутренние силы. К ним относят:

1. Движущие силы.
2. Силы полезного сопротивления.
3. Силы вредного сопротивления.
4. Силы тяжести.
5. Силы упругости звеньев и пружин.

Движущие силы. Их основным источником является приводной двигатель. На тех или иных участках движения ими могут быть потенциальные силы: веса, упругости, силы со стороны сжатого газа и т.п. Работа этих сил положительна. *Силы полезного сопротивления* – силы со стороны обрабатываемых объектов, сопротивляющихся их изменениям инструментами. Эти силы приложены к обрабатываемым инструментам. Машины предназначены для их преодоления. Работа этих сил отрицательна. *Силы вредного сопротивления* – в основном силы трения. Возникают в реальных кинематических парах, благодаря действию в них внутренних сил – реакций. Работа *сил трения* также является отрицательной. В кинематических парах реакции проявляются как действие и противодействие. В машинах с идеальными связями работа реакций равна нулю. *Силы веса и упругости* являются потенциальными силами, совершающими как положительную, так и отрицательную работу. На замкнутых траекториях работа этих сил также равна нулю.

6.1.2. Уравнения движения машин. Приведение масс

Для исследования движения главного вала машинного агрегата применяются дифференциальные уравнения движения механической системы. В случае агрегата со многими степенями свободы (например, манипулято-

ра) дифференциальные уравнения составляют в виде известных уравнений Лагранжа II рода. Составляют столько уравнений, сколько обобщенных координат имеет агрегат. Если машинный агрегат имеет одну степень свободы, а силы – функции перемещений, то наиболее рациональным аппаратом исследования является уравнение изменения кинетической энергии системы.

$$\Delta T = T - T_0 = \Delta A^{(e)} = \sum A^{(e)} = A_{об} - A_{н.с.} - A_{в.с.} \pm A_g \pm A_{упр.}, \quad (6.1)$$

где $\sum A^{(e)}$ – сумма работ внешних сил (движущих $A_{об}$, полезных $A_{н.с.}$ и вредных $A_{в.с.}$, сопротивлений, веса A_g и упругости $A_{упр.}$).

Машина – сложная механическая система, в которой скорости точек подвижных звеньев имеют различные значения, однако при $W = 1$ они зависят от обобщенной координаты, поэтому левую часть уравнения (6.1) преобразуют. Обозначив k – количество подвижных звеньев машины, и считая, что в общем случае каждое звено совершает плоскопараллельное движение, будем иметь:

$$T = \sum_1^k T_i = \sum_1^k \left(m_i \times \frac{V_{si}^2}{2} + J_{si} \times \frac{\omega_i^2}{2} \right),$$

где V_{si}, ω_i – скорости центров масс и угловые скорости i -тых звеньев;
 m_i, J_{si} – массы и моменты инерции масс относительно центров масс.

Вынесем $\frac{\dot{q}^2}{2}$ за пределы скобок и знака суммы (Σ) (\dot{q} – обобщенная скорость машины). Получим:

$$T = \frac{\dot{q}^2}{2} \times \sum_1^k \left(m_i \times \left(\frac{V_{si}}{\dot{q}} \right)^2 + J_{si} \times \left(\frac{\omega_i}{\dot{q}} \right)^2 \right) = \frac{\dot{q}^2}{2} \times A(q), \quad (6.2)$$

где выражение

$$A(q) = \sum_1^k \left(m_i \times \left(\frac{V_{si}}{\dot{q}} \right)^2 + J_{si} \times \left(\frac{\omega_i}{\dot{q}} \right)^2 \right) \quad (6.3)$$

представляет собой обобщенную инертность машинного агрегата в функции обобщенной координаты q . Величина $A(q)$ имеет размерность, зависящую от выбора q : если q – угол, то \dot{q} – угловая скорость, а $A(q)$ имеет размерность момента инерции ($кг \cdot м^2$). В этом случае $A(q)$ называют приведенным к обобщенной координате q моментом инерции $J_{пр}(q)$. Если q – линейное перемещение, то \dot{q} – линейная скорость, $A(q)$ имеет размерность

массы (кг) и называется приведенной массой $m_{np}(x)$. В свою очередь, $\frac{V_{Si}}{\dot{q}}$ и $\frac{\omega_j}{\dot{q}}$ – передаточные функции от точек и звеньев машины к звену приведения.

В качестве примера рассмотрим кривошипно-ползунный механизм (рис. 6.1). Заданы его геометрические и массовые параметры: $\varphi, m_1, m_2, m_3, l_{OS_1}, l_{AS_2}, l_{OA}, l_{AB}, e, J_{S_1}, J_{S_2}$.

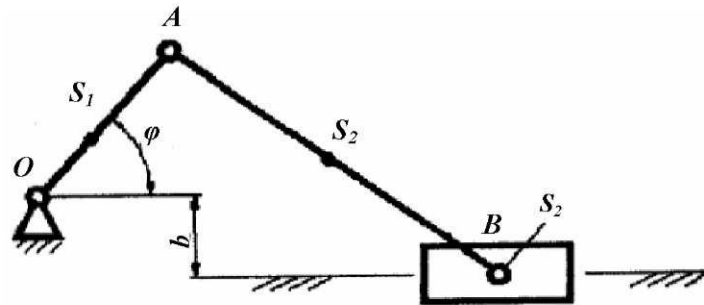


Рис. 6.1. Динамическая схема кривошипно-ползунного механизма

Для трех подвижных звеньев записываем сумму трех похожих друг на друга скобок в соответствии с (6.3):

$$J_{np\varphi} = \left(m_1 \times \left(\frac{V_{S1}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S1} \times \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 \right) + \left(m_2 \times \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \times \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right) + \left(m_3 \times \left(\frac{V_{S3}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S3} \times \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 \right)$$

Учитывая, что $\frac{V_{S1}}{\omega_1} = l_{OS1}$; $\frac{\omega_1}{\omega_1} = 1$; $\frac{\omega_3}{\omega_1} = 0$, выражение в скобках для кривошипа OA и ползуна B можно существенно упростить. Окончательно получаем:

$$J_{np\varphi} = J_{O1} + m_2 \times \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \times \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \times \left(\frac{V_{S3}}{\omega_1} \right)^2.$$

Если машина – многозвенная, т.е. количество звеньев k у нее велико, то выражение обобщенной инертности по формуле (6.3) может оказаться весьма сложным из-за сложности передаточных функций $\frac{V_{Si}}{\dot{q}}$ и $\frac{\omega_i}{\dot{q}}$. Вычисление $A(q)$ можно упростить, осуществив приведение масс предварительно в каждом из n механизмов, которые составляют машину, а затем

переприведа их к обобщенной координате машины. В самом деле, представив кинетическую энергию машины как:

$$T = \sum_1^n T_i, \quad (6.4)$$

где T_i – кинетическая энергия звеньев i -того механизма, вычисляемая по (6.2), обобщенную координату машины обозначив через q , а i -того механизма через q_i , из (6.4) получаем [19]:

$$\frac{\dot{q}^2}{2} \times A(q) = \sum_1^n \frac{\dot{q}_i^2}{2} \times A(q_i),$$

откуда после преобразований

$$A(q) = \sum_1^n A(q_i) \times \left(\frac{q_i}{q}\right)^2. \quad (6.5)$$

Т.о., если имеется машинный агрегат, включающий, например, двигатель ($Дв$) (рис. 6.2), планетарную передачу ($Пл$), открытую ступень зубчатых колес ($Ст$), рычажный механизм (Р.М.) с закрепленным на нем рабочим органом (Р.О.), динамические характеристики которого известны,

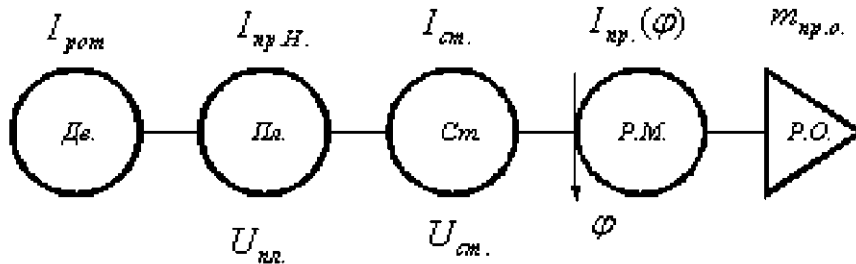


Рис. 6.2. Динамическая схема машинного агрегата

то для него момент инерции всех масс, приведенный к кривошипу рычажного механизма (главному валу с обобщенной координатой φ) будет:

$$J_{\varphi} = J_{\varphi.дв.} + J_{\varphi.пл.} + J_{\varphi.ст.} + J_{\varphi.р.м.} + J_{\varphi.р.о.}$$

где $J_{\varphi.дв.} = J_{рот} \cdot U_{пл}^2 \cdot U_{ст}^2$; $J_{\varphi.пл.} = J_{пр.пл} \times U_{ст}^2$; $J_{\varphi.р.м.} = J_{пр}(\varphi)$, а в свою очередь, $J_{рот}, J_{пр.Пл}, J_{пр.φ}$ – моменты инерции масс ротора двигателя, приведенных к его оси вращения, масс планетарного механизма, включая ведущее колесо открытой передачи, приведенных к оси вращения водила H и масс рычажного механизма, включая ведомое зубчатое колесо открытой ступени и рабочий орган – к оси вращения ведущего кривошипа (главного вала машины).

С учетом нововведений, уравнение (6.1) приобретает вид:

$$\Delta T = T - T_0 = \frac{J_{пр} \omega^2}{2} - \frac{J_{пр0} \omega_0^2}{2} = \sum A^{(e)} = A_{дв} - A_{н.с.} - A_{в.с.} \pm A_{\phi} \pm A_{упр}. \quad (6.6)$$

Уравнение (6.6) представляет форму интеграла энергии, им пользуются, когда силы зависят от положения механизма. При запусках машин на их звенья действуют лишь движущие силы, зависящие от угловой скорости, силы полезного сопротивления отключают, а потенциальными пренебрегают. В этих случаях удобнее пользоваться дифференциальным уравнением движения машины, которое получают из уравнения кинетической энергии в дифференциальной форме:

$$dT = dA. \quad (6.7)$$

Для главного вала машины, после приведения масс и момента двигателя $M_{з.в.} = U_{\text{дв-з.в.}} \cdot M_{\text{дв}}(\omega)$, где $M_{\text{дв}}(\omega)$ – уравнение механической характеристики двигателя (рис. 2.2) в период запуска, а $U_{\text{дв-з.в.}}$ – передаточное отношение от двигателя к главному валу, имеем в соответствии с уравнением (6.7):

$$d(J_{np} \cdot \omega^2 / 2) = M_{з.в.} d\varphi,$$

отсюда после дифференцирования по углу поворота φ получаем дифференциальное уравнение движения машины:

$$J_{np} \varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{np}}{d\varphi} = M_{з.в.}, \quad (6.8)$$

здесь $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение главного вала.

6.1.3. Аналитический метод исследования движения главного вала. Расшифровка тахограмм

Если движение изучать от его начала (нажатие пусковой кнопки), то $\omega_0 = 0$. Тогда из (6.8) получим:

$$\varepsilon_0(\varphi) = \frac{M_{\text{пуск}} \cdot U_{\text{дв-з.в.}}}{J_n(\varphi_0)},$$

где $M_{\text{пуск}}$ – пусковой момент двигателя.

При достаточно малых приращениях времени Δt для вычисления ω_1 и φ_1 , т.е. следующей точки функции $\varphi(t)$ применяют [10] формулы равноускоренного либо равнозамедленного движения:

$$\omega_1 = \varepsilon_0(\varphi) \cdot \Delta t;$$

$$\varphi_1 = \varphi_0 + 0,5\varepsilon_0(\varphi) \cdot (\Delta t)^2.$$

Подставляя в (1), получают:

$$\varepsilon_1 = -\frac{M_{об}(\omega_1)J_{об-з.в.} - \frac{\omega_1^2}{2} \left(\frac{dJ_{np}}{d\varphi} \right)_1}{J_{np1}},$$

где $M_{об}(\omega_1)$ – значение его момента, взятое из механической характеристики двигателя. И так, пока величина $\omega(\varphi)$ возрастает.

Параллельно заполняют таблицу 6.1, в которой $t = \sum_1^i \Delta t_i$.

Таблица 6.1

Изменение кинематических параметров главного вала

№№ п/п	Δt	t (с)	ω рад/с	φ рад	ε
0	0	0	0	0	ε_0
1	Δt_1	Δt_1	ω_1	φ_1	ε_1
2	Δt_2	$\Delta t_1 + \Delta t_2$	ω_2	φ_2	ε_2
3
n	–	$\sum t_i$	0	φ	–

Достигнув положения, когда величина ω_i изменяется незначительно, в рассмотрение вводят силы полезного сопротивления, а момент двигателя приравнивают к номинальному $M_D = M_{ном}$. Расчет ведут при помощи уравнения (6.6), в котором:

$$A_{об} = M_{ном} \Delta \varphi; \quad A_{н.с.} = \sum \int F_{н.с.i} dS_i,$$

где S_i – перемещения инструмента, а $F_{н.с.i}$ – силы производственных сопротивлений с учетом обнуления $\sum A^{(e)}$ в каждом кинематическом цикле. Последовательно получают:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{J_{np0} + 2 \sum A^e}{J_{np_i}}}, \quad (6.9)$$

результаты заносят в таблицу 6.1.

По окончании процесса обработки изделия машину выключают, становится $A_{об} = 0$, $A_{н.с.} = 0$, включают тормоза, и в формулу (6.9) подставляют:

$$\sum A^e = A_{mp} = \sum M_{mp} \Delta \varphi.$$

Расчет ведут, пока станет $\omega_i = 0$ – выбег окончен.

По результатам расчетов можно построить график $\omega = \omega(\varphi)$ – тахограмму вращения главного вала машины (рис. 6.3).

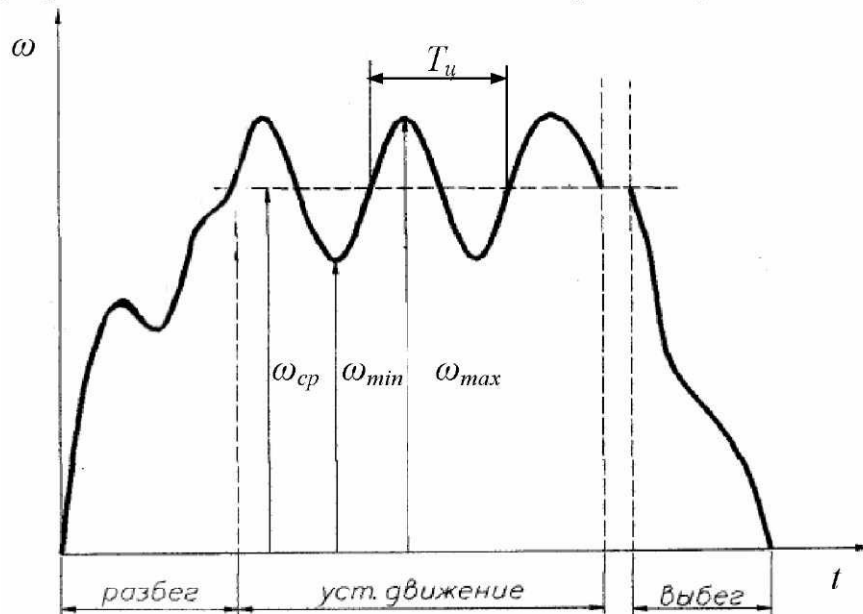


Рис. 6.3. Тахограмма движения главного вала машины

На тахограмме в общем случае можно выделить 3 стадии движения машины: разбег, установившееся движение, выбег.

1. *Разбег*. Как указывалось, при этом $T_0 = 0$. Кроме того:

$$A_{nc} = 0, \text{ и } \pm A_g \pm A_{ynp} \approx 0 \text{ (можно пренебречь)}$$

Тогда:

$$A_{\partial v} = T + A_{вс}.$$

Т.е. при разбеге работа двигателя затрачивается на преодоление сил вредного сопротивления и на создание запаса кинетической энергии движущихся звеньях.

2. *Установившееся движение*. Оно характеризуется периодическим изменением обобщенной скорости относительно некоторого постоянного (среднего) значения.

$$\omega_{cp} = 0,5(\omega_{max} + \omega_{min}).$$

В начале и в конце цикла установившегося движения обобщенная скорость и положения звеньев одинаковы. При этом и кинетическая энергия машины также одинакова ($T = T_0$).

За цикл силы упругости и тяжести совершают работу, равную нулю $A_g = A_{ynp} = 0$. Тогда за один полный цикл установившегося движения из (6.1) получим:

$$0 = A_{\partial v} - A_{nc} - A_{вс},$$

т.е.

$$A_{\partial\theta} = A_{nc} + A_{вс}. \quad (6.10)$$

Таким образом, при установившемся движении работа двигателя расходуется на преодоление сил полезного и вредного сопротивлений.

Если уравнение (6.10) разделить на $A_{\partial\theta}$, то будем иметь:

$$1 = A_{nc} / A_{\partial\theta} + A_{вс} / A_{\partial\theta},$$

где $(A_{nc} / A_{\partial\theta}) = \eta$ – цикловой КПД, а $(A_{вс} / A_{\partial\theta}) = \psi$ – цикловой коэффициент потерь.

Величина $\eta < 1$, а $\eta = 0$ у машин на холостом ходу, когда $A_{nc} = 0$.

Если $A_{вс} > A_{\partial\theta}$, т.е. силы вредного сопротивления больше движущих сил, то $\psi > 1$. При этом движение невозможно, т.к. $\eta < 0$.

3. *Выбег*. Отключают двигатель, отключают полезную нагрузку. В конце стадии выбега $T = 0$. Тогда:

$$A_{\partial\theta} = 0, T = 0, A_{nc} = 0$$

и уравнение (6.1) имеет вид:

$$-T_0 = -A_{вс} \pm A_g \pm A_{впр}.$$

Если пренебречь двумя последними слагаемыми, то $T_0 = A_{вс}$: энергия, запасенная машиной при разбеге, расходуется на потери в тормозных устройствах. Экономичная форма тормозных устройств – рекуператор – устройство для возвращения запасенной энергии в питающую сеть (для ее повторного использования, например, в трамвае), для последующего разбега (маховик), для обогрева помещения (обогреватель) и т.п.

6.1.4. Определение закона движения главного вала при помощи диаграммы энергомасс

Диаграмма энергомасс – кривая движения машины в осях T (кинетическая энергия) J_{np} (приведенный момент инерции) ее звеньев. Для каждого момента движения машины по формулам (6.1) и (6.5) можно определить T и J_{np} , а, следовательно, построить диаграмму энергомасс (рис. 6.4).

Для некоторого i -того положения машины из выражения кинетической энергии ее звеньев имеем:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2T_i}{J_{np i}}}, \quad (6.11)$$

где $T_i = ki \times \mu_T$, $J_{np i} = ok \times \mu_J$, а (ki) и (ok) – координаты точки i .

Подставляя выражения T_i и $J_{np i}$ в формулу (6.11), получаем:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2\mu_T}{\mu_J} \times \frac{ki}{ok}} = c \sqrt{\operatorname{tg} \psi_i}, \quad (6.12)$$

где $c = \sqrt{\frac{2\mu_T}{\mu_J}} = \operatorname{const}$ для всех положений главного вала, а ψ_i – угол наклона луча, проведенного из начала O диаграммы к i -той точке на диаграмме.

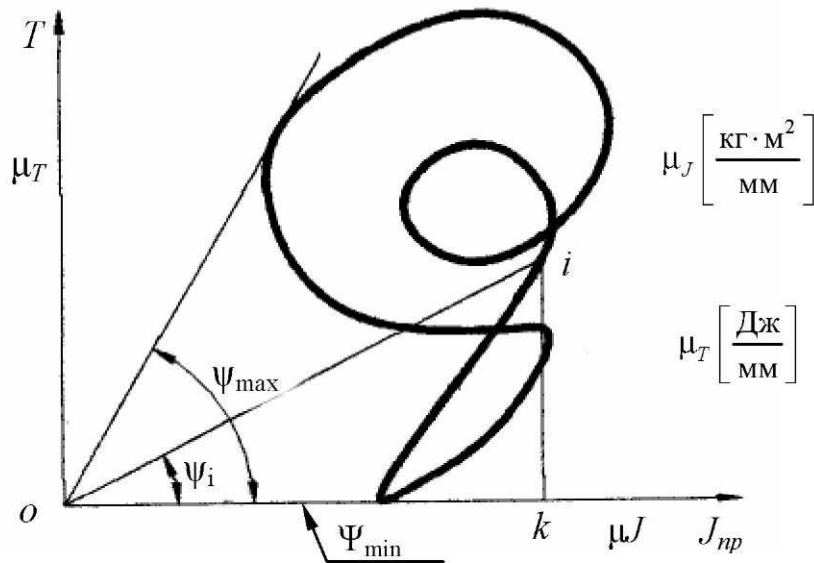


Рис. 6.4. Диаграмма энергомасс

Меняя положение точки i по формуле (6.12) можем вычислить значения ω_i , где i – номер положения главного вала, построить график $\omega = \omega(\varphi)$.

Диаграмма энергомасс позволяет легко и просто определить экстремальные значения угловой скорости ω_{\max} и ω_{\min} : они соответствуют углам наклона касательных к диаграмме ψ_{\max} и ψ_{\min} , проведенным из начала координат (на рис. 6.4 $\psi_{\min} = 0$).

6.2. Регулирование движения машинного агрегата.

Постановка задачи и ее решение

Чтобы обеспечить динамическую устойчивость выполнения заданной технологии и, следовательно, обеспечить требуемое качество выпускаемой продукции, предохранить электропривод от возможных перегрузок, предотвратить перегревание его обмоток, тем самым повысив КПД, необходимо создать запас кинетической энергии в звеньях, который обеспе-

чит приводному двигателю успешное преодоление пиковых нагрузок, и удержат его угловую скорость в пределах устойчивой ветви механической характеристики.

При тех же скоростных режимах машины необходимый запас можно создать за счет инертности звеньев и передаточных функций, т.е. соответствующим подбором приведенного момента инерции маховых масс.

При динамическом синтезе машин колебания угловой скорости главного вала ограничивают коэффициентом неравномерности δ , который выбирают из таблиц в зависимости от вида машины и выполняемого ею технологического процесса. По определению:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}, \quad (6.13)$$

где

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{\pi \cdot n_{z.e.}}{30},$$

причем $n_{z.e.}$ – частота вращения главного вала машины (мин^{-1}).

Величина δ в зависимости от типа машины и выполняемого технологического процесса регламентируется: $\delta = 0,1 \div 0,01$ [3].

В отрегулированном машинном агрегате диаграмма энергомасс в цикле установившегося движения должна размещаться в створе касательных, проведенных из ее начала под углами ψ_{\max} и ψ_{\min} ; углы должны соответствовать выбранному коэффициенту δ и заданной производительности ($n_{z.e.}$ – см. соотношение 1.1). Выражая из системы уравнений (6.13) величины ω_{\max} и ω_{\min} , подставляя их в формулу (6.12) и пренебрегая малой величиной δ^2 , после преобразований для указанных углов получаем:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \psi_{\max} &= \frac{\mu_J}{2\mu_T} (1 + \delta) \cdot \omega_{cp}^2 \\ \operatorname{tg} \psi_{\min} &= \frac{\mu_J}{2\mu_T} (1 - \delta) \cdot \omega_{cp}^2 \end{aligned} \right\}. \quad (6.14)$$

Чтобы построить «петлю» Виттенбауэра (диаграмма энергомасс за один полный цикл установившегося движения) представим приведенный момент инерции звеньев машины $J_{np.i}$ как:

$$J_{np.i} = \Delta J_{np.i} + J_{np.o},$$

а кинетическую энергию T_i как:

$$T_i = \Delta T_i + T_0,$$

где i – номер положения машины в цикле установившегося движения;

$J_{np,0}$ и T_0 – составляющие наборов $J_{np,i}$ и T_i , которые можно принять за постоянные;

$\Delta J_{np,i}$ и ΔT_i – известные приращения постоянных. Тогда петлю Виттенбауэра для цикла установившегося движения машины можно изобразить в осях известных приращений $\Delta J_{np,i} - \Delta T_i$, выбрать при этом удобные масштабы $\mu_J \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}} \right]$ и $\mu_T \left[\frac{\text{Дж}}{\text{мм}} \right]$, по формулам (6.14) вычислить углы Ψ_{\max} и Ψ_{\min} наклона касательных к «петле», в пересечении касательных найти начало диаграммы энергомасс $T_i - J_{np,i}$, а вместе с тем и постоянные $J_{np,0}$ и T_0 (рис. 6.5).

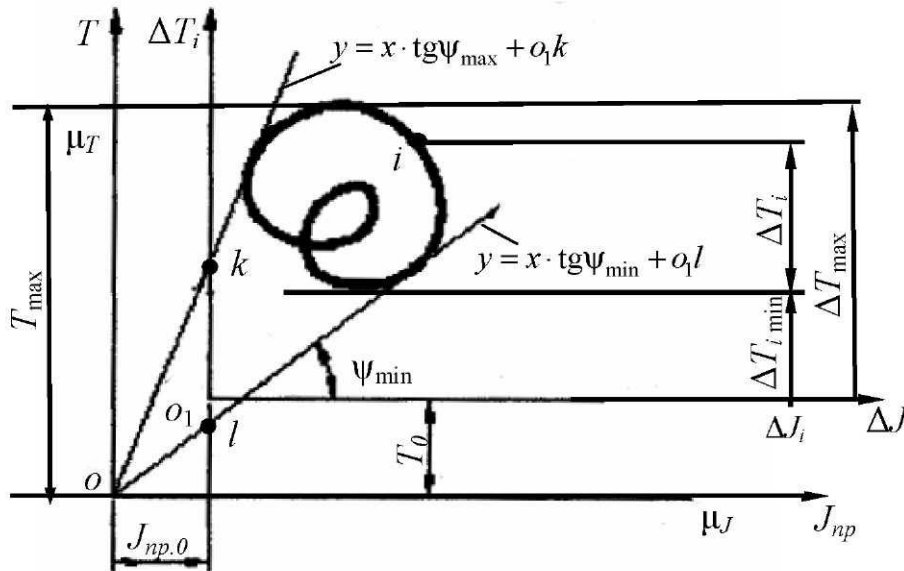


Рис. 6.5. «Петля» Виттенбауэра (в осях $\Delta T - \Delta J_{np}$)

Покажем, как найти «известные» приращения $\Delta J_{np,i}$ и ΔT_i .

Величину $\Delta J_{np,i}$ вычисляем по формуле (6.5), суммируя в ней, прежде всего (и в основном), переменные слагаемые (например, для рычажных механизмов с меняющейся геометрией).

Величину ΔT_i вычисляем, пользуясь выражением (6.1), в котором суммой величин $A_{в.с.i} \pm A_{в.i}$ и $A_{унр.i}$ в первом приближении пренебрегаем. Получаем:

$$\Delta T_i = A_{\partial в.i} - A_{н.с.i}.$$

Покажем, как вычислить $A_{н.с.i}$ [18]. Теоретическими рассуждениями, либо при помощи силоизмерителя, закрепленного на рабочем звене, полу-

чают график силы полезного сопротивления $F_{n.c.}$ в функции его перемещений $F_{n.c.}(S)$. Например, для рабочего звена строгального станка этот график можно изобразить прерывистой прямой, параллельной оси S (рис. 6.6, б) и участком оси S в пределах хода H , а для воздушного поршневого компрессора этот график представляет более сложную кривую (рис. 6.6, а), включающую ветви: сжатия газа – ab , нагнетания в емкость при постоянном давлении – bc (прямой ход H), снижения давления в цилиндре при обратном его ходе – H и закрытых клапанах – cd , всасывание из атмосферы при открытом впускном клапане – da .

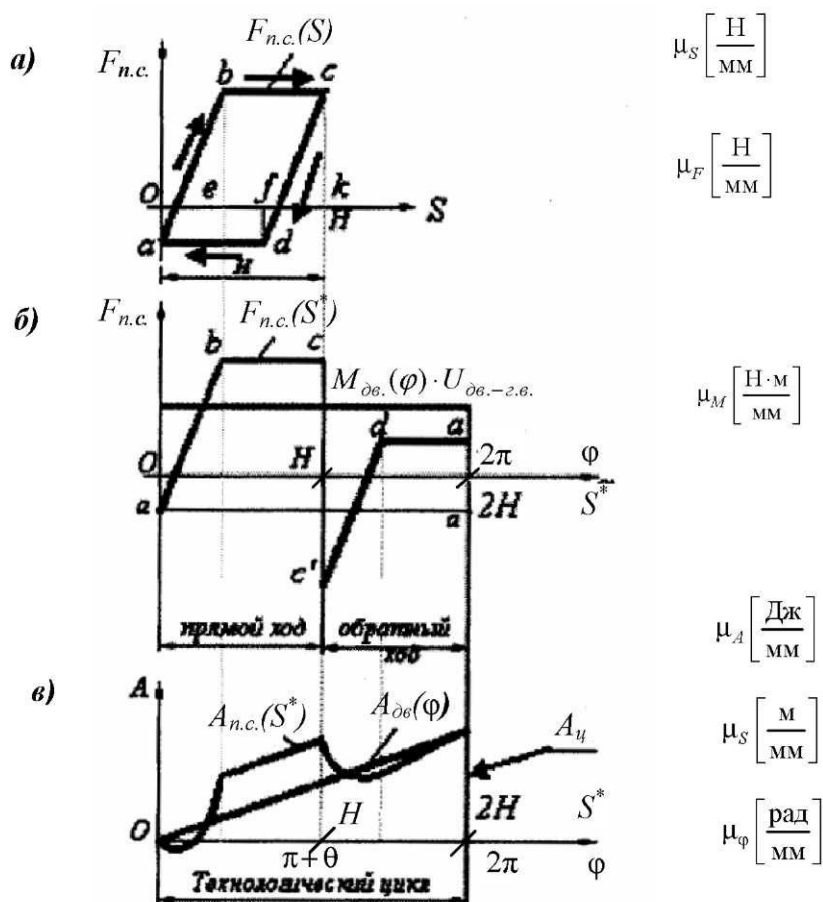


Рис. 6.6. Построение графиков работ

На рис. 6.6. кроме диаграммы полезной нагрузки в функции перемещений рабочего звена представлены: 1) график полезной нагрузки за цикл в функции пути рабочего звена $F_{n.c.}(S^*)$ (рис. 6.6, б); и 2) график работ полезных сил в этой же функции $A_{n.c.}(S^*)$ (рис. 6.6, в) за цикл.

График работ полезных сил $A_{n.c.}(S^*)$ получают, интегрируя график полезной нагрузки $F_{n.c.}(S^*)$ (рис. 6.6, б). При этом пользуются геометриче-

ским смыслом интеграла. График работ движущих сил (рис. 6.5, в) в функции угла поворота главного вала очерчиваем прямой $A_{\text{дв.}}(\varphi)$ в осях $A - \varphi$ (рис. 6.6, в) на том основании, что за цикл установившегося движения ($\varphi = 2\pi$ и $S = 2H$) работа движущих сил $A_{\text{дв.}}$ равна работе сил сопротивления $A_{\text{н.с.}}$, и поскольку приведенный момент двигателя $M_{\text{дв.}}(\varphi) \cdot U_{\text{дв.г.в.}}$ – величина постоянная, график $A_{\text{дв.}}(\varphi)$ – прямая пропорциональность.

В процессе вычислений $\Delta J_{\text{пр.}i}$ и ΔT_i заполняют таблицу 6.1. Методику определения масс звеньев приводим ниже.

Таблица 6.1

Схема вычисления приращений ΔT и $\Delta J_{\text{пр}}$

№ положения механизма	0	1	2	3	...	n
φ_i	0	10	25	$80 + \theta$...	360
S_{i_s} , м	0			H		2H
ΔJ_i , кг·м ²						
$A_{\text{дв.}i}$	0					$A_{\text{дв.н.}}$
$A_{\text{н.с.}i}$	0					$A_{\text{н.с.н.}}$
$\Delta T_i = A_{\text{дв.}i} - A_{\text{н.с.}i}$	0					0

Вернемся к рис. 6.5. Уравнение касательных, как прямых, отсекающих на оси ΔT отрезки o_1k (мм) и o_1l (мм), проведенных в направлениях ψ_{max} и ψ_{min} к оси Δl , могут быть записаны в виде:

$$\begin{aligned} y &= x \operatorname{tg} \psi_{\text{max}} + o_1k \\ y &= x \operatorname{tg} \psi_{\text{min}} + o_1l. \end{aligned} \quad (6.15)$$

Будучи решенными совместно, они в осях $\Delta T - \Delta J$ дадут координаты x_0 , y_0 (мм) начала O осей $T - J_{\text{пр}}$, по которым могут быть определены искомые:

$$\begin{aligned} T_0 &= |y_0| \cdot \mu_T; \\ J_{\text{пр}0} &= |x_0| \cdot \mu_J. \end{aligned}$$

Величина T_0 приблизительно составляет энергию, накапливаемую звеньями машин при их разбеге.

Вычитанием из $J_{\text{пр}0}$ неучтенных постоянных составляющих момента инерции $J_{\text{пр}0}^*$ механизмов с неизменяемой геометрией, например, зубчатых, получаем момент инерции масс, вводимых дополнительно в виде махового колеса:

$$J_{\text{max}} = J_{\text{пр}0} - J_{\text{пр}0}^* \quad (6.16)$$

6.3. Предварительная оценка масс и структуры энергозатрат машин

Внешними показателями той или иной технологической машины являются – ее масса и структура энергопотребления. Поэтому уже на этапе разработки технического предложения необходимо согласование указанных показателей с компетентными представителями.

Предварительная оценка масс звеньев производится по вероятностным оценочным показателям, когда основные размеры звеньев и материалы известны. Например, массу рычага в первом приближении можно считать равномерно распределенной по длине, интенсивность распределения массы $q = 30 \text{ кг/м}$ [20]. Зубчатые колеса можно считать однородными цилиндрами с известным диаметром и толщиной, а массу крупногабаритных колес – таких, как маховик, считать равномерно-распределенной по ободу. По функциональному назначению машины можно оценить массы ползунков и станины; последнюю можно также брать в частях от масс подвижных звеньев машины.

Рассмотрим вопрос об определении массы махового колеса.

Момент инерции махового колеса, приведенный к главному валу машины, получают из соотношения (6.16). Поскольку главный вал обычно вращается с небольшой скоростью, то маховик способен накапливать необходимое количество энергии (T_{\max}) лишь при значительной массе. Поэтому конструируют его так, чтобы основную массу сосредоточить по ободу (ступица и обод, соединенные спицами). Тогда, задаваясь средним диаметром обода D_{cp} , получают массу маховика приблизительно равной

$$m_{\max} \approx \frac{4J_{\max}}{D_{cp}^2}. \quad (6.17)$$

По указанным причинам масса m_{\max} обычно получается слишком большой. Чтобы массу маховика уменьшить, его размещают на более быстроходном валу (например, на валу приводного электродвигателя). С учетом того, что при этом маховик должен накапливать ту же энергию (запас энергии машины измениться не должен), получим:

$$T_{\max} = \frac{J_{\max} \cdot \omega_{z.в.}^2}{2} = \frac{J_{\max}^* \omega^2}{2}.$$

Отсюда момент инерции маховика на более быстроходном валу:

$$J_{\max}^* = J_{\max} \cdot \left(\frac{\omega_{z.в.}}{\omega} \right)^2 = \frac{J_{\max}}{U^2},$$

где U – передаточное отношение от вала маховика к главному валу.

И масса m_{\max}^* , и габариты D_{cp}^* маховика на новом валу могут оказаться вполне приемлемыми. В противном случае, с помощью передач пришлось бы для маховика организовать еще более быстроходный вал.

Получив, таким образом, массу маховика, массу машины предварительно оцениваем как сумму масс подвижных и неподвижного ее звеньев.

Энергопотребление машин складывается из двух основных частей, определяемых с помощью диаграммы энергомасс.

1. Энергия, накапливаемая звеньями при разбеге машины.
2. Энергия, затрачиваемая на преодоление полезных сил в технологическом цикле $A_{н.с.ц.}$.

Первая часть определяется как максимум энергии T_{\max} , вторая частично рассеивает эту часть и определяется работой полезных сил в цикле ($A_{н.с.ц.}$).

Величина $A_{н.с.ц.}$ определялась нами ранее при изложении методики выбора приводного электродвигателя. Величина работы $A_{ов}$ определяется там же и используется при расчете энергопотребления из сети:

$$Q = \frac{A_{ов} [\text{Дж}]}{60^2 \cdot 10^3} \left[\frac{\text{кВт} \cdot \text{час}}{\text{цикл}} \right].$$

6.4. Силовое исследование машин

Цель силового исследования: для конструирования найти реакции в кинематических парах, уточнить КПД, спрогнозировать износ.

Наиболее часто применяют кинестатический метод силового исследования, основанный на принципе Д'Аламбера: если кроме всех действующих на механическую систему внешних и внутренних сил, приложить также силы инерции, то эту систему можно рассматривать в состоянии формального равновесия, а дифференциальные уравнения движения записывать в форме обычных уравнений статики.

Чтобы воспользоваться принципом Д'Аламбера, необходимо иметь закон движения главного вала машины, определить ускорения и силы инерции, разбить кинематическую цепь машины на простейшие группы звеньев, обладающих статической определенностью.

6.4.1. Определение закона движения главного вала

Закон движения главного вала ($\omega_i(\varphi)$) определяют с помощью диаграммы энергомасс. Диаграмма для цикла установившегося движения рассмотрена ранее. Для нее имеется таблица значений ΔT_i и ΔJ_i (табл. 6.1), определены значения T_0 и J_0 и, таким образом, значения T_i и $J_{пр i}$ также

известны. Пользуясь этими данными, находим угловую скорость главного вала ω_i в пределах цикла установившегося движения:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2T_i}{J_{np.i}}}$$

Результаты используем при построении графика $\omega = \omega(\varphi)$ угловой скорости главного вала (рис. 6.7).

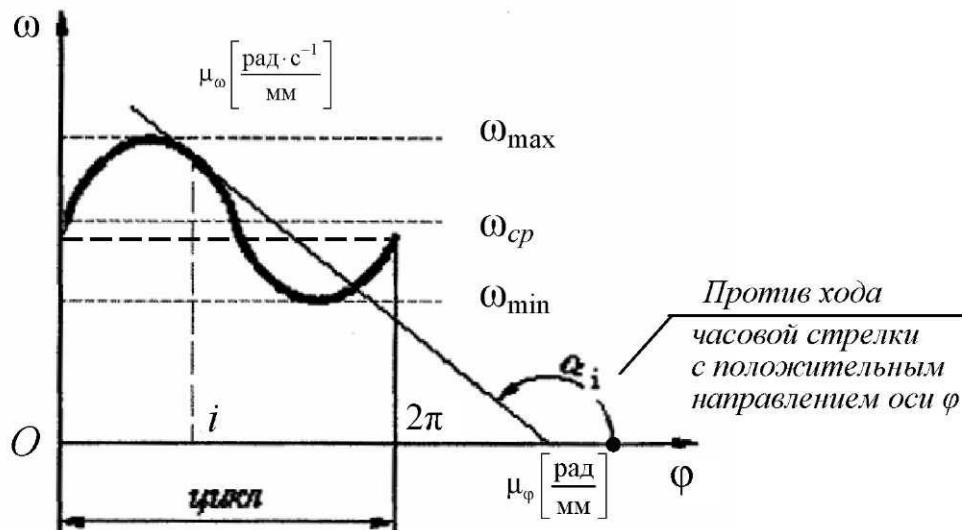


Рис. 6.7. График угловой скорости главного вала

По графику проверяем правильность выполненного динамического расчета (расчета маховика):

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad \omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{\pi n_{z.v.}}{30},$$

где $n_{z.v.}$ — частота вращения главного вала (численно равная производительности).

Кроме того, по графику в расчетных положениях главного вала определяем его угловое ускорение. Для этого график дифференцируем по φ — проводим касательные и замеряем углы наклона касательных с положительным направлением оси φ (на рис. 6.7. — угол α_i).

Вычисляем:

$$\varepsilon_i = \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_i = \left(\frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \right)_i = \operatorname{tg} \alpha_i \cdot \frac{\mu_\omega}{\mu_\varphi} \cdot \omega_i.$$

6.4.2. Построение плана ускорений

Построение начинают с главного вала, закон движения которого известен (известны φ , ω , ε). При построении пользуются теоремами о вращательном, поступательном, плоском движении звена, либо сложном движении точки. По теореме о плоском движении звено (AB) имеет две составляющих движения (рис. 6.8) – поступательное вместе с выбираемой на нем точкой A (полюсом) и вращательное вокруг этого полюса. Поэтому:

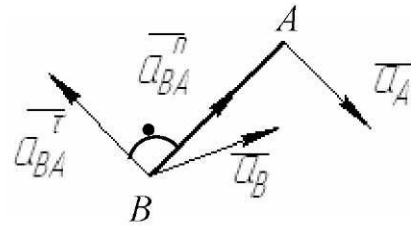


Рис. 6.8. К теореме об ускорениях при плоском движении звена AB

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau}$$

Теорема о сложном движении точки указывает на то, что такое движение включает две составляющих – переносную вместе с переносящей средой и относительную – относительно этой среды. При составлении векторного уравнения ускорений учитывают также ускорение Кориолиса:

$$\overline{a_{A2}} = \overline{a_{A1}} + \overline{a_{A2A1}} + \overline{a_{A2A1}^k},$$

где в случае плоского движения переносящей среды – кулисы 1 (рис. 6.9):

$$a_{A2A1}^k = 2\omega_1 \cdot V_{A2A1},$$

а направление определяется по правилу Н.Е. Жуковского (вектор $\overline{V_{A2A1}^{(omn)}}$ поворачивают на 90° в сторону $\omega_1^{(nep)}$).

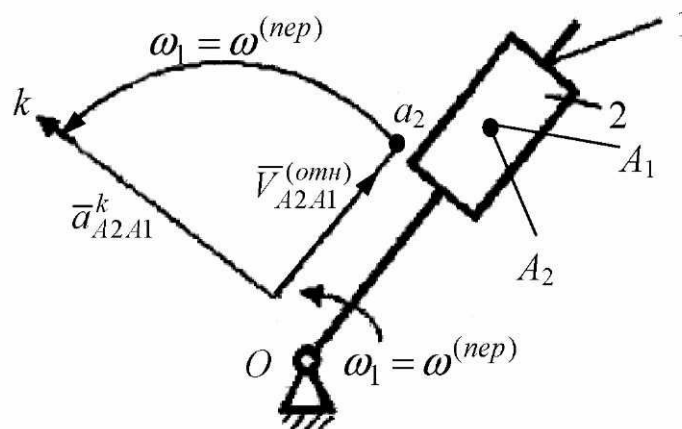


Рис. 6.9. К теореме об ускорениях при сложном движении точки A , расположенной на кулисном камне 2

Порядок построения плана ускорений рассмотрим на конкретном примере шестизвенника (рис. 6.10), состоящего из присоединяющего ку-

лисного механизма OAC и присоединяемого к нему кривошипно-ползунного механизма CBD .

Начинаем с кривошипа OA , закрепленного на главном валу машины O . Имеем:

$$\overline{a_{A12}} = \overline{a_{A120}^n} + \overline{a_{A120}^\tau} ; \quad \overline{a_{A120}^n} = \omega_1^2 \times l_{A120} ; \quad \overline{a_{A120}^\tau} = \varepsilon_1 \times l_{A120}.$$

Строим вектор $\overline{a_{A12}}$ в масштабе μ_a (рис. 6.10, б)

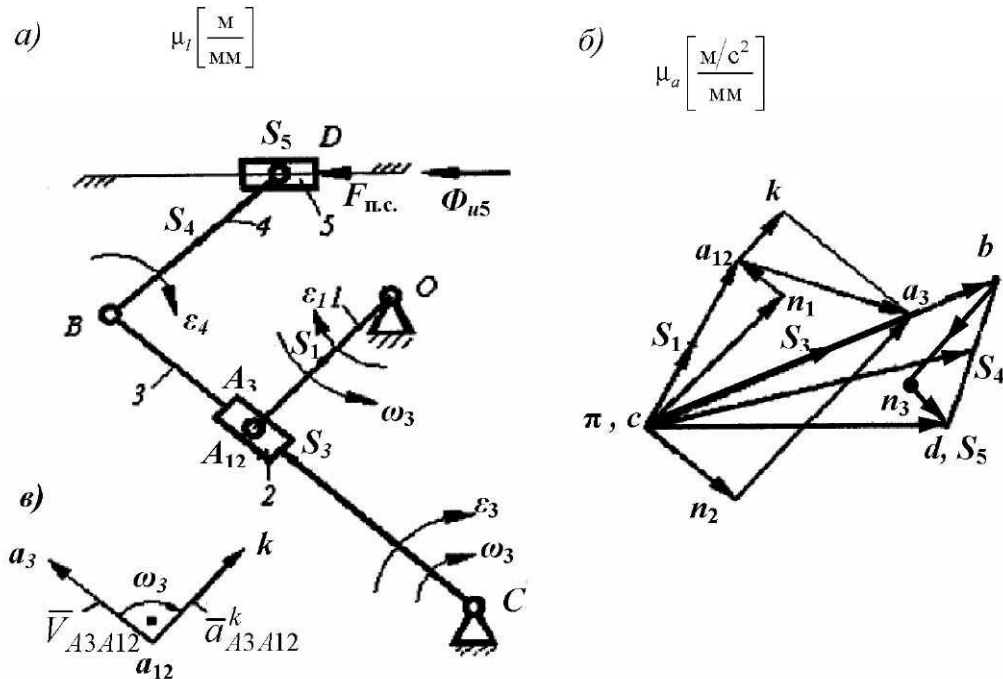


Рис. 6.10. Планы положений и ускорений рычажного шестизвенника

Далее рассматриваем точку A_3 на звене 3:

$$\overline{a_{A3}} = \overline{a_{A12}} + \overline{a_{A3A12}} + \overline{a_{A3A12}^k} = \overline{a_{A3C}^n} + \overline{a_{A3C}^\tau}.$$

Таким образом, получаем систему двух векторных уравнений для определения $\overline{a_{A3}}$. При плоском движении, когда векторы относительной скорости $\overline{V_{A3A12}}$ и переносной угловой скорости ω_3 перпендикулярны друг другу, \sin угла между ними равен единице. Поэтому:

$$\overline{a_{A3A12}^k} = 2\omega_3 \times V_{A3A12} = 2\omega_1^2 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right) \cdot \left(\frac{V_{A3A12}}{\omega_1} \right).$$

Здесь и в дальнейшем ускорения определяем через передаточные функции, см. Прил. 2. Направление ускорения Кориолиса находим, пово-

рачивая вектор относительной скорости $\overline{V_{A_3A_{12}}}$ по направлению ω_3 на 90° (рис. 6.10, в). Нормальное ускорение:

$$a_{A_3C}^n = \omega_3^2 \times l_{A_3C} = \omega_1^2 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 \times (A_3C \times \mu_l).$$

Отрезок A_3C берем непосредственно из плана положений звеньев механизма, $\mu_l \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$ – масштаб этого плана (рис. 6.10, а).

На рис. 6.10, б $\overline{\pi a_3}$ – полное поворотное ускорение, равное сумме нормального и касательного ускорений точки A_3 , $\overline{a_{12}a_3}$ – полное относительное ускорение (состоящее из относительного и Кориолисова).

Ускорение точки B звена 3 определяем по теореме о подобии планов положений, скоростей и ускорений: три точки, принадлежащие одному звену, образуют на этих планах подобные фигуры. Поэтому находим:

$$bc = \frac{BC}{A_3C} \times a_3c; \quad a_B = \pi b \times \mu_a.$$

Далее рассматриваем точку D : $\overline{a_D} = \overline{a_B} + \overline{a_{DB}^n} + \overline{a_{DB}^\tau}$;

$$a_{DB}^n = \omega_4^2 \times l_{DB} = \omega_1^2 \times \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 \times l_{DB};$$

$$\frac{\omega_4}{\omega_1} = \left(\frac{\omega_4}{\omega_3} \right) \times \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right),$$

причем $\frac{\omega_4}{\omega_3}$ – известная передаточная функция в присоединенном кривошипно-ползунном механизме BCD .

Из построенного плана ускорений находим ускорения центров масс (модули и направления), также угловые ускорения звеньев. Ускорения центров масс определяются при помощи теоремы о подобии. Например, если центры масс находятся посередине соответствующих звеньев, то изображающие их точки – посреди соответствующих отрезков и на плане ускорений. Получаем:

$$a_{S_4} = (\pi s_4) \mu_a;$$

$$a_{S_5} = (\pi s_5) \mu_a;$$

$$a_{S_3} = (\pi s_3) \mu_a.$$

Угловые ускорения звеньев находим по соответствующим касательным составляющим поворотных ускорений:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3C}^\tau}{l_{A_3C}} = \frac{(n_2 a_3) \cdot \mu_a}{(A_3 C) \cdot \mu_l}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DB}^\tau}{l_{DB}} = \frac{(n_3 d) \cdot \mu_a}{l_{DB}};$$

их направления соответствуют направлениям этих составляющих. Например, направление ε_4 определяет вектор a_{DB}^τ , перенесенный в точку D при вращении им звена DB вокруг точки B .

6.4.3. Определение сил, моментов и сил инерции

Полученные ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев используем для определения сил и моментов сил инерции:

$$\overline{\Phi}_{ui} = -m_i \times \overline{a}_{si}$$

$$\overline{M}_{uj} = -J_{si} \times \overline{\varepsilon}_i$$

Силы инерции прикладываем в центрах тяжести звеньев рассматриваемой кинематической цепи противоположно ускорениям этих центров, моменты сил инерции – противоположно угловым ускорениям звеньев. Кроме этого, в центрах масс звеньев прикладываем силы веса G_i , к рабочему звену – силу полезного сопротивления, в месте отсоединения кинематической цепи от машины – реакцию отбрасываемой части. Так же получаем уравновешивающую силу, посредством которой приводной двигатель обеспечивает движение кривошипа OA с угловой скоростью ω_i и угловым ускорением ε_i . Полученную схему инерционной и внешней нагрузок демонстрируем в рассматриваемом примере на рис. 6.11:

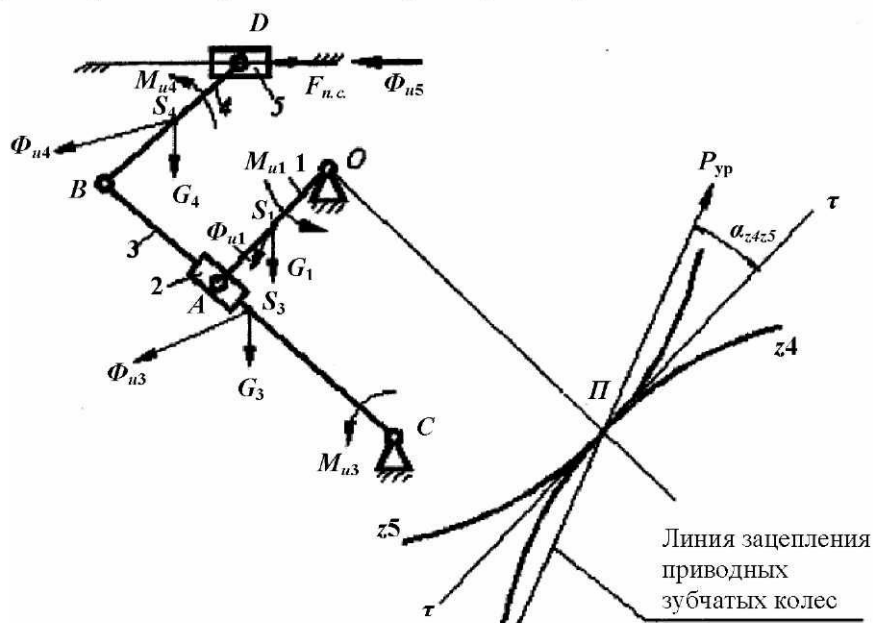


Рис. 6.11. Схема инерционной и внешней нагрузок

6.4.4. Статически определимые кинематические цепи

Рассматриваемую часть кинематической цепи передаточного механизма необходимо разбить на простейшие статически определимые кинематические цепи. Эти цепи определяют при помощи формул Сомова-Малышева, либо Чебышева. Полагая в них $W = 0$, получаем:

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 0, \quad (6.18)$$

либо

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 0.$$

Эти уравнения должны быть решены в целых числах. Первое уравнение – сложное и для его решения используют ЭВМ. Второе уравнение решается проще. Полагая $n = 1$, $p_1 = 1$, получим и $p_2 = 1$, т.е. статической определимостью обладает звено с одной высшей и одной низшей кинематической парой (например, зубчатое колесо). Полагая $p_2 = 0$ (нет высших кинематических пар), получаем для рычажных кинематических цепей:

$$p_1 = \frac{3}{2}n, \quad (6.19)$$

(количество звеньев n должно быть четным). Выражение (6.19) – структурная формула групп Ассура. Двухповодковых групп Асура ($n = 2$) существует 5 видов (рис. 6.12). Они различаются соотношением количества поступательных и вращательных кинематических пар.

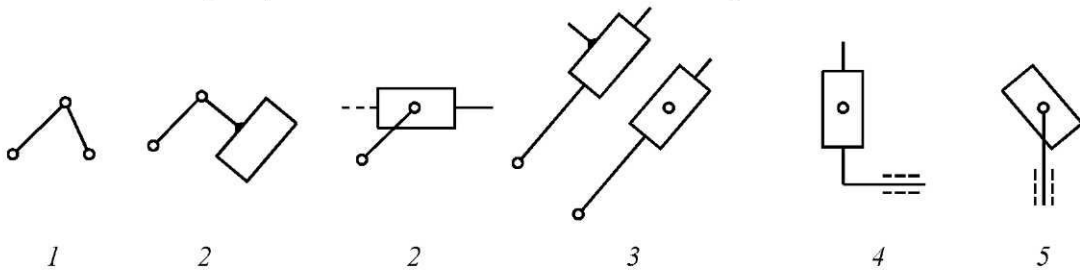


Рис. 6.12. Виды двухповодковых групп Ассура

По Ассуру механизмы можно получить, присоединяя к начальным механизмам со степенью подвижности $W = 1$ структурные группы, либо цепи с нулевой степенью подвижности. Присоединением к начальному механизму структурной двухповодковой группы Ассура того или иного вида (рис. 6.12), получаем пять видов четырехзвенных

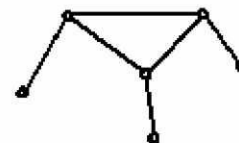


Рис. 6.13. Трехповодковая структурная группа Ассура

(простейших) рычажных механизмов. Шестизвенные схемы можно получить, присоединяя по две двухповодковые, либо одну трехповодковую группы. Трехповодковая группа Ассур (рис. 6.13) имеет $n = 4$ и $p_1 = 6$.

Трехповодковых групп – множество. В механизмах они встречаются редко, поскольку недостаточно изучены, а пересечение направлений трех поводков в одной точке приводит к заклиниванию механизма [21].

В нашем примере (рис. 6.11) механизм включает двухповодковую группу Ассур 4-5 (2-го вида), группу Ассур 2-3 (3-го вида) и главный вал, представляющий блок кривошипа 1 и зубчатого колеса z_5 , закрепленных на валу O .

6.4.5. Кинестатика структурных групп

Рассмотрим пример механизма на рис. 6.10. Отсоединяем от механизма последнюю присоединенную группу Ассур 4-5 (рис. 6.14) и загружаем ее силами.

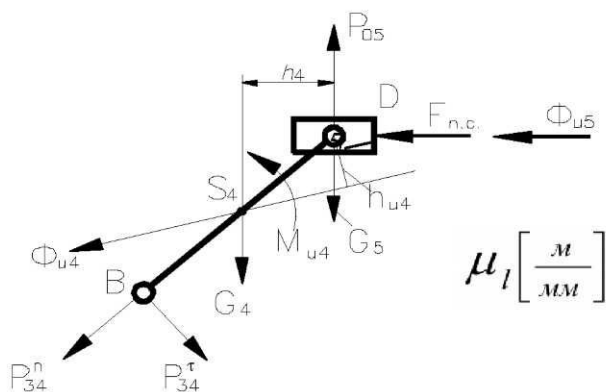


Рис. 6.14. Последняя присоединенная группа 4-5 механизма на рис. 6.10, a и действующие на нее силы

В местах размыкания кинематических пар прикладываем реакции $(\bar{P}_{05}, \bar{P}_{34}^n, \bar{P}_{34}^\tau)$. Реакции направляем перпендикулярно возможным относительным перемещениям звеньев, образующих кинематическую пару.

P_{34}^n проходит через шарнир D , где действует неизвестная реакция $\bar{P}_{54} = -\bar{P}_{45}$. Реакцию \bar{P}_{34}^τ находим графоаналитически, составляя уравнение равновесия звена BD в форме моментов всех сил вокруг точки D :

$$\sum \text{mom}_D (F_i) = P_{34}^\tau \times l_{BD} - \Phi_{u4} \times h_{u4} \times \mu_l + G_4 \times h_4 \times \mu_l + M_{u4} = 0.$$

Далее задачу решаем графически, строя план сил по уравнению:

$$\bar{P}_{34}^n + \bar{P}_{34}^\tau + \bar{\Phi}_{u4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{n.c.} + \bar{G}_5 + \bar{\Phi}_{u5} + \bar{P}_{05} = 0. \quad (6.20)$$

Уравнение (6.20) – есть условие равновесия сил, действующих на группу. Уравнение содержит две неизвестных силы ($\overline{P_{34}^n}$ и $\overline{P_{05}}$) с известными направлениями. Строя многоугольник известных сил, замыкая его линиями действия неизвестных, найдем эти неизвестные (рис. 6.15).

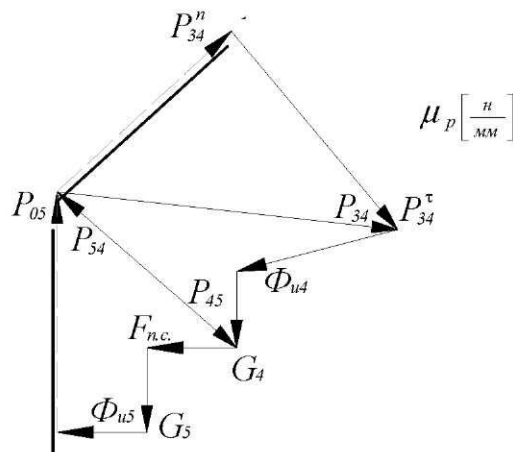


Рис. 6.15. План сил

Решив уравнение (6.20), находим: $\overline{P_{34}} = \overline{P_{34}^tau} + \overline{P_{34}^n}$ и $\overline{P_{05}}$.

Далее из условия равновесия звена 4 получаем $\overline{P_{54}}$ как замыкающую трех первых известных сил:

$$\overline{P_{34}} + \overline{\Phi_{II4}} + \overline{G_4} + \overline{P_{54}} = 0.$$

Далее отделяем группу 3-4 и загружаем ее силами веса, инерции, известной реакцией $\overline{P_{43}} = -\overline{P_{34}}$ и неизвестными реакциями $\overline{P_{12}}$ и $\overline{P_{03}}$ (не показаны).

Неизвестные реакции действуют в шарнирах O и A . В точке A неизвестную $\overline{P_{12}}$ нужно было бы разложить на две составляющие, однако рассматривая звено 2 в отдельности, имеем $\overline{P_{12}} \perp BC$ (рис. 6.16), поскольку она уравновешивается лишь реакцией $\overline{P_{32}}$ и других сил нет. Это позволяет и реакцию $\overline{P_{03}}$ в точке C не раскладывать на составляющие, а найти ее как замыкающую многоугольника сил.

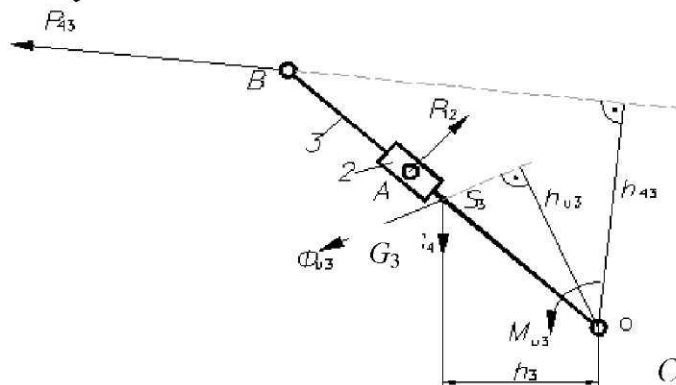


Рис. 6.16. Предпоследняя присоединенная группа 2-3 и действующие на нее силы (без $\overline{P_{03}}$)

Предварительно из уравнения равновесия всех сил, действующих на группу относительно точки C :

$$M_{II3} - P_{12} \times (AC) \times \mu_l + G_3 \times h_3 \times \mu_l + \Phi_{II3} \times h_{II3} \times \mu_l + P_{43} \times h_{43} \times \mu_l = 0,$$

найдем $\overline{P_{12}}$, затем, строя план сил

$$\overline{G_3} + \overline{\Phi_{II3}} + \overline{P_{12}} + \overline{P_{43}} + \overline{P_{03}} = 0,$$

находим $\overline{P_{03}}$ как замыкающую многоугольника первых четырех сил.

Рассмотрим главный вал, вместе с кривошипом OA и зубчатым колесом $z5$ (рис. 6.17), представляющий статически определимую систему (одно звено, высшая и низшая кинематические пары).

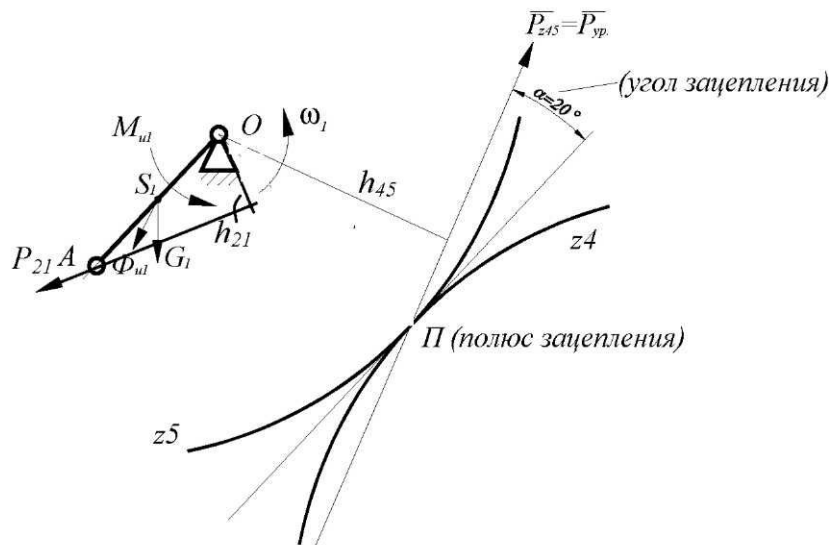


Рис. 6.17. Главный вал и действующие на него силы

$\overline{P_{z45}} = \overline{P_{yp}}$ (направлена по линии зацепления зубьев, поддерживает ω_1).

$$\sum m_0 = 0 : P_{21} \times h_{21} \times \mu_l - M_{II1} - P_{z45} \times h_{45} \times \mu_l = 0 \Rightarrow \overline{P_{z45}},$$

затем $\overline{P_{01}}$ находим из плана сил:

$$\overline{P_{21}} + \overline{G_1} + \overline{P_{z45}} + \overline{P_{01}} = 0.$$

Нами рассмотрен рычажный механизм и главный вал машины. Механизм имеет известный закон движения, известную силу полезных сопротивлений и состоит из трех статически определимых кинематических цепей. Расчет продолжают и заканчивают начальным звеном машины – ротором приводного электродвигателя. Из равновесия ротора находят движущий момент, который и обеспечивает главному валу движение с необходимым значением δ .

Рассматривают все положения передаточного механизма, составляют таблицу изменения реакций, по ним конструируют кинематические пары, определяют потери на трение и износ.

7. ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ

7.1. Трение в кинематических парах

Материалы трущихся поверхностей и конструкции кинематических пар известны. Эти данные необходимы для оценки мощности сил трения в кинематических парах.

Во вращательной кинематической паре (рис. 7.1) мощность сил трения:

$$N_{mp} = F_{mp} \cdot r_{ц} \cdot \omega_{отн.},$$

где $F_{mp} = P_{ab} \cdot f_{np}$ – сила трения;

P_{ab} – реакция звена a на звено b ;

f_{np} – приведенный коэффициент трения, зависящий от конструкции и материала элементов кинематической пары (выбирается по техническим справочникам);

$\omega_{отн.}$ – относительная угловая скорость:

$$\omega_{отн.} = \omega_a - \omega_b = \omega_1 \left(\frac{\omega_a}{\omega_1} - \frac{\omega_b}{\omega_1} \right);$$

$r_{ц}$ – радиус цапфы – поверхности сил трения.

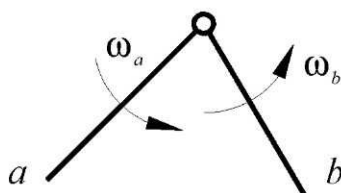


Рис. 7.1. К определению мощности сил трения во вращательной паре

В поступательной кинематической паре (рис. 7.2):



Рис. 7.2. Конструкции поступательной кинематической пары и приведенный коэффициент трения f_{np}

Мощность сил трения:

$$N_{mp} = F_{mp} \cdot V_{отн.}$$

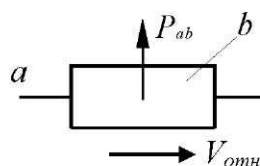


Рис. 7.3. К определению мощности сил трения в поступательной паре

Относительная скорость скольжения:

$$V_{отн} = \left(\frac{V_{ab}}{\omega_1} \right) \cdot \omega_1.$$

Известно выражение среднециклового КПД:

$$\eta_{с.ц.} = \frac{A_{н.с.}}{A_{об}} = \frac{A_{н.с.}}{A_{н.с.} + A_{в.с.}},$$

где A – среднецикловые работы сил движущих, полезного и вредного сопротивлений;

$\eta_{с.ц.}$ – среднециклового КПД.

Мгновенное значение КПД (в рассматриваемом положении механизма) можем получить через мощность:

$$\eta_{мгн} = \frac{N_{н.с.}}{N_{н.с.} + N_{в.с.}}, \quad (7.1)$$

где

$$N_{в.с.} = \sum N_{тp i}. \quad (7.2)$$

$$N_{н.с.} = F_{н.с.} \times V_{отн} = F_{н.с.} \times \omega_1 \left(\frac{V_{отн}}{\omega_1} \right) \text{ (векторы } \overline{F_{н.с.}} \text{ и } \overline{V_{отн}} \text{ направлены}$$

по одной прямой).

Подставляя эти значения в формулу (7.1), получаем $\eta_{мгн.}$. Чтобы определить КПД за цикл $\eta_{с.ц.}$, необходимо такой расчет выполнить во всех положениях механизма. Тогда:

$$\frac{\eta_{мгн}^{\max} + \eta_{мгн}^{\min}}{2} = \eta_{с.ц.}$$

Если значения $\eta_{с.ц.}$ сильно отличаются от принятого в начале проектирования машины (по техническим справочникам), то расчет уточняется.

По структуре суммы (7.2) оценивают сравнительную интенсивность износа кинематических пар. Большая интенсивность износа соответствует большему значению $N_{тp i}$.

8. ОСНОВЫ ВИБРОЗАЩИТЫ ЧЕЛОВЕКА И МАШИНЫ

8.1. Дифференциальное уравнение малых колебаний машин на фундаментах

Колебания конструкций с большой частотой называют вибрациями.

Вибрации порождаются колебаниями с собственной частотой и с частотой возмущающей силы. Возмущающая сила может возникнуть как внутри машины (от неуравновешенных масс), так и извне (от фундамента). Вибрации вредно влияют на человека и приводят к разрушению конструкций, особенно при резонансах, когда амплитуда колебаний может возрасти теоретически до бесконечности. Они – одна из причин усталостных разрушений деталей машин.

Вибрации ограничивают предельно допустимыми нормами. Способы борьбы – уравнивание, виброгашение и виброизоляция. Виброизоляция предполагает введение амортизаторов, поглотителей и других объектов, способных рассеивать энергию колебаний за счет внутреннего трения. Силы в них зависят от скоростей.

Виброгашение – способ борьбы с колебаниями путем изменения параметров колебательной системы.

Механическим колебательным контуром называем совокупность массы и упругого основания (рис. 8.1). Рассмотрим систему «машина – упругий фундамент, на котором она установлена» и защищающий амортизатор с коэффициентом вязкого трения β .

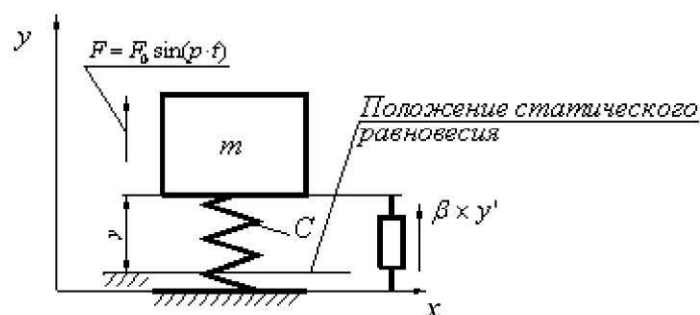


Рис. 8.1. Механический колебательный контур машины

Обозначим:

m – масса машины;

c – жесткость упругого основания;

F – возмущающая сила;

F_0 – амплитуда возмущающей силы;

p – частота возмущающей силы.

Тогда дифференциальное уравнение малых колебаний машины в проекции на ось y от положения равновесия будет:

$$m\ddot{y} + \beta\dot{y} + cy = F_0 \sin pt. \quad (8.1)$$

Величину c можно определить теоретически, либо экспериментально по прогибу фундамента f под известным весом машины mg при ее установке ($c = mg/f$).

Из уравнения (8.1) при $\beta = 0$ (вязкое трение отсутствует) и $F_0 = 0$ (нет возмущающей силы) получаем

$$m\ddot{y} + cy = 0,$$

что представляет собой уравнение собственных колебаний машины на фундаменте с частотой

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (8.2)$$

Если $F \neq 0$ и правая часть уравнения (8.1) имеется, получаем уравнение вынужденных колебаний машины с частотой p , которая при совпадении с величиной ω (резонанс) приводит к возрастанию амплитуды колебаний до бесконечности.

При $\beta \neq 0$ энергия колебаний рассеивается, и амплитуда их постепенно уменьшается.

Рассмотрим некоторые способы борьбы с вибрациями.

8.2. Защита воздействием на возмущающие силы

8.2.1. Уравновешивание роторов

Известно, что звенья машин совершают поступательное, вращательное, плоскопараллельное и др. движения. Рассмотрим звено, совершающее вращательное движение (ротор). Пусть в качестве ротора будет диск (рис. 8.2) и пусть центр масс этого диска не лежит на оси вращения.

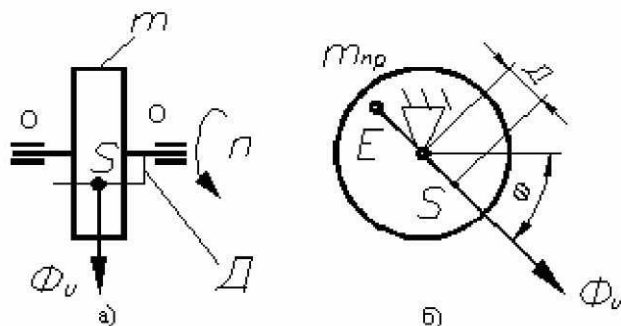


Рис. 8.2. Статически неуравновешенный (а) и уравновешенный (б) диски

D – смещение центра масс.

Ускорение смещенного центра масс S диска:

$$a_s = \omega^2 \times D = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \times D.$$

Сила инерции:

$$\overline{\Phi_u} = \overline{m} \times \overline{a_s} = m \times \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \times D.$$

Эта сила передается на подшипники, фундаментные болты и является, по сути, возмущающей силой, поскольку ее вертикальная и горизонтальная составляющие периодически изменяются.

$$\overline{\Phi_{ux}} = \overline{\Phi_u} \times \cos \varphi$$

$$\overline{\Phi_{uy}} = \overline{\Phi_u} \times \sin \varphi$$

Возмущающая сила вызывает вибрации, которые в случае резонанса могут приводить к «печальным» последствиям. Чтобы нейтрализовать силу инерции Φ_u , диск нужно уравновесить: на линии OS с противоположной стороны за точкой O закрепить противовес с массой m_{np} , который бы создал силу инерции $\Phi_{u np}$, равную по модулю Φ_u .

$$\overline{\Phi_{u np}} = -\overline{\Phi_u}$$

$$m_{np} \times (OE) \times \omega^2 = -m \times D \times \omega^2.$$

После преобразований получаем:

$$m_{np} \times (OE) = m \times D.$$

Геометрически должно быть:

$$m_{np} \times (\overrightarrow{OE}) = -\overline{m \times D}. \quad (8.3)$$

Т.е. сумма статических масс диска и противовеса должна быть равна нулю. При этом центр O и центр S совпадут в точке O , т.е. в центре этих масс. Иначе говоря, центр масс системы должен лежать на оси вращения.

Условие равенства нулю статических моментов масс должно соблюдаться и в общем случае, когда неуравновешенных масс несколько. Результирующий вектор их статического момента должен быть равен левой части уравнения (8.3), т.е:

$$m_{np} \cdot (\overrightarrow{OE}) = -\overline{\sum m_i \cdot D_i}. \quad (8.4)$$

Уравновешивание главного вектора сил инерции называется статическим и для вала (диска) может быть произведено одним противовесом.

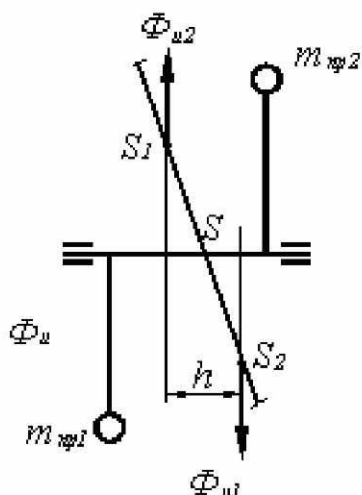


Рис. 8.3. Динамически уравновешенный ротор

Если диск статически уравновешен, но перекошен, т.е. его плоскость и ось вращения не перпендикулярны (рис. 8.3), то центры масс полудисков расположатся в разных плоскостях вращения и их силы инерции создадут неуравновешенную пару с плечом h . Уравновешивание пары называется динамическим и может быть произведено противовесами, которые будут создавать пару в плоскости действия результирующей пары сил инерции.

В общем случае вращающегося вала, когда он несет на себе множество неуравновешенных масс, расположенных произвольно с разным дисбалансом, приходится уравнове-

шивать и главный вектор, и главный момент. При этом требуется три противовеса. Один из них (для уравновешивания главного вектора) можно расположить в плоскости действия одного из противовесов для уравновешивания главного момента. Складывая силы инерции двух противовесов, установленных в одной плоскости, результирующую этих сил получим одним противовесом, закрепленным в точке пересечения составляющих сил инерции. Таким образом, для полного уравновешивания ротора требуется два противовеса. Уравнения для их определения в общем случае имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \sum m_i \times \overline{D_i} + m_{np I} \times \overline{D_{np I}} + m_{np II} \times \overline{D_{np II}} &= 0 \\ \sum m_i \times \overline{D_i} \times h_i + m_{np I} \times \overline{D_{np I}} \times h_{np I} &= 0 \end{aligned} \quad (8.5)$$

где h_i – расстояния неуравновешенных масс относительно плоскости, где закреплен один противовес.

Полученные уравнения показывают: условием полного уравновешивания ротора (вала) является то, что ось вращения будет главной центральной осью инерции.

Уравнения (8.5) решают геометрически, начиная со второго. Определив неизвестную – $\overline{m_{np I} \times D_{np I} \times h_{np I}}$ и задавшись величиной $h_{np I}$, находят вектор $\overline{m_{np I} \times D_{np I}}$ – статический момент первого противовеса. Вектор $\overline{m_{np I} \times D_{np I}}$ позволяет найти направление дисбаланса противовеса m_{np1} . Решая теперь первое уравнение, находят статический момент второго противовеса. Задав массы второго и первого противовесов m_{np1} и m_{np2} , нахо-

дят векторы смещений D_{npI} и D_{npII} для закрепляемых на роторе масс m_{np1} и m_{np2} .

Если вал имеет небольшую длину (диск), плечи h_i – незначительны. Тогда решают лишь первое уравнение, уравновешивая одним противозависимым главным вектором сил инерции. Главный момент этих сил приблизительно равен нулю из-за малости h_i .

8.2.2. Уравновешивание механизмов

Механизмы – сложные механические системы, в которых звенья совершают все виды движения, а положение их центра масс непрерывно меняется. Рассмотрим шарнирный четырехзвенник (рис. 8.4). Известны: $l_{OA}, l_{AB}, l_{BC}, l_{OC}, l_{OS1}, l_{AS2}, l_{BS3}, m_1, m_2, m_3$.

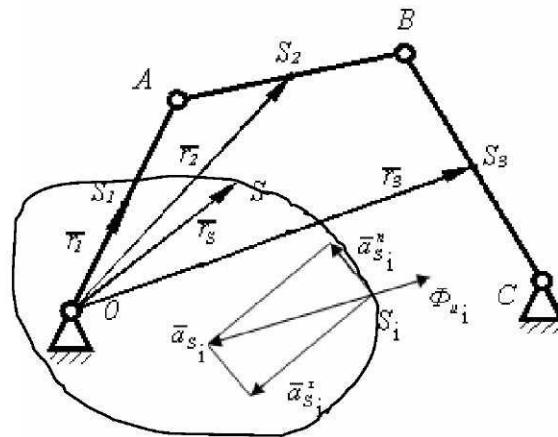


Рис. 8.4. К определению положения центра масс шарнирного четырехзвенника

Для центра масс имеем:

$$\bar{r}_s = \frac{\sum m_i \times \bar{r}_i}{\sum m_i} \quad (8.5)$$

и можем этот центр определить геометрически, строя векторный многоугольник статических моментов масс звеньев (рис. 8.5).

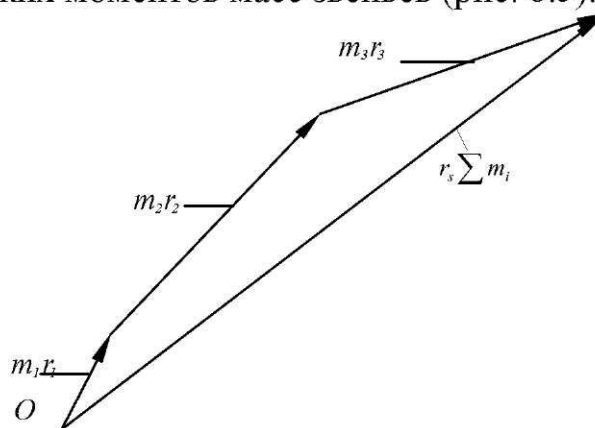


Рис. 8.5. К определению положения центра масс

При движении механизма изменяется обобщенная координата φ , центр масс S также перемещается и за цикл $\varphi = 2\pi$ описывает замкнутую траекторию. Следовательно, центр масс S имеет как нормальную, так и касательную составляющие ускорения:

$$\bar{a}_s = \bar{a}_s^n + \bar{a}_s^\tau.$$

Таким образом, появляется главный вектор сил инерции:

$$\bar{a}_s \cdot \sum m_i = \bar{\Phi}_u.$$

В общем случае механизма силы инерции сводятся как к главному вектору, так и к главному моменту. Однако для плоских механизмов, как ранее указывалось, моментом сил инерции можно пренебречь. Необходимо уравновесить лишь главный вектор. Полное уравновешивание главного вектора называется статическим уравновешиванием механизма. Неполное уравновешивание называют частичным.

Существует множество методов статического уравновешивания механизмов.

По методу главных точек [3], каждый вектор в уравнении (8.6) рассматривают как сумму векторов, направленных по звеньям.

Рассмотрим шарнирный четырехзвенник. Имеем:

$$\bar{r}_1 = \bar{l}_{OS_1}; \quad \bar{r}_2 = \bar{l}_{OA} + \bar{l}_{AS_2}; \quad \bar{r}_3 = \bar{l}_{OA} + \bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BS_3}.$$

Таким образом, уравнение (8.5) можно представить как:

$$\bar{r}_s = \frac{1}{\sum m_i} \times \left[m_1 \bar{l}_{OS_1} + m_2 (\bar{l}_{OA} + \bar{l}_{AS_2}) + m_3 (\bar{l}_{OA} + \bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BS_3}) \right].$$

Сгруппируем однонаправленные векторы. Получим:

$$\bar{r}_s = \frac{1}{\sum m_i} (\bar{h}_1 + \bar{h}_2 + \bar{h}_3),$$

где $\bar{h}_1, \bar{h}_2, \bar{h}_3$ – векторы главных точек (направлены как звенья). Их модули:

$$\begin{aligned} h_1 &= m_1 l_{OS_1} + l_{OA} (m_2 + m_3) \\ h_2 &= m_2 l_{AS_2} + m_3 l_{AB} \\ h_3 &= m_3 l_{BS_3} \end{aligned} \quad (8.7)$$

С помощью векторов $\bar{h}_1, \bar{h}_2, \bar{h}_3$ задача определения положения центра масс механизма упрощается, поскольку во всех положениях механизма модули этих векторов одинаковы, а направлены – по звеньям (рис. 8.6).

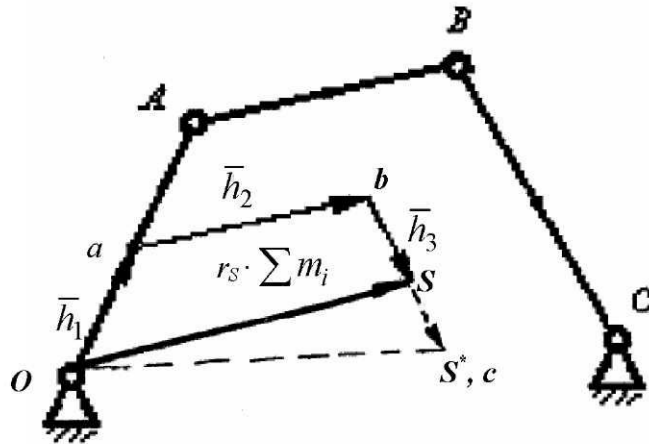


Рис. 8.6. Определение центра масс рычажного шестизвенника

Модули векторов h_i составляются по определенному алгоритму. Они представляют собой сумму статических моментов двух масс относительно начала звена, которому вектор h параллелен: первая – собственная масса звена, приложенная в центре его масс, вторая – сумма масс последующих звеньев, приложенная в конце звена.

Пример: составить выражения модулей векторов $\bar{h}_2, \bar{h}_4, \bar{h}_5$ для механизма на рис. 8.7.

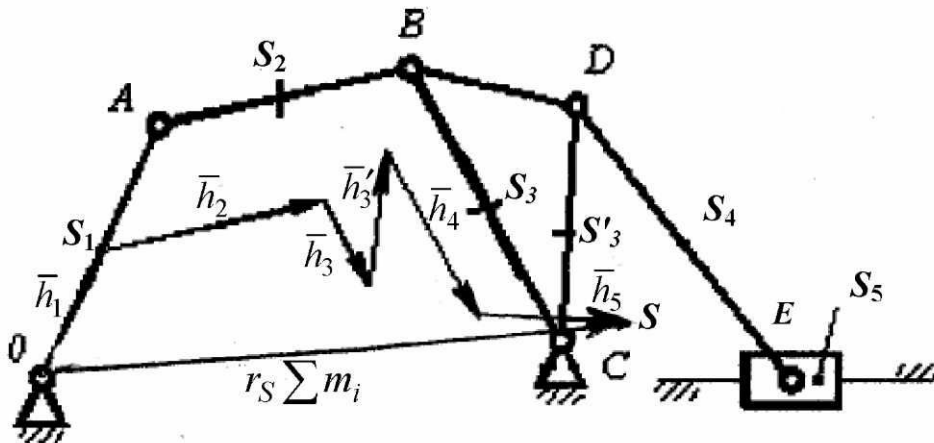


Рис. 8.7. Определение центра масс рычажного шестизвенника

Имеем, согласно алгоритму:

$$h_2 = m_2 l_{AS_2} + l_{AB} (m_3 + m_4 + m_5)$$

$$h_4 = m_4 l_{DS_4} + l_{DE} m_5$$

$$h_5 = m_5 l_{ES_5}$$

Чтобы нейтрализовать главный вектор сил инерции, необходимо сделать центр масс S неподвижным. Для этого нужно, чтобы он оказался на не-

подвижном звене. При этом замкнутые контуры, образованные звеньями механизма и векторами главных точек, будут подобными. Условия подобия указанных контуров в шарнирном четырехзвеннике (рис. 8.6) имеют вид:

$$\frac{h_1}{l_{OA}} = \frac{h_2}{l_{AB}} = \frac{h_3}{l_{BC}}. \quad (8.8)$$

Условия (8.8) содержат два уравнения, в которых имеются массы m_1, m_2, m_3 , длины звеньев l_{OB}, l_{AB}, l_{BC} и положения центров масс $l_{OS1}, l_{AS2}, l_{BS3}$. Если центр масс неподвижен, т.е. механизм статически уравновешен, уравнения (8.8) будут удовлетворяться. Если они не удовлетворяются, из них можно найти два неизвестных, при которых они будут удовлетворяться. При этом находят статические моменты новых масс двух звеньев, ($m_2^* l_{AS2}^*$, $m_1^* l_{OS1}^*$, либо $m_3 l_{BS3}$) и реализуют их за счет дополнительных масс противовесов, закрепляемых на звеньях AB, AO , либо BC .

$$m_1^* = m_1 + m_{np I}$$

$$m_2^* = m_2 + m_{np II}$$

$$m_3^* = m_3 + m_{np III}$$

Закрепляют массы противовесов на звеньях так, чтобы получить расчетные значения l_{OS1}^*, l_{AS2}^* , либо l_{BS3}^* . Например, для звена AB с расчетным размером l_{AS2}^* :

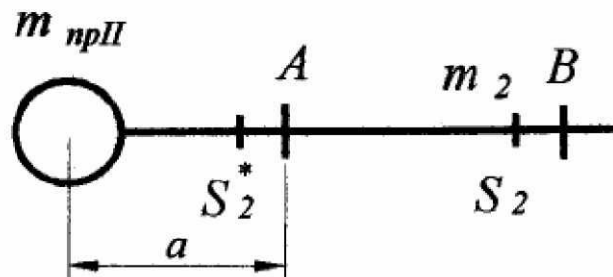


Рис. 8.8. Распределение масс звена при известном положении их центра

Массу противовеса m_{npII} задают, m_2 – прежняя масса звена, а S_2 – прежнее положение центра масс.

Положение a противовеса находят из условия, что сумма статических моментов всех масс относительно их центра будет равна нулю. Для звена AB величину l_{AS2}^* можно найти (рис. 8.8) как:

$$m_{np II} \cdot (a - l_{AS2}^*) = m_2 (l_{AS2} + l_{AS2}^*).$$

Схемы механизмов с полным статическим уравниванием масс могут иметь вид, показанный на рис. 8.9:

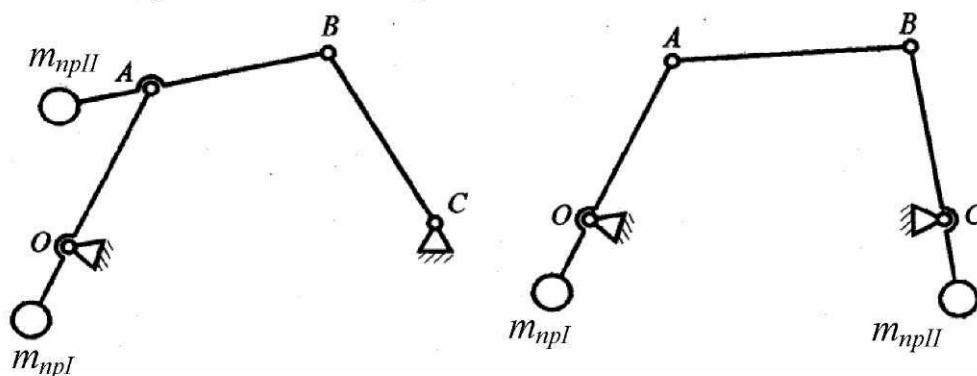


Рис. 8.9. Варианты статически уравновешенного шарнирного четырехзвенника

Уравнивание рассмотренным методом комбинированных механизмов превращается в громоздкую задачу, особенно, когда модули главных точек h_i являются переменными. Например, на рис. 8.10 модуль вектора h_3 является переменной величиной. В этих случаях целесообразно рассматривать задачу в каждом из составляющих механизмов. В примере на рис. 8.10 целесообразно вначале с помощью противовеса m_{np1} уравновесить звенья 1 и 2, затем звено 3 противовесом m_{np3} :

$$m_{np1} \cdot a = m_1 l_{OS1} + m_2 l_{OA}; \quad m_{np3} \cdot b = l_{CS3} \cdot m_3.$$

После этого следует рассмотреть вопрос о полном, либо частичном уравнивании присоединенного кривошипно-ползунного механизма CDE .

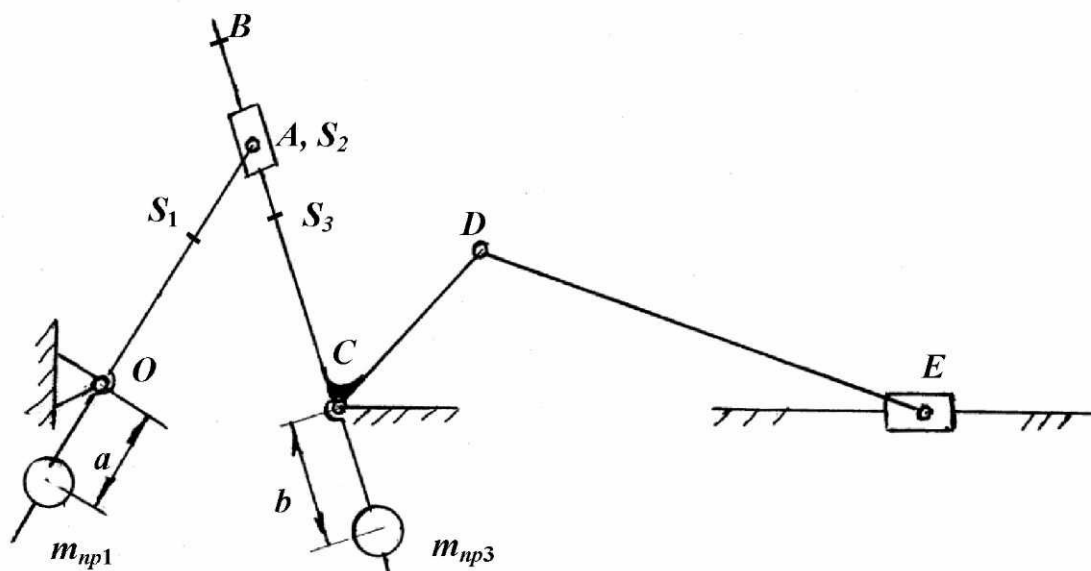


Рис. 8.10. Шестизвенник с полным статическим уравниванием ведущего кулисного механизма

Для уменьшения габаритов рычажные механизмы либо не уравновешивают и применяют в тихоходных ступенях машин, либо уравновешивают, но частично.

При подобии контура, составленного звеньями и векторами главных точек в кривошипно-ползунном механизме (рис. 8.11), центр масс S неподвижным не будет, он будет перемещаться вдоль направляющей $x-x$. Это – частичное уравновешивание (нейтрализует силы инерции в направлении, перпендикулярном к направляющей $x-x$).

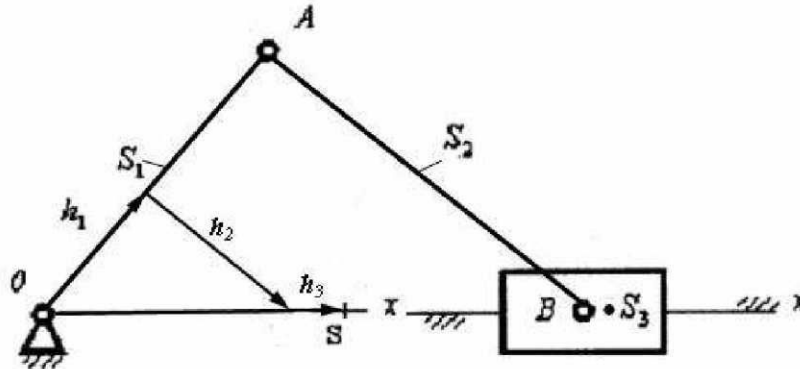


Рис. 8.11. Частично уравновешенный кривошипно-ползунный механизм

Полное уравновешивание здесь возможно лишь тогда, когда \bar{h}_1 и \bar{h}_2 равны нулю ($l_{OS_1}^*$ и $l_{AS_2}^*$ при этом будут отрицательными (8.6)). Для двух противовесов получим два уравнения.

При частичном уравновешивании кривошипно-ползунного механизма центр масс S перемещается вдоль направляющей $x-x$. При этом:

$$\frac{h_1}{l_{OA}} = \frac{h_2}{l_{AB}}. \quad (8.9)$$

Уравнение (8.9) позволяет сконструировать механизм лишь с одним противовесом. Его можно закрепить на звене OA , либо AB .

8.2.3. Приемы взаимоуравновешивания механизмов машин

Путем оптимального конструирования можно уравновесить механизмы без применения противовесов, используя неуравновешенные силы инерции других механизмов.

Например, механизм, состоящий из блока одинаковых, неуравновешенных кривошипно-ползунных механизмов, будет статически уравновешен (рис. 8.12).

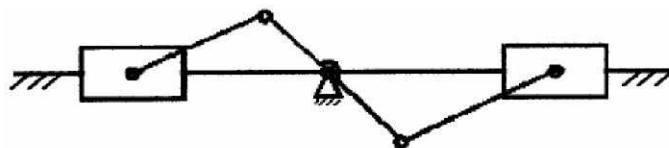


Рис. 8.12. Статически уравновешенный механизм

Ту же задачу можно решить введением компенсаторов сил инерции: два одинаковых противовеса вращаются навстречу с одинаковой частотой. Силы инерции пересекаются и складываются для уравновешивания частично уравновешенного рычажного механизма (рис. 8.13).

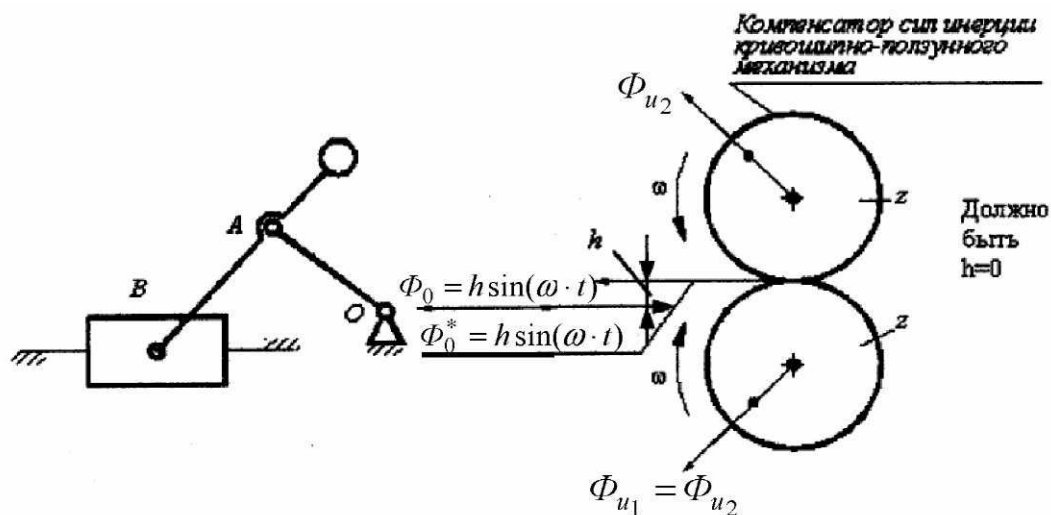


Рис. 8.13. Статическое уравновешивание компенсатором

Здесь остается момент сил инерции:

$$M_u = \Phi_u \cdot h = \text{var } ia \quad (h = \text{const}, \Phi_u = \text{var } ia).$$

Он может нейтрализовать другой момент сил, либо сам быть нейтрализован «компенсатором» (рис. 8.14).

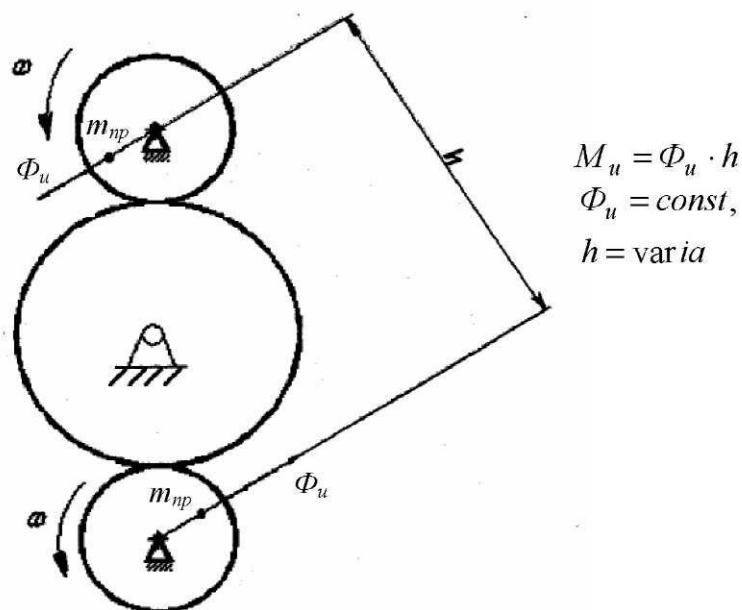


Рис. 8.14. Компенсатор остаточных моментов сил инерции

8.3. Защита введением дополнительного колебательного контура

В колебательную систему добавим дополнительный механический колебательный контур, состоящий из массы m_2 и упругого элемента в виде пружины C_2 (рис. 8.15). Получим систему с двумя степенями свободы. Обозначим y_1 и y_2 – перемещения масс m_1 и m_2 от положения их статического равновесия. Покажем, что в такой системе возможно движение при $y_1 = 0$.

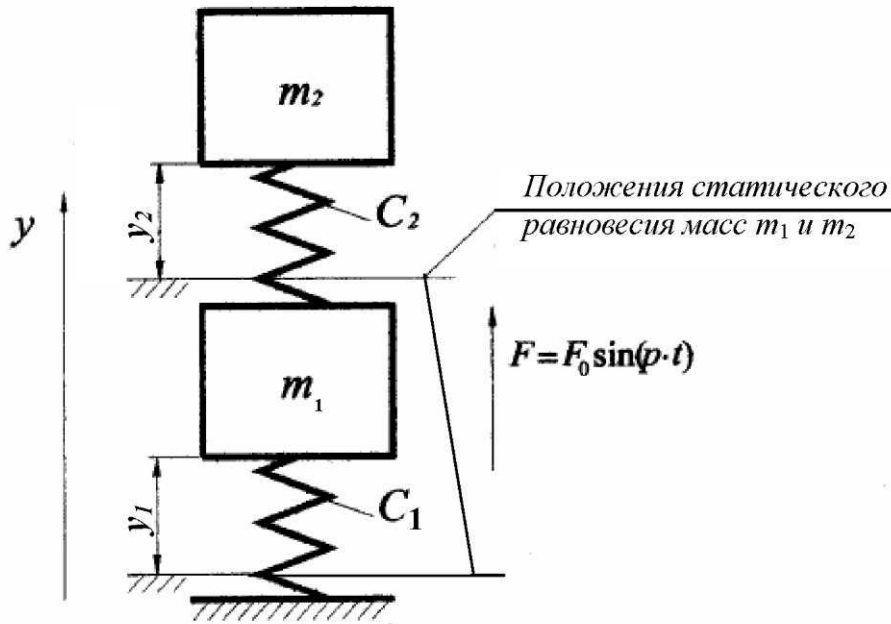


Рис. 8.15. Схема динамического виброгашения колебаний

Запишем дифференциальные уравнения движения масс m_1 и m_2 :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 &= -C_1 y_1 + C_2 (y_2 - y_1) + F_0 \sin(pt); \\ m_2 \ddot{y}_2 &= -C_2 (y_2 - y_1). \end{aligned} \quad (8.10)$$

Здесь $C_1 y_1$ и $C_2 (y_2 - y_1)$ – силы упругости в первой и второй пружинах.

Положив в (8.10) $y_1 = 0$, получим:

$$\begin{aligned} C_2 y_2 + F_0 \sin pt &= 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + C_2 y_2 &= 0. \end{aligned} \quad (8.11)$$

Из первого уравнения системы (8.11) находим:

$$y_2 = -\frac{F_0}{C_2} \sin pt,$$

что после двойного дифференцирования дает:

$$\ddot{y}_2 = p^2 \left(\frac{F_0}{C_2} \right) \sin pt.$$

В результате подстановки во второе уравнение системы после сокращений получаем:

$$p = \sqrt{\frac{C_2}{m_2}} = p_2.$$

Т.е. если дополнительный колебательный контур будет иметь собственную частоту колебаний, равную частоте возмущающей силы, колебания массы m_2 будут отсутствовать.

Заметим, что неумеренное снижение массы m_2 требует снижения и C_2 , а это ведет к возрастанию амплитуды F_0/C_2 колебаний массы m_2 . Колебательный контур m_2, C_2 , вводимый здесь дополнительно, называется динамическим виброгасителем.

9. МАНИПУЛЯТОРЫ И РОБОТЫ

Манипуляторы могут входить в состав машинного агрегата в качестве транспортирующего устройства (ТУ на рис. 2.1). Манипуляторы – это технические устройства для выполнения функций руки человека. Первые манипуляторы (антропоморфные) имели сходство с рукой человека (рис. 9.1).

9.1. Общее устройство. Три поколения роботов

Изначально манипуляторы создавались для работы в труднодоступной среде, затем для выполнения монотонной работы [22].

Манипулятор, управляемый непосредственно от руки человека, называется копирующим. Основной недостаток такого манипулятора – ограниченные силовые возможности, т.к. силы полностью передаются на руку человека. Дальнейшее развитие манипулятора привело к появлению сервоприводов, т.е. промежуточных механических приводов, которые позволяли мышечную силу человека многократно увеличивать. Недостаток: человек потерял представление о реально действующих силах. Выход был найден на путях автоматизации манипулятора, что привело к появлению роботов.

Робот – манипулятор, снабженный приводами и системой управления. Первое поколение роботов выполняло движения по жесткой программе, т.е. подобно станкам с ЧПУ. Программа изменения обобщенных координат рассчитывалась по специальным формулам, вытекающим из существа технологического процесса. Сервоприводы выполняли команды от системы управления. Появилась возможность перенастраивать робот.

Второе поколение – обучаемые роботы. Программа создается путем зашифрованной записи движений оператора.

Третье поколение – роботы с сенсорными (от лат. *sensus* – восприятие, чувство) органами. Они самообучаются в зависимости от обстоятельств. Пример – роботы, которые распознают и исполняют команды человека.

Степень подвижности робота является параметром, характеризующим его возможности выполнять механическую работу в тех или иных условиях.

Увеличение степени подвижности позволяет обеспечить выполнение работ в режиме, оптимальном по быстродействию, экономии энергии и т.п., но ведет к потере точности позиционирования.

Промышленные роботы выполняют ограниченные функции руки человека, освобождая человека от монотонного труда. Степень подвижности таких роботов обычно не превышает трех.

9.2. Основные технические характеристики манипуляторов

Основная характеристика – число степеней подвижности. Это число можно разбить на [22] глобальные, локальные и местные подвижности.

Глобальные обеспечиваются за счет транспортных средств, на которых установлен манипулятор.

Локальные – те, которыми обладает «рука» манипулятора в системе транспортного средства ($W = \sum W_i$).

Местные обеспечиваются за счет конкретных кинематических пар, соединяющих «руку» и переносящую ее кинематическую цепь (W_i).

Маневренность – подвижность кинематической цепи при закрепленной «руке». В пространстве $M = W - 6$, а в плоскости $M = W - 3$. Маневренность определяет количество способов обхода «рукой» препятствий. Маневренность используют для оптимизации параметров работы манипулятора (траектории и энергопотребления).

Рабочий объем – часть пространства в пределах теоретической досягаемости руки манипулятора при неподвижном транспортном средстве. Для манипулятора на рис. 9.1 это сфера радиусом $r = l_1 + l_2 + l_3$, описанная около центра O .

Зона обслуживания – часть рабочего объема, фактически обслуживаемая схватом «рукой» с учетом конструкции кинематических пар. Пример – рука человека (рабочий объем – шар, зона обслуживания – полушар).

Угол и коэффициент сервиса – не во всякой точке зоны обслуживания «рука» манипулятора может располагаться всеми возможными способами относительно этой точки. При любой степени подвижности и маневренности существует телесный угол Q , в пределах которого это возможно. Телесный угол можно определить площадью сферы единичного радиуса, описываемой схватом манипулятора из точки K (рис. 9.2). На границах зоны обслуживания указанный угол равен нулю. Величина этого угла называется углом сервиса, а отношение угла сервиса к полному его значению (4π) называется коэффициентом сервиса $Q^* = Q/4\pi$. Среднее значение коэффициента сервиса в рабочем объеме V :

$$Q_{cp.}^* = \frac{1}{V} \int_V Q^* \cdot dV .$$

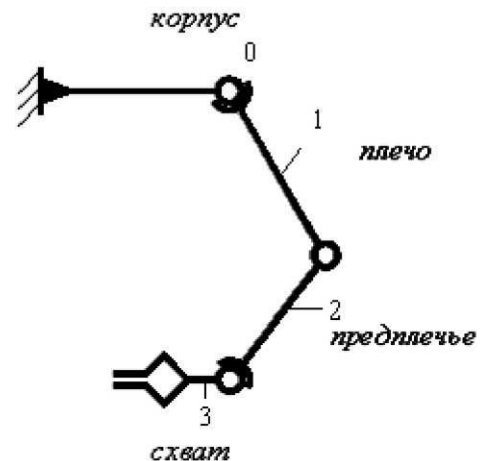


Рис. 9.1. Универсальный манипулятор

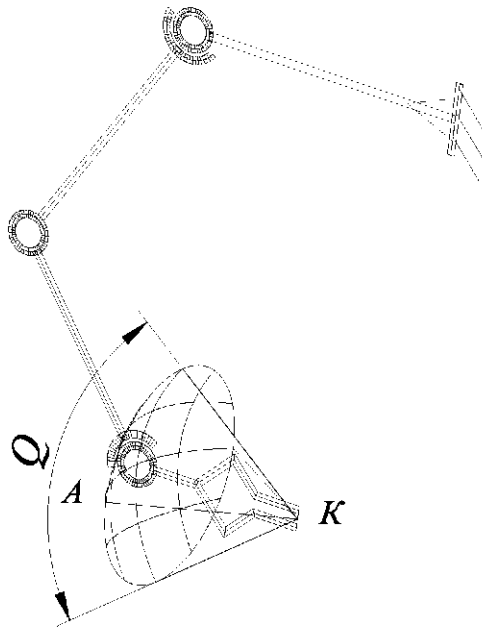


Рис. 9.2. Манипулятор и угол сервиса

Названные показатели задают и используют для проектирования схем манипуляторов и выбора их размеров.

Степень подвижности выбирают в зависимости от задач, поставленных перед манипулятором. Степень подвижности, равная трем, позволяет руке достигать любую точку зоны обслуживания. При степени подвижности, равной двум, движение может осуществляться лишь в плоскости.

Маневренность назначают для оптимизации параметров работы манипулятора (оптимизация траекторий и энергопотребления путем оптимизации рабочих нагрузок).

9.3. Синтез манипулятора промышленного робота по размерам и форме зоны обслуживания

Промышленные манипуляторы применяются для выполнения ограниченных функций руки человека. Их оптимальная степень подвижности равна трем. Соответственно, они содержат три низшие кинематические пары, приводимые в движение от простейших промышленных двигателей со степенью подвижности $W = 1$. Это – электромагниты, гидро- и пневмоцилиндры, линейные и шаговые электродвигатели и т.п. Команды на их управление поступают от ЭВМ.

У трехподвижных манипуляторов возможны 4 комбинации поступательных (П) и вращательных (В) низших кинематических пар – ППП,

ВПП, ВВП и ВВВ. Каждой комбинации соответствует своя форма зоны обслуживания (рис. 9.3 – 9.6).

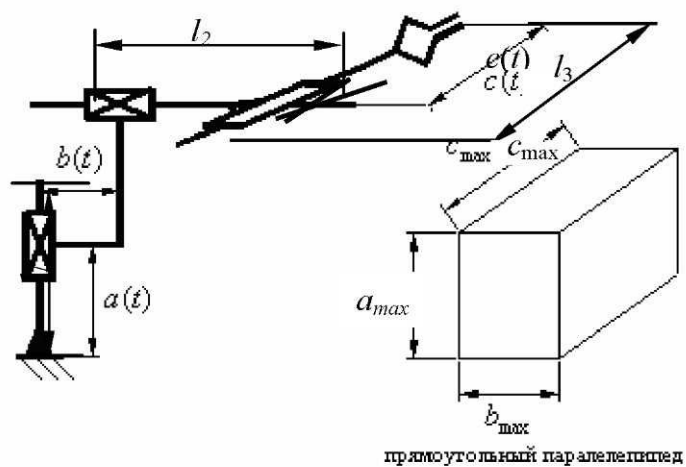


Рис. 9.3. Манипулятор ППП и его зона обслуживания

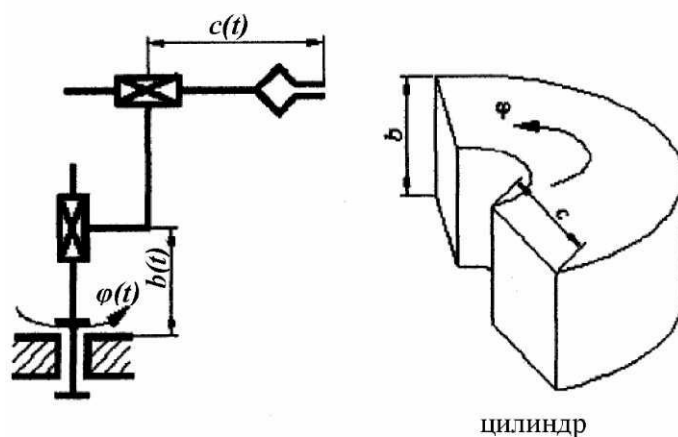


Рис. 9.4. Манипулятор ВПП и его зона обслуживания

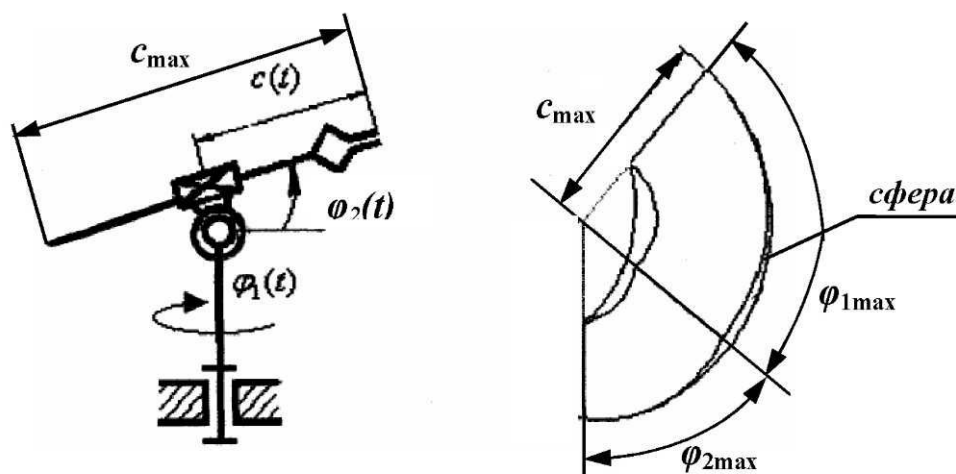


Рис. 9.5. Манипулятор ВВП и его зона обслуживания

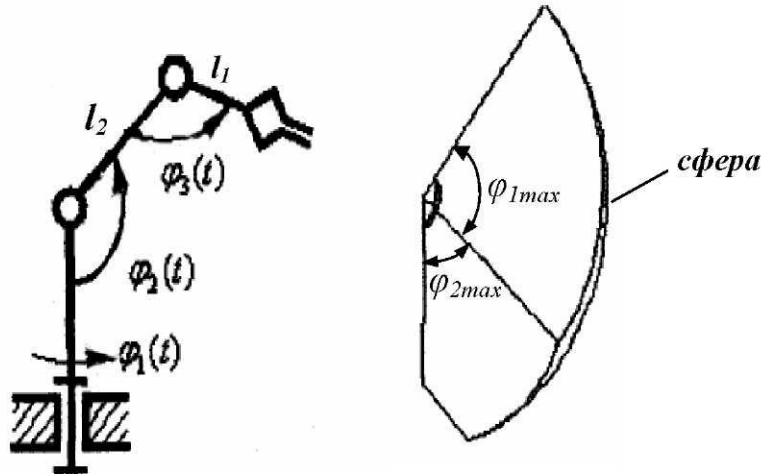


Рис. 9.6. Манипулятор ВВВ (шарнирный) и его зона обслуживания

Синтез описанной группы манипуляторов сводится к тому, чтобы за счет выбора длин соответствующих звеньев и возможностей движения в кинематических парах обеспечить досягаемость задаваемых зон обслуживания. Например, для манипулятора ППП на рис. 9.3 должно быть $l_1 \geq a_{\max}$, $l_2 \geq b_{\max}$, $l_3 \geq c_{\max}$.

9.4. Синтез манипулятора по коэффициенту сервиса

Универсальный манипулятор (рис. 9.7) имеет $W = 7$ и $M = 1$.

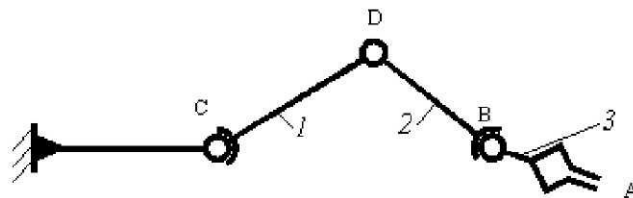


Рис. 9.7. Схема универсального манипулятора

Пусть длины звеньев:

$$l_1 > l_2 > l_3$$

$$l_1 > l_2 + l_3$$

Рабочий объем между сферами радиусов:

$$R_{\min} = l_1 - l_2 - l_3$$

$$R_{\max} = l_1 + l_2 + l_3$$

(9.1)

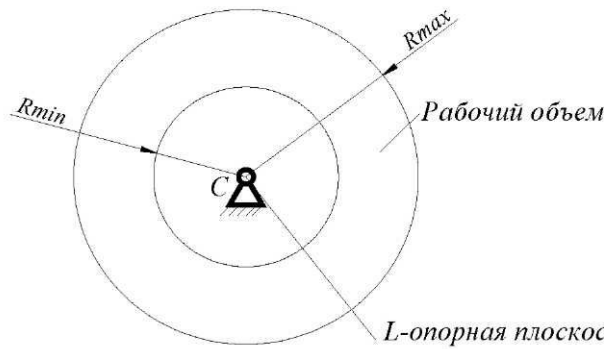


Рис. 9.8. Рабочий объем универсального манипулятора

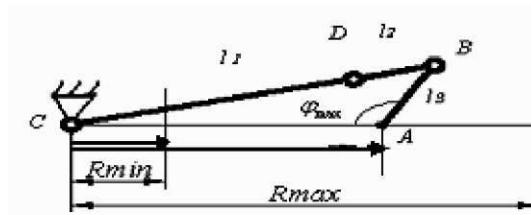


Рис. 9.9. Изменение проворачиваемости φ_{\max} схвата в опорной плоскости

Если звено AB в какой-либо точке на прямой AC является кривошипом, то этот кривошип в указанной точке будет иметь возможность описать телесный угол 4π (2π в опорной плоскости и 2π вокруг прямой AC). При этом $\theta = 4\pi$. У границ же рабочего объема станет $\theta = 0$.

В точках неполного сервиса угол сервиса Q по определению

$$Q = \frac{F'}{l_3^2},$$

где F' – площадь части сферы, которую описывает из точки A звено l_3 .

Пример синтеза

Дано: размеры рабочего объема $R_{\max} = 1200$ мм, $R_{\min} = 300$ мм. Зона неполного сервиса $b = 200$ мм (звено AB не проворачивается).

Найти: l_1, l_2, l_3 .

Решение

Складывая уравнения (9.1), получим:

$$l_1 = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2} = \frac{1200 + 300}{2} = 750 \text{ мм}.$$

Кроме того:

$$b = 2l_3 = 200 \text{ мм},$$

отсюда:

$$l_3 = 100 \text{ мм}; \quad l_2 = R_{\max} - l_1 - l_3 = 1200 - 750 - 100 = 350 \text{ мм}.$$

9.5. Способы передачи движения через шарниры

В технике передача движения через кинематические пары может вызывать сложности. Рассмотрим некоторые примеры решения таких задач.

Шаровой шарнир (рис. 9.10, *a*) можно заменять кинематическим соединением, позволяющим применить существующие двигатели простейшей конструкции (с одной степенью свободы). При этом необходимо сохранить степень подвижности заменяющей цепи.

Кинематическое соединение есть кинематическая цепь со степенью подвижности заменяемой цепи.

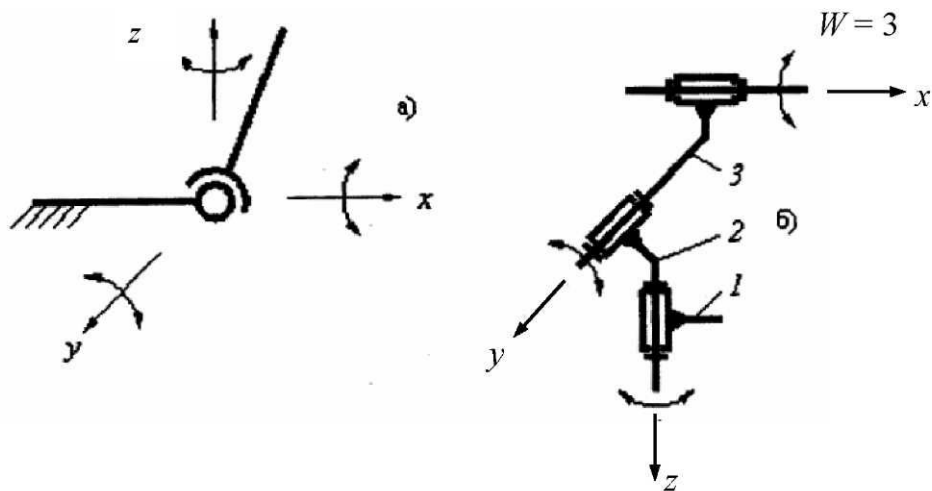


Рис. 9.10. Замена шаровой пары кинематическим соединением:
а) шаровая пара; б) кинематическое соединение

При подвижности кинематической пары $W = 2$ можно применить червячную передачу (рис. 9.11, *a*), либо коническую с круговым зубом (рис. 9.11, *б*).

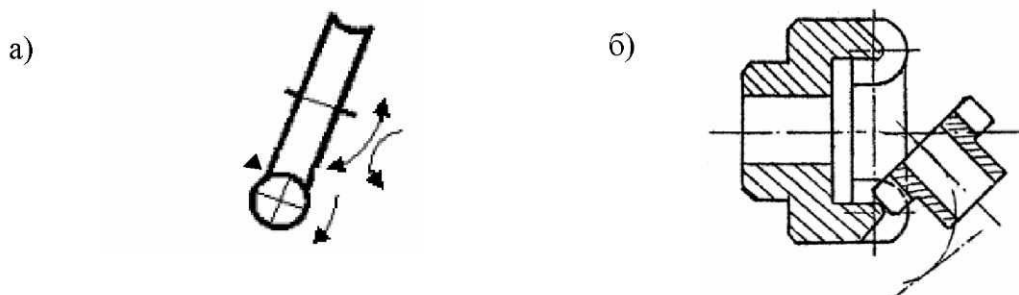


Рис. 9.11. Механизм для передачи сферического движения:
а) червячная передача; б) конические и гипоидные передачи

В руке человека движение через шарниры (цилиндрические и шаровые), передают мышцы при их сокращении. Каждая связана с системой управления – головным мозгом человека.

9.6. Кинематика манипулятора промышленного робота.

Прямая и обратная задачи

Средствами кинематики решаются прямая и обратная задачи [23], т.е.:

1) задача о позиционировании: известны обобщенные координаты φ_1 , φ_2 , и т.д. Требуется найти положение схвата X , Y , Z ;

2) задача об управлении (обратная задача). Найти обобщенные координаты φ_1 , φ_2 , и т.д., если известны координаты схвата X , Y , Z .

Обобщенные координаты изменяются по программам, заложенным в устройство управления, а исполнительными органами являются различные двигатели (шаговые, постоянного тока, пневматические и др.)

Наиболее просто вопросы кинематики решаются для промышленных роботов, степень подвижности которых – не более трех. Рассмотрим пример. На рис. 9.12 изображен трехподвижный манипулятор ПВП промышленного робота; $x(t)$, $z(t)$, и $\varphi(t)$ – его обобщенные координаты, а $X_E(t)$, $Y_E(t)$, и $Z_E(t)$ – координаты точки E схвата в декартовой системе. Из рис. 9.12 имеем:

$$Z_E = z(t)$$

$$X_E = x(t) \cdot \sin \varphi(t)$$

$$Y_E = y(t) \cdot \cos \varphi(t)$$

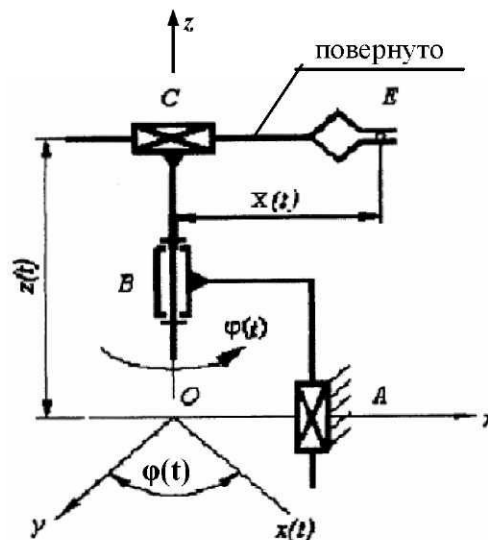


Рис. 9.12. Трехподвижный манипулятор промышленного робота

Дифференцируя X_E, Y_E, Z_E по t , находим проекции скоростей схвата на оси координат.

Координаты X_E, Y_E , и Z_E схвата в других схемах манипуляторов промышленных роботов находят аналогично.

Так решается прямая задача.

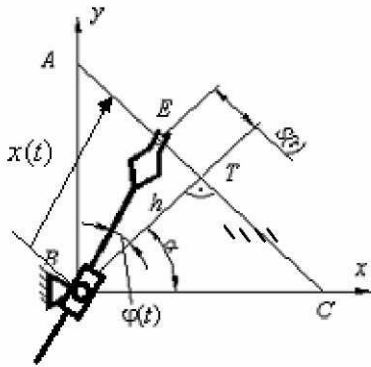


Рис. 9.13. Манипулятор ВПП, направляющий по прямой AC

Обратная задача обычно решается сложнее: пусть требуется для схемы (рис. 9.12) обеспечить движение схвата по прямой AC (рис. 9.13). Предположим, что прямая AC расположена горизонтально. Тогда $z(t) = \text{const}$.

Уравнение прямой AC представим в нормальной форме:

$$y \cdot \sin \alpha + x \cdot \cos \alpha - h = 0,$$

где h и α – длина нормали и ее угол с осью x ; $S(t)$ – известная функция положения схвата на прямой AC.

Обобщенные координаты $X(t)$ и $\varphi(t)$

находим из треугольника BET:

$$x(t) = \sqrt{S(t)^2 + h^2}, \quad \varphi(t) = \arctg \frac{S(t)}{h}.$$

9.7. Кинематика манипулятора по методу преобразования координат [24]

Предварительно рассмотрим вопросы преобразования вектора.

Вектор \bar{l}_a в системе координат «a» можно представить так:

$$\bar{l}_a = \bar{i}_a \cdot X + \bar{j}_a \cdot Y + \bar{k}_a \cdot Z,$$

где X, Y, Z – проекции вектора \bar{l}_a на оси системы «a»,

$\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$ – единичные орты этой системы.

Проекция вектора \bar{l}_a на ось X системы «b» вычисляется как:

$$\bar{l}_{axb} = \bar{i}_b \cdot \bar{i}_a \cdot X + \bar{i}_b \cdot \bar{j}_a \cdot Y + \bar{i}_b \cdot \bar{k}_a \cdot Z.$$

Преобразование вектора \bar{l}_a из системы «a» в систему «b» можно выразить произведением матриц:

$$\begin{vmatrix} \bar{l}_{axb} \\ \bar{l}_{ayb} \\ \bar{l}_{azb} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} X \\ Y \\ Z \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} (\bar{i}_b \cdot \bar{i}_a) & (\bar{i}_b \cdot \bar{j}_a) & (\bar{i}_b \cdot \bar{k}_a) \\ (\bar{j}_b \cdot \bar{i}_a) & (\bar{j}_b \cdot \bar{j}_a) & (\bar{j}_b \cdot \bar{k}_a) \\ (\bar{k}_b \cdot \bar{i}_a) & (\bar{k}_b \cdot \bar{j}_a) & (\bar{k}_b \cdot \bar{k}_a) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix} \times M_{ab},$$

где $\bar{i}_b \cdot \bar{i}_a, \bar{i}_b \cdot \bar{j}_a$ и т.д. – направляющие косинусы осей системы «b» в осях системы «a», а M_{ab} – матрица перехода из системы «b» в систему «a».

Рассмотрим кинематику универсального манипулятора (рис. 9.14).

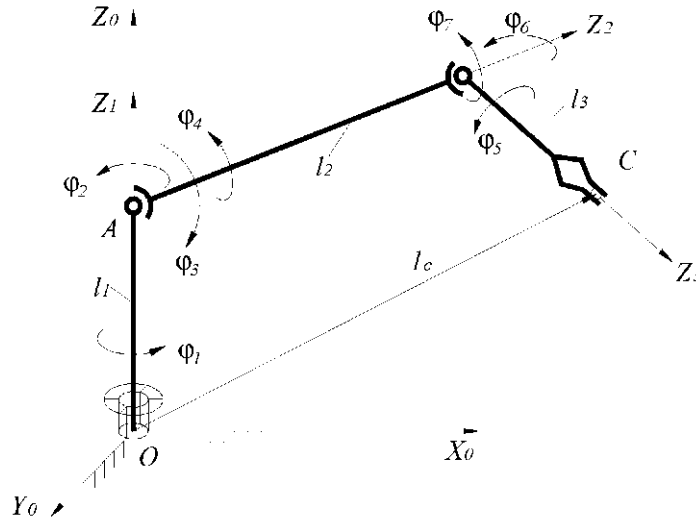


Рис. 9.14. Кинематика универсального манипулятора

Обозначим: M_{10} , M_{20} и M_{30} – матрицы перехода (поворота) из системы координат, связанной с рассматриваемым звеном, в систему абсолютных координат X_0, Y_0, Z_0 . Очевидно:

$$M_{20} = M_{21} \times M_{10}$$

$$M_{30} = M_{32} \times M_{21} \times M_{10}$$

Столбцовые матрицы упрощаются, если оси Z_i направить вдоль звеньев.

Для рис. 9.14 имеем:

$$\bar{l}_c = \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3,$$

или

$$\begin{vmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{vmatrix} \times M_{10} + \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{vmatrix} + M_{20} \times \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ l_3 \end{vmatrix} \times M_{30}.$$

Решение матриц – стандартная задача для ЭВМ. С помощью ЭВМ решают как прямую, так и обратную задачи.

9.8. Динамика манипуляторов

Промышленные манипуляторы переносят грузы со значительной массой. Поэтому определение реакций в кинематических парах и нагрузок в звеньях имеет большое значение. Для динамического исследования манипулятора применяют уравнение Лагранжа II-го рода, составляя одно

уравнение для каждой степени свободы. В результате решения систем уравнений Лагранжа находят обобщенные ускорения. Затем, используя принцип Даламбера, рассматривают равновесие звеньев и групп с нулевой степенью подвижности.

Приводим пример динамического исследования манипулятора ВПП (рис. 9.15).

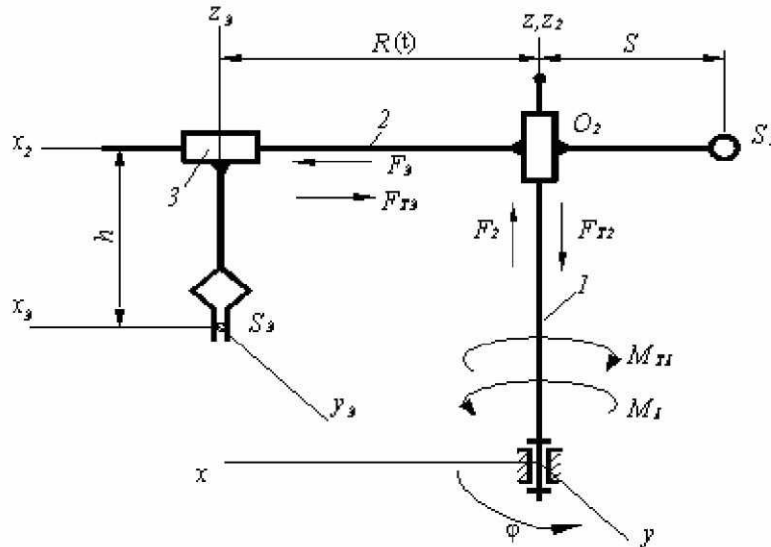


Рис. 9.15. Динамическая схема манипулятора ВПП

За обобщенные координаты примем цилиндрические координаты центра масс схвата с грузом S_3 (φ, R, z). Кинетическая энергия манипулятора при неподвижном основании и уравновешенном звене 1:

$$T = \frac{1}{2} \left[(J_1 + J_2) \cdot \dot{\varphi}^2 + m_2 \cdot S^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + m_3 \cdot R^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + m_3 \cdot \dot{R}^2 + (m_2 + m_3) \cdot \dot{z}^2 \right],$$

где J_1 и J_2 — моменты инерции звеньев 1 и 2 относительно оси Z и оси, проходящей через центр масс S_2 параллельно оси Z ;

m_2 и m_3 — массы звеньев 2 и 3;

S — расстояние от оси Z до центра масс звена 2.

Уравнение движения манипулятора в форме уравнений Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q; \quad i = 1, 2, 3, \quad (9.2)$$

где $q_1 = \varphi; q_2 = z; q_3 = R$.

Обобщенные силы Q_i определяем, считая, что поступательные приводы звеньев 2 и 3 (например гидроцилиндры), расположены на подвижных звеньях и создают движущие силы F_2 и F_3 , а вращательный привод звена 1 создает движущий момент пары сил M_1 . Кроме того, учитываем силы тяжести звеньев G_1, G_2 и силы трения F_{T2}, F_{T3} в парах 1-2 и 2-3. Мо-

мент сил трения во вращательной паре M_{T1} считаем постоянным и известным из опытных данных. Для случая движения звена 2 вверх и звена 3 от оси Z имеем:

$$Q_1 = M_1 - M_{T1}; \quad Q_2 = F_2 - F_{T2} - G_2 - G_3; \quad Q_3 = F_3 - F_{T3}.$$

Производя подстановки в уравнения (9.2), после дифференцирования получаем три дифференциальных уравнения 2-го порядка:

$$(J_1 + J_2 + m_2 S^2 + m_3 R^2) \cdot \ddot{\phi} + 2m_3 R \cdot \dot{R} \cdot \dot{\phi} = M_1 - M_{T1};$$

$$(m_2 + m_3) \cdot \ddot{z} = F_2 - F_{T2} - G_2 - G_3;$$

$$m_3 \ddot{R} - m_3 \dot{R} \cdot \dot{\phi}^2 = F_3 - F_{T3};$$

Закон изменения координаты \ddot{z} легко устанавливается из второго уравнения, а для определения координат ϕ и R имеем систему двух нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, которая обычно решается численными методами на ЭВМ. Решение используют для управления и определения реакций.

Считая реакцию F_{2-3} проходящей через центр масс S_3 , для звена 3 составляем три уравнения равновесия в проекциях на оси X_3, Y_3, Z_3 . Для звена 2 получаем шесть уравнений кинестатики в проекциях на оси X_2, Y_2, Z_2 . Для звена 1 при составлении уравнений движения потребуется лишь одно уравнение моментов относительно оси z .

ЗАДАЧИ И МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ С ПРИМЕРАМИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

ВВЕДЕНИЕ

Предлагаем комплект задач, относящийся к теории машин и их механизмов, устанавливающих зависимости конструкций машин и выполняемых технологий. Материал задач изложен по темам в порядке изучения дисциплины, при необходимости он может быть дополнен задачами из известного сборника [25]. На каждом занятии можно рассматривать одну либо две темы.

Примеры решений снабжены краткими методическими указаниями, что будет оказывать помощь студентам-заочникам при выполнении контрольных работ.

УСЛОВИЯ ЗАДАЧ

Тема 1. Метрики машиностроительных технологий

Задача 1. Пила для отрезки пруткового материала совершает 30 двойных ходов за минуту. Коэффициент производительности $\eta^* = 0,7$.

Найти число оборотов главного вала, необходимое для отрезки прутка толщиной $\delta = 0,05$ м при скорости врезания $V_{ар} = 0,03$ м/мин.

Задача 2. Частота вращения главного вала машины $n = 30$ мин⁻¹, а коэффициент производительности $\eta^* = 0,6$.

Найти среднюю скорость обработки изделий при ходе инструмента $H = 0,3$ м.

Задача 3. Средняя скорость прямого хода обрабатывающих инструментов $V_{ср} = 8$ м/мин, длина хода $H = 0,56$ м, коэффициент производительности $\eta^* = 0,7$.

Найти частоту вращения главного вала.

Задача 4. Число оборотов кривошипа привода ножовочного полотна (рис. 1) $n = 100$ об/мин. Ход полотна $S = 0,3$ м. Коэффициент производительности $\eta^* = 0,6$.

Найти среднюю скорость резания (при обратном ходе ножовочное полотно над заготовкой приподнимается).

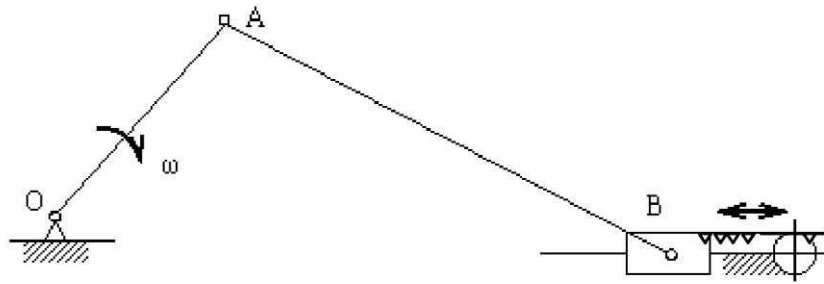


Рис. 1. Кривошипно-ползунный привод ножовочного полотна

Задача 5. Схема машинного агрегата приведена на рис. 2.

Найти движущий момент $M_{дв}$, если частота вращения входного вала $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, потери на трение в кинематических парах $P_{тр} = 150 \text{ Вт}$, а кпд передаточного механизма $\eta = 0,75$.

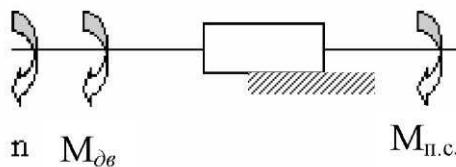


Рис. 2. Схема машинного агрегата и приложенной к нему нагрузки

Задача 6. Диаграмма полезной нагрузки изображена на рис. 3.

$F_{\max} = 4 \text{ кН}$; $H_{\max} = 0,5 \text{ м}$, кпд передаточного механизма $\eta = 0,7$, а время цикла установившегося движения $T_{ц} = 2 \text{ с}$.

Найти мощность двигателя и момент на главном валу машины.

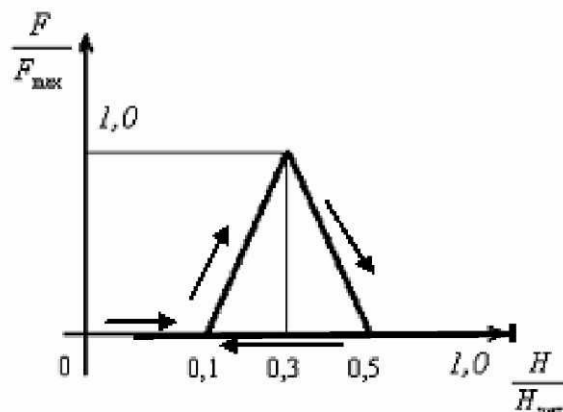


Рис. 3. Диаграмма полезной нагрузки

Задача 7. Закон распределения нагрузки на рабочий орган машины в функции перемещения рабочих органов за цикл обработки изделия показан на рис. 4.

$$F_{\max} = 20 \text{ кН}, H_{\max} = 0,5 \text{ м}, \text{ кпд машины } \eta = 0,68.$$

Найти удельное энергопотребление из сети.

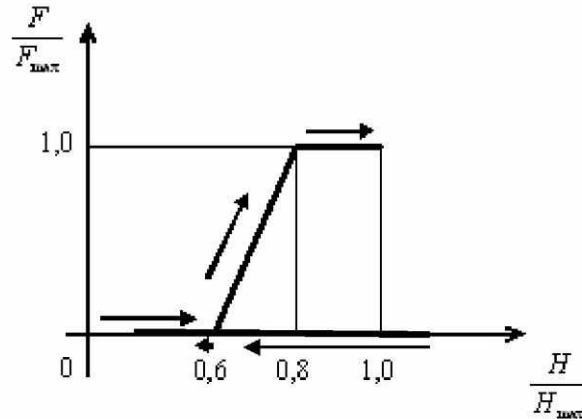


Рис. 4. Закон распределения полезной нагрузки

Задача 8. Производительность машинного агрегата $Pr = 100$ изд/мин, коэффициент производительности $\eta^* = 0,7$.

Найти цикловую мощность полезных сил, если средняя скорость рабочего хода составляет $V_{cp} = 7,5$ м/мин, а закон распределения полезной нагрузки ($F_{n.c. \max} = 20$ кН) (показан на рис. 4).

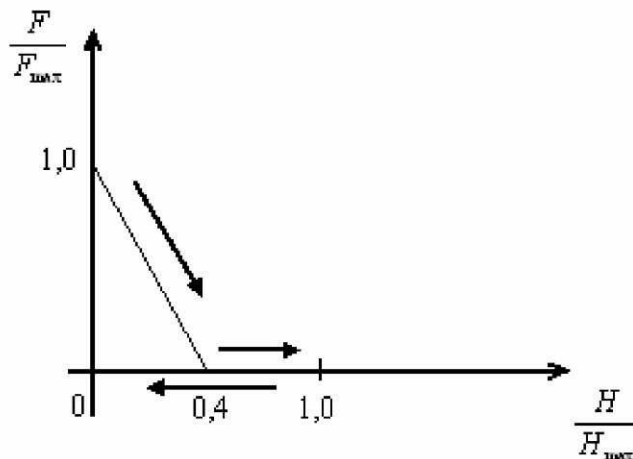


Рис. 5. Закон распределения полезной нагрузки

Задача 9. Коэффициент производительности машинного агрегата $\eta^* = 0,75$, а средняя скорость обработки изделий $V_{cp} = 6$ м/мин.

Найти цикловую мощность полезных сил, если сопротивление обработке постоянно и равно $P_{н.с} = 100$ кН, а частота вращения главного вала $n = 120$ мин⁻¹.

Задача 10. Технологический цикл машины составляет $T' = 2$ с.

Найти момент на валу короткозамкнутого приводного асинхронного электродвигателя, если кпд машины $\eta = 0,7$, а цикловая мощность полезных сил $P_{н.с} = 3,5$ кВт.

Тема 2. Изучение структуры машин. Составление их структурной блок-схемы

Задачи 1 – 20. По описанию аналога технологической машины (Приложение 4, №№ 1 – 20) ознакомиться с назначением машины и ее общим устройством, составить структурную блок-схему.

Тема 3. Привод машин

1. Выбор приводного электродвигателя

Задачи 1 – 8. Диаграмма полезных сил показана на рис.6.

Найти удельное энергопотребление из сети (расход на единицу выпускаемой продукции) и подобрать приводной асинхронный электродвигатель серии 4А с синхронной частотой вращения поля индуктора $n = 1500$ мин⁻¹, кпд асинхронного короткозамкнутого электродвигателя принять $\eta_1 = 0,92$.

Коэффициент полезного действия передаточного механизма принять $\eta = 0,75$. Остальные входные данные выбрать из таблицы 1.

Таблица 1

Входные данные к выбору асинхронного электродвигателя

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
Название параметра								
Производительность, Pr (изд/мин)	120	130	140	150	200	180	160	100
Максимальное технологическое усилие P_{max} (кН)	5,0	7,0	8,0	10,0	12	6,0	4,0	9,0
Максимальный ход инструмента H_{max} (м)	0,25	0,3	0,28	0,35	0,40	0,20	0,32	0,45

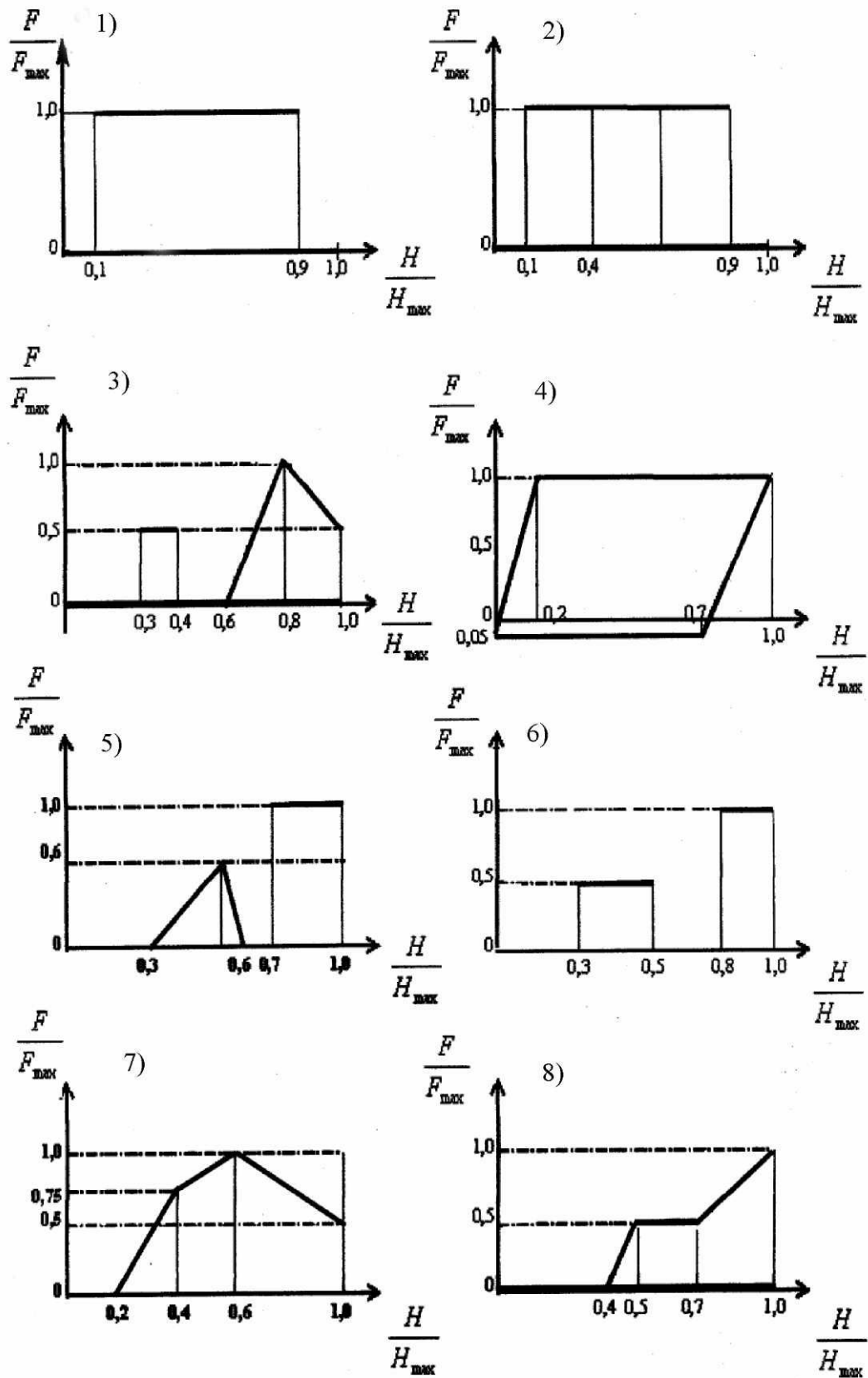


Рис. 6. Диаграммы полезных нагрузок

2. Кинематика зубчатых передач*¹

Задача 1. В четырехскоростной планетарной коробке передач (рис. 7) при первой передаче включаются тормоза T_1 и T_2 , при второй – тормоз T_1 и муфта M_2 , при третьей – тормоз T_2 и муфта M_1 , при четвертой – муфты M_1 и M_2 . Определить значения передаточных отношений при различных передачах и частоты вращения вала H_2 , если заданы числа зубьев колес Z_1, Z_3, Z_4, Z_6 и частота вращения входного вала 1.

Варианты числовых значений чисел зубьев колес и частоты вращения входного вала 1 приведены в табл. 1.

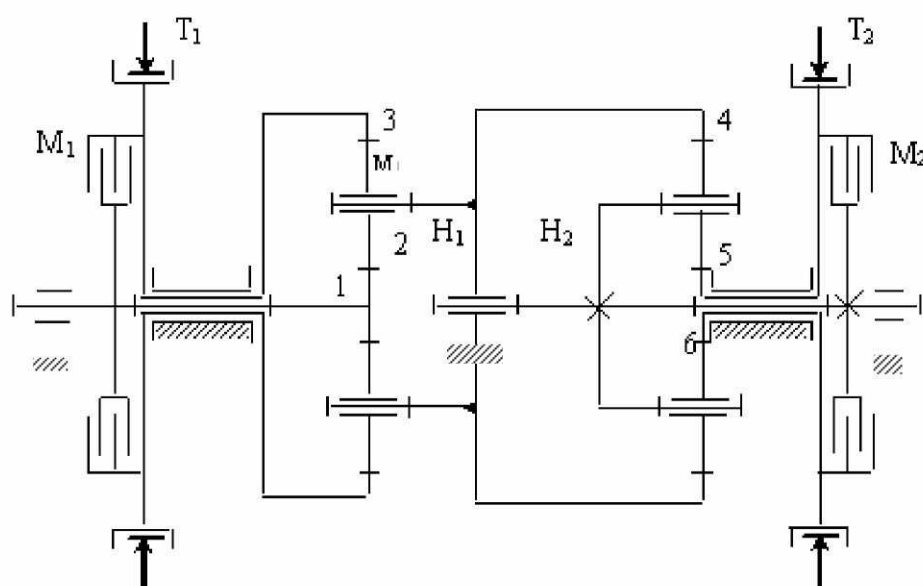


Рис. 7. Планетарная коробка передач

Таблица 1

Параметры входных данных к рис. 7

Параметры	Варианты числовых значений.									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z_1	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15
Z_3	91	96	78	85	70	75	66	65	64	65
Z_4	90	96	80	84	63	64	58	59	60	61
Z_6	46	48	42	40	35	32	28	29	30	27
$n, \text{мин}^{-1}$	2800	3000	2900	3100	2500	3000	2700	2800	3000	3200

Задача 2. Для механизма замкнутого дифференциального зубчатого редуктора определить передаточное отношение от входного вала 1 к валу

¹ *Задача заимствована из «метод. указаний» в работе [26]

подвижного корпуса барабана 5 и частоту вращения барабана. Известны числа зубьев колес $Z_1 = Z_{2'} = Z_{3'}$; $Z_2 = Z_4$ и частота вращения вала 1. При решении задачи учесть условия соосности механизма, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 2.

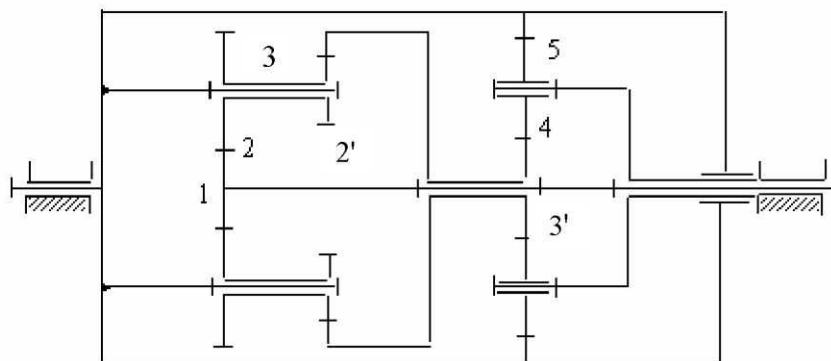


Рис. 8. Механизм замкнутого дифференциала

Таблица 2

Параметры входных данных к рис. 8

Параметры	Варианты числовых значений.									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	10	11	12	13	14	13	12	11	10	14
Z_2	26	33	30	28	32	30	35	32	28	35
$n, \text{мин}^{-1}$	1500	1600	1700	1800	1900	2000	1800	1700	1600	1500

Задача 3. В двухскоростной планетарной коробке передач (рис. 9) определить передаточные отношения от колеса 1 к колесу 6 и скорости вращения колеса 6:

- при заторможенном водиле H_1 (первая передача);
- при заторможенном водиле H_2 (вторая передача).

Известны числа зубьев колес Z_1, Z_2, Z_4, Z_5 и скорость вращения ω_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры входных данных к рис. 9

Параметры	Варианты числовых значений.									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	17	20	17	21	17	18	20	17	18	17
Z_2	29	40	32	40	36	36	42	42	38	43
Z_4	24	17	18	17	18	20	17	18	17	18
Z_5	36	28	42	34	37	45	38	39	45	40
$\omega_1, \text{рад/с}$	70	90	150	300	150	90	70	90	150	300

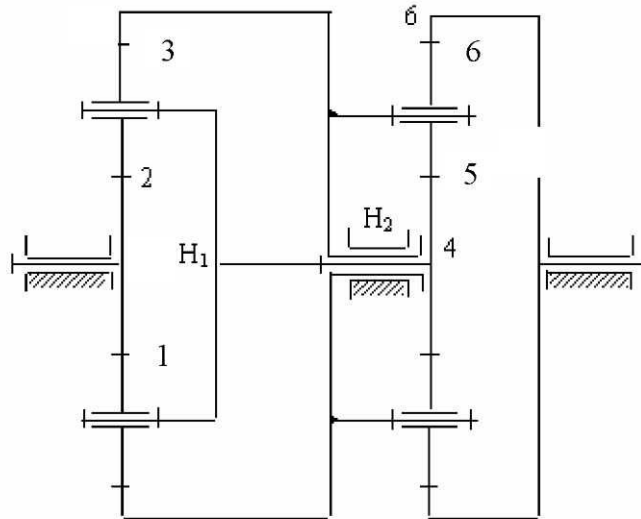


Рис. 9. Планетарная коробка передач

Задача 4. В замкнутом дифференциальном зубчатом соосном редукторе (рис. 10) определить передаточное отношение от вала 1 к валу подвижного корпуса-барабана 3 и скорость вращения барабана. Известны числа зубьев колес $Z_1 = Z_2' = Z_3$, $Z_2 = Z_4$ и скорость вращения вала 1. Для определения заданных чисел зубьев воспользоваться условиями соосности редуктора, считая, что колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 4.

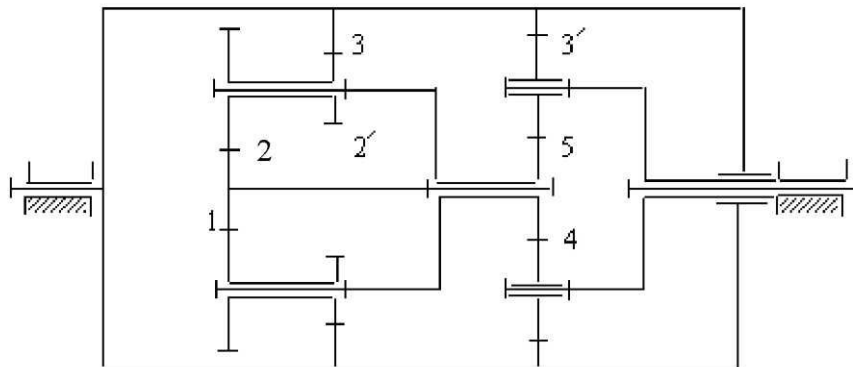


Рис. 10. Замкнутый дифференциальный зубчатый редуктор

Таблица 4

Параметры входных данных к рис. 10

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	10	11	12	13	14	13	12	13	14	10
Z_2	28	32	35	30	35	28	30	28	32	28
ω_1 , рад/с	150	160	170	180	190	200	180	170	160	150

Задача 5. В механизме замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (рис. 11) определить передаточное отношение от входного вала 1 к валу подвижного корпуса-барабана 5 и частоту вращения барабана, если заданы числа зубьев колес $Z_1 = Z_{2'} = Z_{3'}$, $Z_2 = Z_3 = Z_4$ и частота вращения вала 1. При решении задачи учесть условия соосности механизма, считая, что колеса нарезаны без смещения инструмента, а их модули одинаковые.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 5.

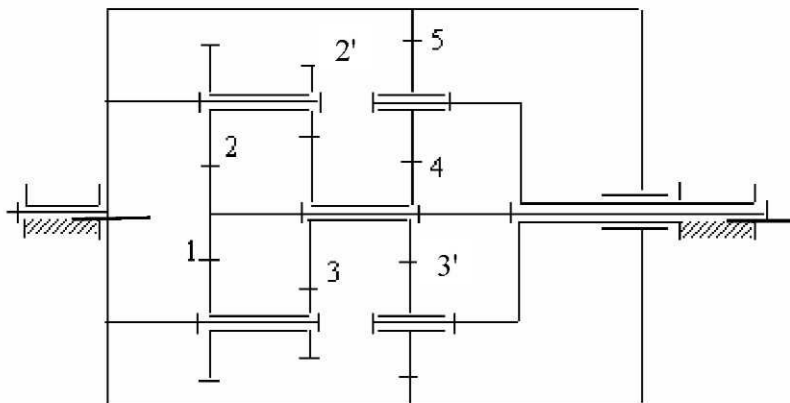


Рис. 11. Замкнутый дифференциальный зубчатый редуктор

Таблица 5

Параметры входных данных к рис. 11

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	10	11	12	13	14	15	15	14	13	12
Z_2	30	33	36	39	38	40	35	40	36	34
$n, \text{ мин.}_1$	1500	1600	1700	1800	2000	1900	1800	1700	1600	1500

Задача 6. В двухскоростной планетарной коробке передач (рис. 12) определить передаточные отношения от колеса 1 к водилу H_2 и частоты вращения водила H_2 :

- при заторможенном водиле H_1 (первая передача);
- при заторможенном колесе $3'$ (вторая передача).

Известны числа зубьев колес $Z_1, Z_2, Z_{3'}, Z_4$ и частота вращения n_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условий соосности редуктора в предположении, что все колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 6.

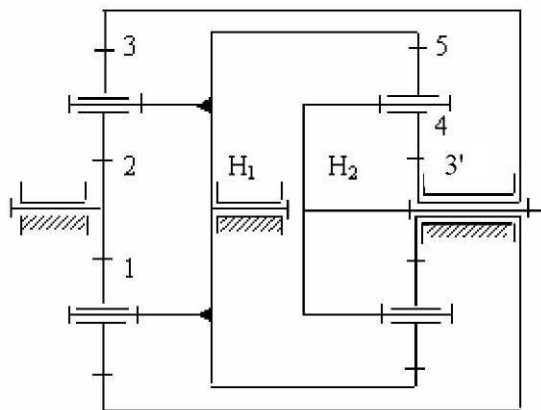


Рис. 12. Двухскоростная планетарная коробка передач

Таблица 6

Параметры входных данных к рис. 12

Параметры	Варианты числовых значений.									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	20	17	18	20	18	17	17	24	17	18
Z_2	45	30	39	42	38	34	36	36	45	40
$Z_{3'}$	17	18	17	18	17	18	18	18	18	17
Z_4	45	29	38	42	36	33	36	37	42	39
$n_1, \text{мин}^{-1}$	1500	900	700	1400	2800	900	700	900	1500	2800

Задача 7. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (рис. 13.) определить передаточное отношение от входного вала 1 к выходному барабану 3 и скорость вращения барабана, если заданы числа зубьев колес $Z_1 = Z_{2'} = Z_3$, $Z_2 = Z_4$ и скорость вращения вала 1. Незаданные значения чисел зубьев определяются из условия соосности редуктора в предположении, что колеса нарезаны без смещения инструмента и имеют одинаковые модули.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 7.

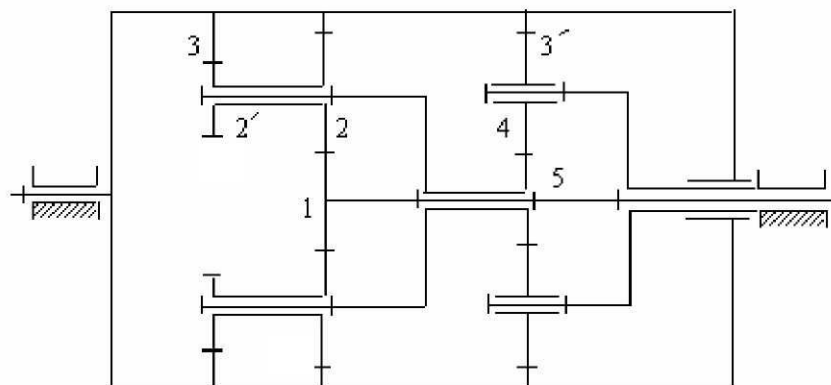


Рис. 13. Замкнутый дифференциальный зубчатый редуктор

Параметры входных данных к рис. 13

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	15	14	13	12	11	10	14	10	12	13
Z_2	35	22	28	30	33	25	30	28	26	26
ω_1 , рад/с	250	300	150	200	250	300	150	200	250	300

Задача 8. Коробка передач (рис. 14.) с помощью устройств управления (T и M) может преобразовываться в планетарный, либо дифференциальный механизм.

Определить передаточное отношение от входного колеса 1 к водилу H и частоту вращения водила n_H :

- при включенном тормозе T и выключенной муфте M ;
- при включенной муфте M и выключенном тормозе T ;
- найти также частоту вращения водила по заданной частоте вращения колес 1 и 3 при выключенных T и M . При решении задачи число зубьев колеса 1 определить и 3 условия соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 8.

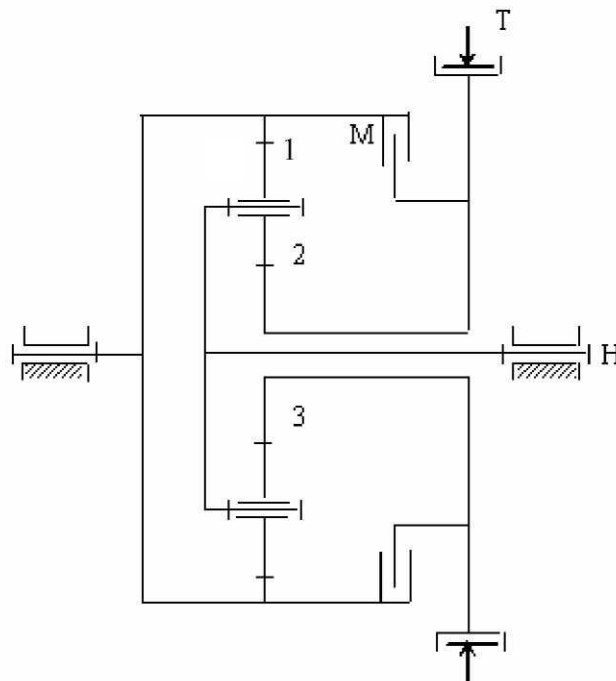


Рис. 14. Коробка передач

Параметры входных данных к рис. 14

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_2	11	20	16	11	17	12	15	14	19	21
Z_3	12	15	14	18	16	21	14	28	17	30
$n_1, \text{мин}^{-1}$	100	150	1200	2000	600	300	800	2500	40	1000
$n_3, \text{мин}^{-1}$	300	400	800	600	1000	700	1800	500	400	900

Задача 9. Коробка передач (рис. 15) с помощью устройств управления (T и M) может преобразовываться в планетарный, либо дифференциальный механизм.

Определить передаточное отношение от колеса 1 к водилу H и скорость вращения водила ω_H :

- при включенном тормозе T и выключенной муфте M ;
- при включенной муфте M и выключенном тормозе T .

Определить также скорость вращения водила ω_H по заданной частоте вращения колес 1 и 3 при выключенных T и M .

Необходимое для решения задачи значение числа зубьев Z_3 определить из условия соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 9.

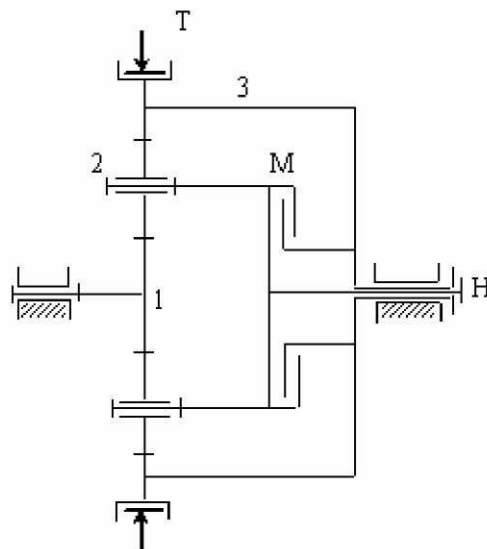


Рис. 15. Коробка передач

Таблица 9

Параметры входных данных к рис. 15

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	24	15	22	18	14	20	17	11	13	21
Z_2	40	24	30	25	16	28	30	18	22	15
ω_1 , рад/с	20	110	40	60	200	80	150	70	130	160
ω_3 , рад/с	50	60	70	100	90	20	40	110	80	120

Задача 10. Для сдвоенного планетарного механизма (рис. 16) с плавающим водилом H определить передаточное отношение колеса 1 к колесу 4 и частоту вращения колеса 4. Известны числа зубьев колес Z_1, Z_2, Z_2' и частота вращения n_1 колеса 1. Незаданные значения чисел зубьев определить из условия соосности, считая, что все колеса нарезаны без смещения инструмента, а модули колес одинаковы.

Варианты числовых значений параметров приведены в табл. 10.

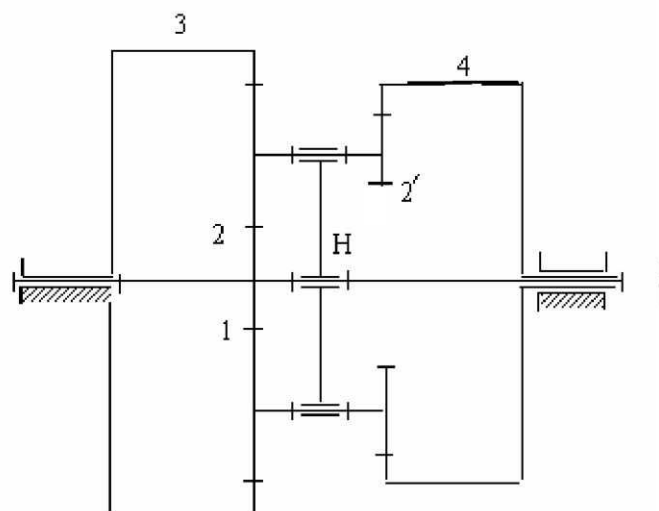


Рис. 16. Сдвоенный планетарный механизм с плавающим водилом

Таблица 10

Параметры входных данных к рис. 16

Параметры	Варианты числовых значений									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	26	15	12	17	18	13	16	20	14	21
Z_2	32	18	20	26	20	19	22	28	30	24
Z_2'	28	14	15	21	16	12	18	22	26	17
n_1 , мин ⁻¹	2000	600	120	1500	800	1800	900	400	2200	700

Задача 11. Найти передаточное отношение $U_{1,3}$ зубчатых механизмов (рис. 17), если $Z_1 = 30$; $Z_2 = 15$; $Z_3 = 35$.

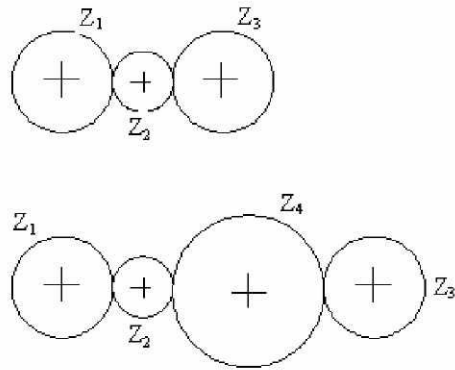


Рис. 17. Рядовое зубчатое зацепление

Задача 12. Найти передаточное отношение передачи (рис. 18), если:
 $Z_1 = 17$; $Z_0 = 34$; $Z_3 = 20$; $Z_4 = 80$; $Z_u = 2$; $Z_k = 3$.

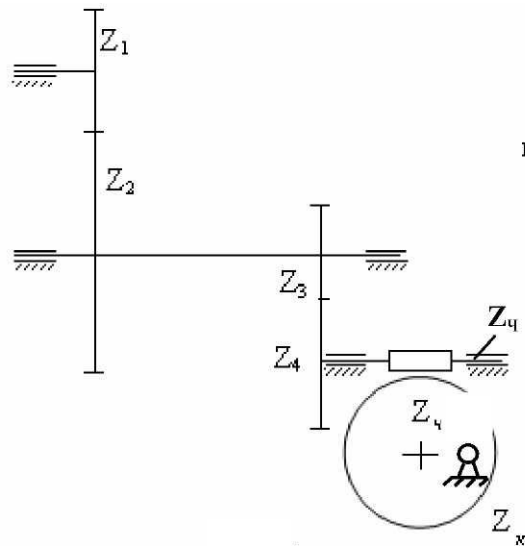


Рис. 18. Многоступенчатое зубчатое зацепление

Тема 4. Структура передаточного механизма. Устранение избыточных связей

Задачи 0 – 8. Для схем механизмов рис. 19 – указать простейшие их составляющие, найти степень подвижности в идеальном плоском и реальном исполнениях. Сформулировать цель и предложить способ устранения избыточных связей. Звено 1 рассматривать как ведущее.

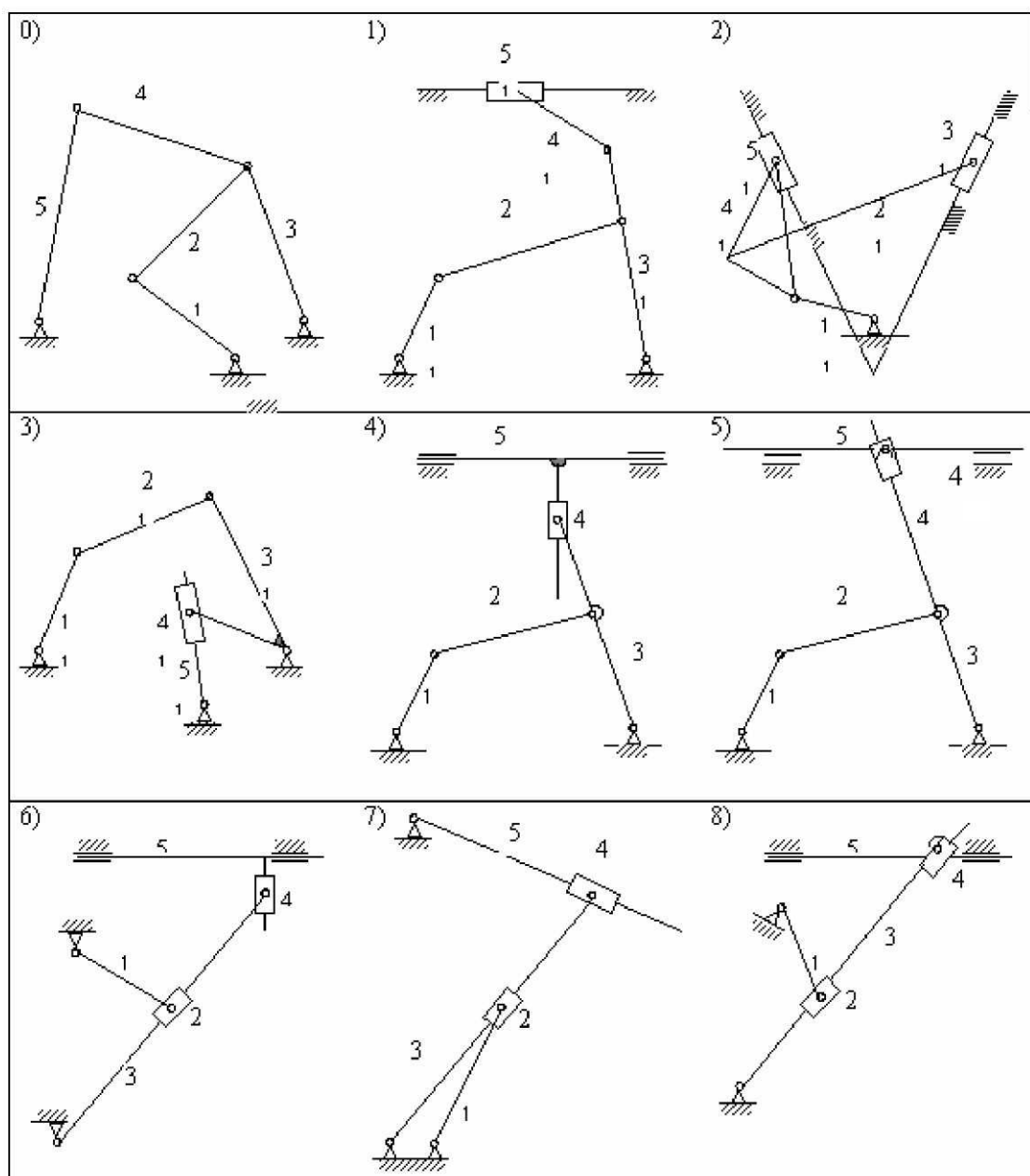


Рис. 19. Плоские рычажные шестизвенники

Тема 5. Кинематика механизмов машин

Задача 1. Записать выражение функции положения и построить повернутый план скоростей для механизмов:

- 1) шарнирного четырехзвенного;
- 2) кривошипно-ползунного;
- 3) кулисного;
- 4) синусного;
- 5) тангенсного.

Найти одинаковые с планом положений углы. Вычислить передаточную функцию при $\varphi = 30^\circ$.

Задача 2. В задаче 1 построить планы ускорений механизмов.

Задача 3. Пользуясь кинематическими зависимостями в четырехзвенных рычажных механизмах – см. прил. 2, составить выражение передаточной функции $\frac{V_5}{\omega_1}$ и функций положения звеньев по механизмам с рис. 19 (девять задач).

Задача 4. Для схем механизмов по рис. 19 построить планы ускорений.

Тема 6. Элементы кинематического синтеза механизмов

Задача 1. Для поперечно-строгального станка (аналоги №№ 1, 2 в прил. 4) найти размеры несущего рычажного механизма. Величину технологического перебега резца принять $\Delta H = 0,1H$.

Таблица 1

Варианты входных данных

№ варианта Название параметра	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Производительность, $Pr \frac{\text{дв.ходов резца}}{\text{мин}}$	100	85	7,5	60	50	45	40	35	30	25
Ход инструмента H (м)	0,175	0,220	0,225	0,275	0,350	0,425	0,430	0,500	0,650	0,725
Средняя скорость резания V_{cp} м/мин	38,8	40,0	36,2	37,4	39,5	42,0	38,2	38,5	40,5	41,5

Задача 2. Найти толщину зуба и ширину впадины колеса по его делительной окружности, если модуль инструмента $m = 5$ мм, число зубьев колеса $Z = 12$ и оно нарезано без подреза зубьев стандартным инструментом реечного типа.

Задача 3. Найти диаметр окружностей выступов и впадин цилиндрического прямозубого эвольвентного колеса с числом зубьев $Z = 10$, если оно нарезано без подреза зубьев стандартным инструментом реечного типа с модулем $m = 5$ мм.

Задача 4. В аксиальном кривошипно-ползунном механизме ход ползуна составляет $H = 0,12$ м. Найти длину кривошипа.

Задача 5. В задаче 4 найти максимальный угол давления

Задача 6. Решить задачу 4 в синусном механизме.

Задача 7. В кривошипно-ползунном механизме ход ползуна $H = 0,12$ м, а дезаксиал составляет $l = 0,03$ м. Найти размеры механизма, если угол перекрытия составляет $\theta = 6^\circ 30'$, а шатун в 5 раз длиннее кривошипа. Найти интервал угла давления.

Задача 8. В присоединенном дезаксиальном коромыслово-ползунном механизме угол давления γ равномерно изменяется в интервале $-20^\circ \leq \gamma \leq 20^\circ$, а отношение длин коромысла и шатуна составляет $n = 10$.

Найти дезаксиал l_0 и угол качания коромысла, если ход ползуна составляет $H = 0,12$ м.

Задача 9. В присоединенном аксиальном коромыслово-ползунном механизме ход ползуна $H = 0,15$ м, а угол качания коромысла с направляющей ползуна изменяется в интервале $8^\circ < \psi < 30^\circ$. Найти размеры коромысла и шатуна.

Задача 10. В присоединенном тангенсном механизме угол давления достигает $\gamma_{\max} = 28^\circ$, а ход составляет $H = 0,15$ м. Найти размеры механизма.

Тема 7. Динамический синтез машин. Приведение масс

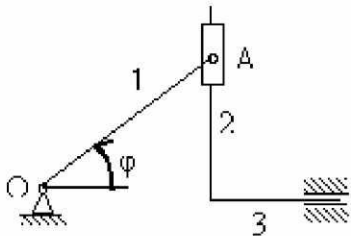


Рис. 20. Синусный механизм

Задача 1. Привести массу ползуна 3 ($m = 20$ кг) синусного механизма (рис. 20) к обобщенной координате φ при $\varphi = 30^\circ$, если длина кривошипа $l_{OA} = 0,1$ м.

Задача 2. Привести массу m ползуна B механизма (рис. 21) к кривошипу OA (найти приведенный момент инерции) в положении $\varphi_1 = 60^\circ$, если $m = 50$ кг, а $\angle ABX = 30^\circ$, $l_{OA} = 0,1$ м.

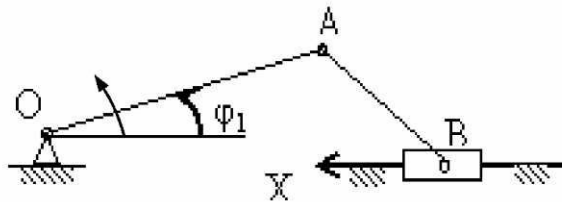


Рис. 21. Кривошипно-ползунный механизм

Задача 3. Привести к ведущему кривошипу OA момент инерции ($J_{C3} = 2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) коромысла BC шарнирного четырехзвенника (рис. 22).

Найти приведенный момент инерции, если угол $\angle OAB = 90^\circ$, угол $\angle ABC = 60^\circ$, а $\frac{l_{BC}}{l_{OA}} = 2,0$.

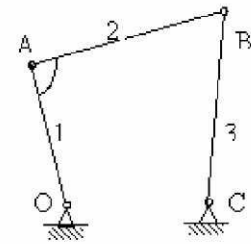


Рис. 22. Шарнирный четырехзвенник

Задача 4. Числа зубцов колес планетарной передачи (рис. 23) – z_1 и z_2 массы – m_1 и m_2 , а моменты инерции относительно осей вращения I_1 и I_2 . Момент инерции водила – I_H .

Записать выражение приведенного к валу водила момента инерции масс механизма, если число сателлитов $k = 5$.

Задача 5. В одноступенчатой планетарной передаче (рис. 24) момент инерции каждой ступени, приведенный к валу своего водила, составляет J_H . Числа зубьев и модули одинаковы.

Привести массы механизма к валу водила H_2 второй ступени.

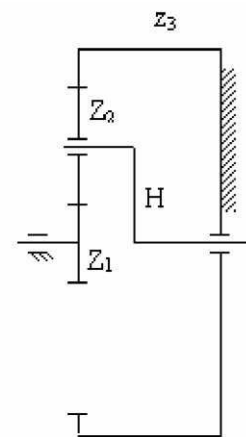


Рис. 23. Планетарная одноступенчатая зубчатая передача

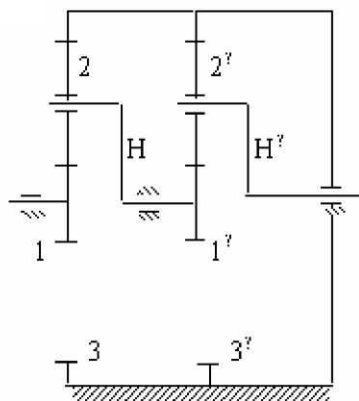


Рис. 24. Двухступенчатая планетарная передача

Задача 6. Числа зубьев колес планетарной передачи (рис. 25) z_1, z_2, z_2', z_3 , массы m_1, m_2, m_2' , а моменты инерции относительно осей вращения I_1, I_2, I_2' . Момент инерции водила I_H . Записать выражение приведенного к

вала водила момента инерции, если число сателлитных блоков 2-2' составляет $k = 3$.

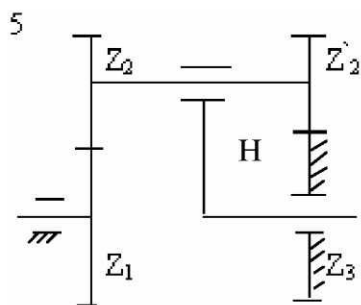


Рис. 25

Задача 7. Записать выражение приведенного момента инерции для одного из механизмов на рис. 19. Массы рычагов распределены равномерно, массы ползунов составляют 3 массы примыкающего к ним шатуна, массы кулисных камней принять равными нулю. Распределение масс по длине звеньев – q [кг/м].

Тема 8. Динамический синтез машин. Диаграмма энерго масс

Задача 1. Диаграмма энерго масс представляет отрезок прямой AB , параллельный оси T . Длина отрезка $AB = 1200$ мм, масштаб $\mu_T = 2,0$ Дж/мм.

Найти коэффициент неравномерности вращения главного вала, если запас кинетической энергии достигает $T = 30$ кДж.

Задача 2. Интервал изменения приведенного момента инерции машины $2,0 \leq I_{np} \leq 3,0$ (кг·м²).

Найти интервал угловой скорости главного вала за цикл установившегося движения, если запас кинетической энергии $T_0 = 5$ кДж, а приращение $\Delta T = 0$. Указать, в каком режиме работает машина.

Задача 3. Углы наклона касательных к диаграмме энерго масс за цикл установившегося движения $\psi_{\max} = 45^\circ$; $\psi_{\min} = 30^\circ$, а ординаты точек пересечения их с осью ΔT составляют $OK = 50$ мм, $Ol = 35$ мм. Масштабы по осям $\mu_T = 2,0$ Дж/мм, $\mu_I = 5 \cdot 10^{-3}$ кгм²/мм.

Найти момент инерции недостающей массы маховика.

Задача 4. Углы наклона касательных к диаграмме энерго масс за цикл установившегося движения составляют $\psi_{\max} = 45^\circ$; $\psi_{\min} = 30^\circ$, масштабы по осям $\mu_T = 2,0$ Дж/мм, $\mu_I = 5 \cdot 10^{-3}$ кгм²/мм.

Найти интервал частот вращения главного вала машины.

Задача 5. Углы наклона касательных к диаграмме энергомасс за цикл установившегося движения машины составляют $\psi_{\max} = 45^\circ$; $\psi_{\min} = 30^\circ$.
Найти коэффициент неравномерности хода главного вала.

Задача 6. Диаграмма энергомасс за цикл установившегося движения машины представляет круг радиуса $R = 50$ мм. Углы наклона касательных к оси I_{np} : $\psi_{\max} = 45^\circ$; $\psi_{\min} = 30^\circ$, а приведенный момент инерции достигает $J_{np} = 30$ кг·м².

Найти интервал изменения кинетической энергии.

Задача 7. Диаграмма энергомасс за цикл установившегося движения приближена к кругу радиуса $R = 0,2$ м. Частота вращения главного вала машины $n = 600$ мин⁻¹.

Найти постоянную составляющую момента инерции машины, приведенного к главному валу, если его приращение составляет $\Delta J = 2,0$ кг·м², а кинетическая энергия изменяется в интервале ($3,0 \leq T \leq 5,0$) кДж.

Задача 8. Диаграмма энергомасс представляет круг радиуса $R = 70$ мм с центром на оси ΔJ . Углы наклона касательных к диаграмме $\psi_{\max} = 45^\circ$, $\psi_{\min} = -30^\circ$. Найти постоянную составляющую приведенного момента инерции машины, если масштаб оси момента инерции $\mu_J = 2 \cdot 10^{-3}$ кгм²/мм.

Задача 9. Диаграмма энергомасс за цикл установившегося движения приближена к кругу радиуса $R = 0,2$ м. Частота вращения главного вала машины $n = 600$ мин⁻¹.

Найти коэффициент изменения средней скорости хода.

Задача 10. Диаграмма энергомасс за цикл установившегося движения приближена к кругу радиуса $R = 0,2$ м. Частота вращения главного вала машины $n = 600$ мин⁻¹.

Найти интервал кинетической энергии, если приведенный к главному валу момент инерции изменяется в интервале $2,0 \leq J_{np} \leq 5,0$ (кг·м²).

Тема 9. Роботы и манипуляторы

Задачи 1 – 10. Определить число степеней свободы и маневренность пространственного механизма манипулятора промышленного робота (рис. 26). Назначить обобщенные координаты. Записать матрицу координат схвата (схемы заимствованы из метод. указаний [26]).

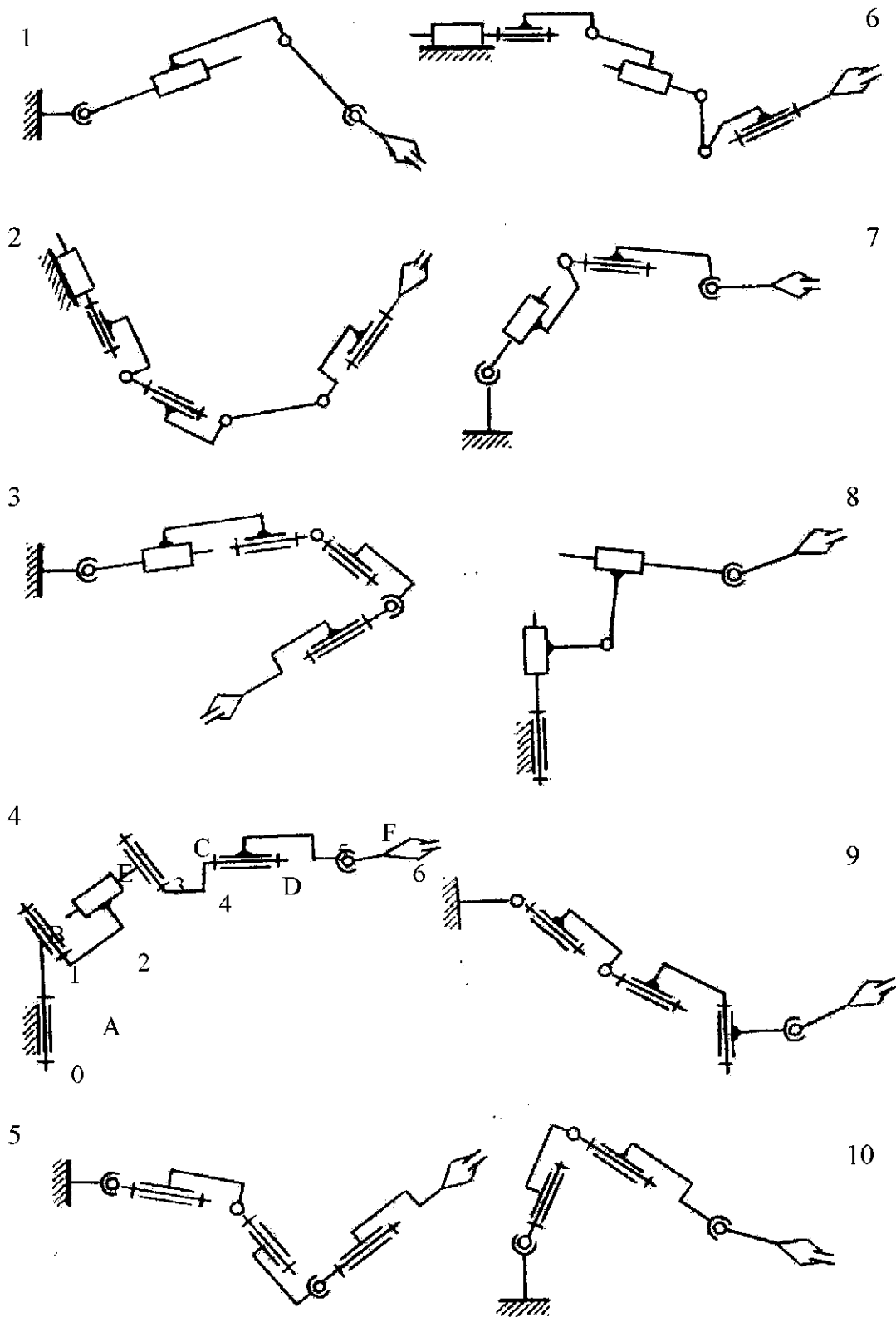


Рис. 26. Схемы манипуляторов промышленных роботов

МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ И ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ

Предлагаемые задачи решают на основе материалов «Конспекта лекций», прилагаемого к настоящему УМК. Подходы к решению задач внутри разделов примерно одинаковы.

Приступая к решению той или иной задачи, необходимо изучить рекомендуемые материалы «Конспекта лекций», ответить на поставленные контрольные вопросы, после чего внимательно ознакомиться с условием, выписать исходные данные и то, что необходимо определить. В процессе решения обязательно анализировать размерности получаемых чисел, т.к. это – важнейшее условие для избежания ошибок.

К теме 1 «Метрики машинных технологий»

Тема позволяет получить представление о машинных технологиях и их количественной оценке, расходе энергии из резерва общества на их осуществление.

Задачи №№ 1 – 10

При самоподготовке изучить материалы «Базового конспекта лекций»: пп. 1.3, 2.2, 6.3 и ответить на следующие контрольные вопросы:

1. Что такое технологический цикл и чем он отличается от кинематического?
2. Что такое производительность?
3. Как определяют время технологического цикла?
4. Что такое коэффициент производительности и как он связан с производительностью? Каково его значение и смысл? Как он влияет на производительность?
5. Как определяют удельное энергопотребление машины? В каких единицах измеряют?
6. Что называют кпд машины? Каково возможное его значение? Чему он равен в режиме холостого хода?
7. Какой вал машины называют главным, и с какой частотой он вращается?
8. Что такое мощность машины, и в каких единицах она измеряется?

Пример решения задач.

Задача 6.

Дано:

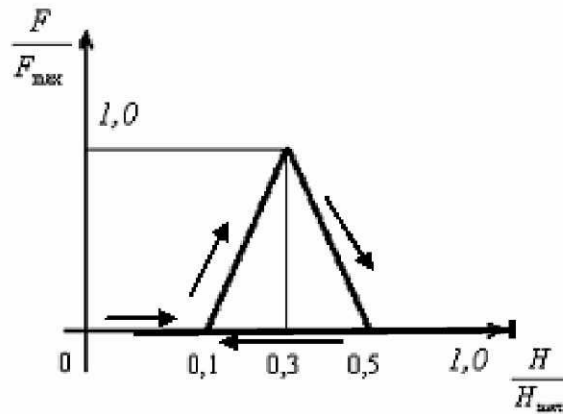


Рис. 1. Диаграмма полезной нагрузки

$$F_{\max} = 4 \text{ кН}; H_{\max} = 0,5 \text{ м}; \eta = 0,7; T_y = 2 \text{ с}.$$

Найти $P_{\text{дв}}$; $M_{\text{дв}}$.

Решение.

1. Определяем работу сил, приложенных к рабочему органу машины. Она равна площади между осью H и кривой нагрузок на диаграмме $F-H$. Поскольку площадь треугольника abc в относительных единицах F/F_{\max} и H/H_{\max}

$$A_1 = \frac{1}{2}(ab) \cdot (bk) = \frac{1}{2}(0,5 - 0,1) \cdot 1,0 = 0,2 \text{ ед}^2,$$

а в абсолютных

$$A_2 = A_1 \cdot H_{\max} \cdot F_{\max} = 0,2 \cdot 0,5 \cdot 4 = 0,4 \text{ кДж},$$

то работа полезных сил

$$A_{n.c.} = A_2 = 0,4 \text{ кДж}.$$

2. Работу сил движущих за технологический цикл находим из выражения

$$A_{\text{дв}} = \frac{A_{n.c.}}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{0,4}{0,7} = 0,57 \text{ Дж},$$

тогда мощность двигателя за цикл

$$P_{\text{дв}} = \frac{A_{\text{дв}}}{T_y} = \frac{0,57}{2} = 0,285 \text{ кВт}.$$

3. Находим угловую скорость как частоту повторений технологического цикла:

$$\omega = \frac{2\pi}{T_{ц}} = \frac{2\pi}{2} = \pi \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

и движущий момент

$$M_{\partial в} = \frac{P_{\partial в}}{\omega} = \frac{0,285}{\pi} = 0,091 \text{ кН} \cdot \text{м} = 91 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

К теме 2 «Изучение структуры машин. Составление их структурной блок-схемы»

Тема позволяет ознакомиться с устройством технологических машин машиностроительного производства с основами машинных технологий, получить общее представление о взаимной связи конструкций машин и выполняемых ими машинных технологий.

Задачи №№ 1 – 20.

При самоподготовке изучить материалы «Базового конспекта лекций» пп. 1.1, 1.2, 2.1 и ответить на следующие контрольные вопросы:

1. Что такое машина? Каково ее назначение в человеческом обществе?
2. Какие машины вы знаете?
3. Какова структура технологических машин? Каковы их основные элементы?

Алгоритм решения задачи:

1. Ознакомиться с описанием предложенного аналога машины.
2. Выделить на схеме движущий и рабочий органы машины.
3. Найти механизмы, применяемые в качестве уравнительного и несущего, выделить главный вал.
4. Составить структурную блок-схему машинного агрегата.

Пример решения задачи.

Рассмотрим строгальный станок – аналог 1

В соответствии с описанием аналога машины машина включает:

- 1) асинхронный приводной электродвигатель 1;
- 2) рабочий орган – резец 2;
- 3) компенсирующий зубчатый механизм 3, состоящий из планетарной и простой одноступенчатой зубчатой передачи;
- 4) несущий шестизвенный рычажный механизм $OABCDE$;
- 5) главный вал станка – вал O ;

б) механизм поперечной подачи с управляющими кулачковым и храповым механизмами (представлены на рисунке к аналогу).

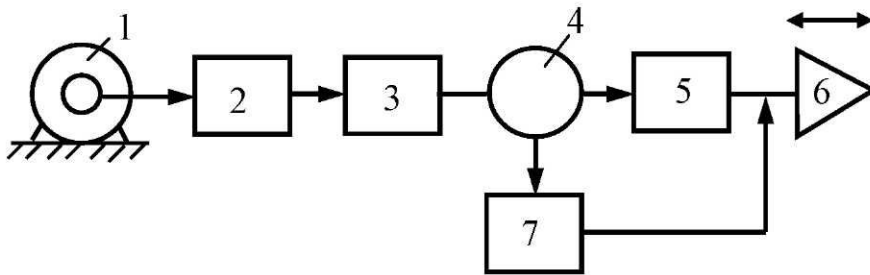


Рис. 2. Структурная блок-схема строгального станка

К теме 3 «Привод машин»

1. Выбор приводного электродвигателя

Тема является исходной в синтезе машин, посвящена выбору основного их элемента – приводного электродвигателя. Выбор производится по каталогу (прил. 1).

Задачи №№ 1 – 10.

При самоподготовке изучить материалы «Базового конспекта лекций» – пп. 2.1, 2.2.

Контрольные вопросы:

1. Что входит в привод машин и где структурно располагается привод?
2. Какую роль в машине выполняет приводной двигатель?
3. Откуда и по каким параметрам подбирают приводной электродвигатель?

Пример решения задач.

Задача № 3 (рис. 6 график 3)

Дано: $P_{n.c} = f(H)$

$P_{n.c.max} = 5 \text{ кН}$

$\eta = 0,75$

$n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

Подобрать асинхронный короткозамкнутый приводной электродвигатель серии 4А.

Решение: Приводной электродвигатель подбираем из каталога по ближайшей большей мощности. Предварительно определяем работу сил

полезного сопротивления, равную площади диаграммы нагрузок (прямоугольник, треугольник, трапеция).

$$A_{n.c} = \oint P_{n.c} dH = [(0,4 - 0,3) \cdot 0,5 + 0,5(0,8 - 0,6) \cdot 1 + 0,5(0,5 + 1)(1 - 0,8)] \times \\ \times H_{\max} \cdot P_{n.c \max} = 0,3 \cdot 0,25 \cdot 5 = 0,375 \text{ кДж}$$

Работа движущих сил:

$$A_{\text{дв}} = \frac{A_{n.c}}{\eta} = \frac{0,375}{0,75} = 0,5 \text{ кДж.}$$

Продолжительность технологического цикла:

$$T_{\text{ц}} = \frac{60}{P_p} = \frac{60}{120} = 0,5 \text{ с.}$$

Среднецикловая мощность движущих сил:

$$P_{\text{дв}} = \frac{A_{\text{дв}}}{T_{\text{ц}}} = \frac{0,5}{0,5} = 1 \text{ кВт.}$$

По каталогу (прил. 1) выбираем приводной асинхронный электродвигатель 4А71В4У3 с ближайшей большей мощностью $P = 1,1$ кВт с синхронной частотой вращения поля индуктора $n_c = 1500 \text{ об/мин}$.

2. Кинематика зубчатых передач

Тема знакомит со свойствами и возможностями зубчатых механизмов в осуществлении их главного назначения в машинах – трансформировать частоту вращения приводного двигателя в требуемую частоту вращения главного вала.

Задачи №№ 1 – 10.

Материалы для самоподготовки – «Базовый конспект» пп. 5.5 – 5.6.

Контрольные вопросы:

1. Что такое передаточное отношение?
2. Как определяют передаточное отношение механизма с неподвижными осями колес?
3. Как устроен дифференциальный механизм и какова его кинематика?
4. Как устроен планетарный механизм и какова его кинематика?
5. Как устроен замкнутый дифференциал, какова его кинематика?
6. Что такое обращенный механизм, какова его кинематика?

Указания к решению задач

Основу составляют замкнутые дифференциальные планетарные механизмы, кинематика которых базируется на формуле Виллиса и формуле замыкающей связи.

Успех в решении задачи определяется искусством выделить в кинематической цепи дифференциальную составляющую механизма (два центральных соосных зубчатых колеса, кинематически связанных посредством сателлитных блоков, устанавливаемых на водиле, расположенном соосно с центральными колесами, либо одним из колес, либо центральным колесом и стойкой в планетарном механизме).

Задачи решают путем составления формулы Виллиса и удаления замыкающей связи.

Пример решения задач.

Задача № 1.

Дано:

$$Z_1 = 22$$

$$Z_3 = 78$$

$$Z_4 = 80$$

$$Z_6 = 42$$

$$n_1 = 2900 \text{ мин}^{-1}$$

Найти:

$$U_{1-H2}, n_{H2}$$

Решение: Механизм представляет собой два последовательно соединенных дифференциальных механизма: колеса Z_1, Z_2, Z_3 и водило H_1 , колеса Z_4, Z_5, Z_6 и водило H_2 . Тормоз останавливает одно из колес, муфта блокирует 2 колеса. Рассмотрим варианты включений.

I передача – включаются тормоза T_1 и T_2 . При этом закрепляются центральные колеса 3 и 5 в обоих дифференциальных механизмах. Комбинированный механизм превращается в последовательное соединение двух планетарных. Передаточные отношения:

$$U_{1-H1}^{(3)} = 1 - U_{1,3}^{(H1)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

$$U_{4-H2}^{(6)} = 1 - U_{4,6}^{(H2)} = 1 + \frac{Z_6}{Z_4}$$

$$U_{1-H2} = U_{1-H1}^{(3)} U_{4-H2}^{(6)} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) \left(1 + \frac{Z_6}{Z_4}\right) = \left(1 + \frac{42}{80}\right) \left(1 + \frac{78}{22}\right) = 6,93$$

Число оборотов водила H_2 выходного звена механизма:

$$n_{H2} = \frac{n_1}{U_{1-H2}} = \frac{2900}{6,93} = 418,5 \text{ мин}^{-1}$$

II передача – включены тормоз T_1 и муфта M_2 . При этом первый механизм является планетарным – колеса Z_1, Z_2, Z_3 и водило H_1 , у второго механизма центральное колесо Z_5 оказывается заблокированным с водилом H_2 (вращаются одинаково). В результате заблокированным оказывается весь второй механизм, его передаточное отношение:

$$U_{4-H2}^{(6)} = 1$$

Передаточное отношение комбинированного механизма:

$$U_{1-H2} = U_{1-H1}^{(3)} U_{4-H2}^{(6)} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) 1 = 1 + \frac{78}{22} = 4,545,$$

а частота вращения вала H_2

$$n_{H2} = \frac{n_1}{U_{1-H2}} = \frac{2900}{4,545} = 638 \text{ мин}^{-1}.$$

III передача – включены тормоз T_2 и муфта M_1 . При этом заблокированным является первый механизм. Передаточное отношение:

$$U_{1-H1}^{(3)} = 1.$$

Передаточное отношение комбинированного механизма:

$$U_{1-H2} = \left(1 + \frac{Z_6}{Z_4}\right) 1,0 = 1 + \frac{42}{80} = 1,525,$$

а частота вращения вала H_2

$$n_{H2} = \frac{n_1}{U_{1-H2}} = \frac{2900}{1,525} = 1900 \text{ мин}^{-1}.$$

VI передача – включены муфты M_1 и M_2 . При этом заблокированы оба составляющих механизма, и

$$U_{1-H2} = 1 \cdot 1 = 1$$

частота вращения вала H_2

$$n_{H2} = n_1 = 2900 \text{ мин}^{-1}.$$

К теме 4 «Структура передаточного механизма. Устранение избыточных связей»

Изучение темы позволяет предварительно подобрать несущий механизм машины (преобразует вращение главного вала в требуемое движение рабочего органа), освободив его от избыточных связей, влияющих на долговечность машин и их энергопотребление.

Задачи №№ 0 – 8.

Материалы «конспекта»: пп. 2.3, 3.1 – 3.3.

Контрольные вопросы:

1. Что называют передаточным механизмом, каково его назначение?
2. Какие составляющие механизма могут войти в передаточный механизм?
3. Как определяют степень подвижности передаточного механизма?
4. Где возникают и как устраняют избыточные связи? Как и для чего вводят?

Пример решения задач – смотри в описании к лабораторной работе № 2.

К теме 5 «Кинематика механизмов»

Тема является подготовительной для темы 7 и используется в курсовом проектировании, методика которого излагается во второй части УМК. В нее входит вопрос вычисления передаточных функций, являющихся основной характеристикой передаточных механизмов.

Задачи №№ 1 – 4

Материалы «конспекта»: п. 4.4.

Контрольные вопросы:

1. Что такое передаточная функция? Что показывает, какова размерность?
2. Как вычисляют передаточные функции в простейших механизмах?
3. Как определяется передаточная функция комбинированного механизма?
4. Как определяют нормальное и Кориолисово ускорения через передаточную функцию?

Пример решения задач.

Задача 3. Для схемы механизма № 6 рис. 19 дано: l_{OA} , l_{OB} , l_{BC} , h , φ

Найти: $\frac{V_D}{\omega_A}$

Решение:

Заданный механизм (рис. 3) представляет совокупность кулисного OAB и синусного BCD механизмов.

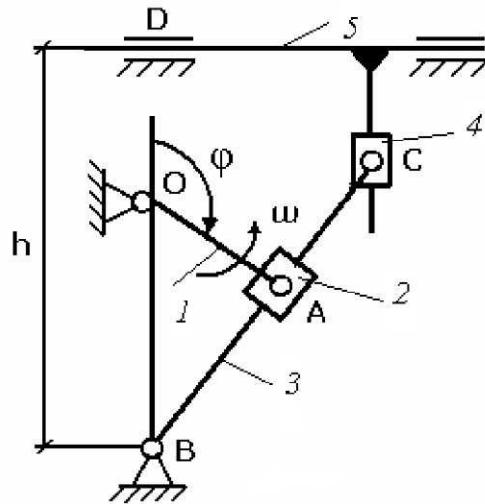


Рис. 3. Комбинированный механизм

Поэтому передаточную функцию представляем так:

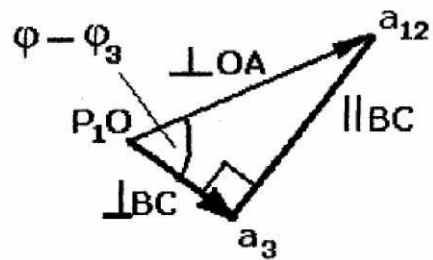
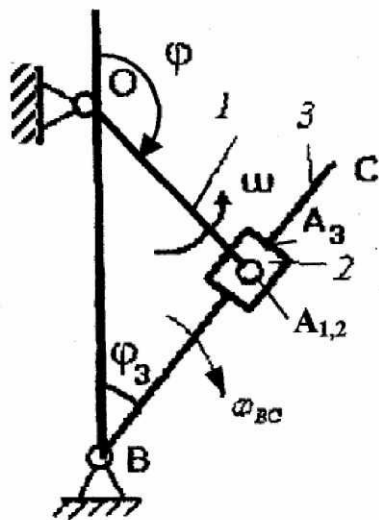
$$\frac{V_D}{\omega} = \frac{V_D}{\omega_{BC}} \cdot \frac{\omega_{BC}}{\omega}, \quad (1)$$

где $\frac{\omega_{BC}}{\omega}$ – передаточная функция в кулисном механизме;

$\frac{V_D}{\omega_{BC}}$ – в синусном.

Построив планы скоростей для кулисного (рис. 4, а) и синусного механизмов (рис. 4, б)

а)



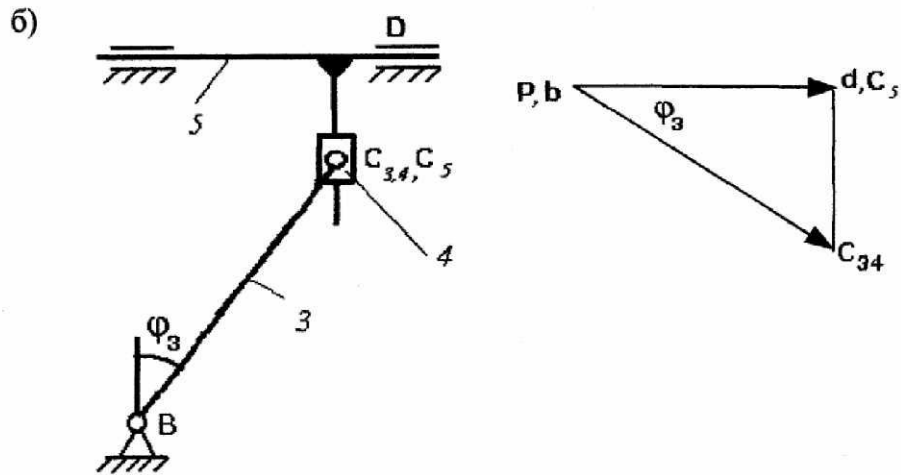


Рис. 4. Составляющие схемы комбинированного механизма и их планы скоростей

Из рис. 4, а находим:

$$\frac{\omega_{BC}}{\omega} = \frac{V_{BC}/l_{BC}}{V_{OA}/l_{OA}} = \frac{V_{A3}/l_{BA3}}{V_{OA}/l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{BA3}} \cdot \frac{Pa_3}{Pa_{12}} = \frac{l_{OA}}{l_{BA3}} \cos(\varphi - \varphi_3)$$

где

$$l_{BA3} = \sqrt{l_{OA}^2 + l_{OB}^2 + 2l_{OA} \cdot l_{OB} \cos \varphi}, \quad \operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{l_{OA} \sin \varphi}{l_{OB} + l_{OA} \cos \varphi}$$

В свою очередь, из рис. 4, б имеем:

$$\frac{V_D}{\omega_{BC}} = \frac{V_D}{V_{C34}} \cdot l_{BC} = \frac{Pd}{Pc_{34}} \cdot l_{BC} = l_{BC} \cos \varphi_3$$

Искомая функция согласно (1):

$$\frac{V_D}{\omega_A} = \frac{l_{OA} \cdot l_{BC} \cdot \cos(\varphi - \varphi_3) \cos \varphi_3}{\sqrt{l_{OA}^2 + l_{OB}^2 + 2l_{OA} \cdot l_{OB} \cos \varphi}}$$

Примечание: формулы, которые здесь выводились, можно в готовом виде выписать из «Приложения 2».

К теме 6 «Элементы кинематического синтеза механизмов»

Тема позволяет отработать навыки синтеза функциональных механизмов машин, что составляет важнейшую задачу проектирования этих машин. Тему предполагается развить во второй части УМК, включающей конкретные вопросы проектирования указанных механизмов.

Задачи №№ 1 – 10.

Материалы «Конспекта» пп. 1.3, 5.1.3, 5.1.4, 5.2.1, 5.2.2., 5.8.2.

Контрольные вопросы:

1. Что такое производительность?

2. Что такое коэффициент производительности? Что он означает?

Каково его возможное значение?

3. За счет каких механизмов может быть достигнута требуемая величина коэффициента производительности?

4. Как определяют размеры корригированных колес и передач?

5. Что такое корригирование, как его осуществляют?

6. Что такое угол давления, перекрытия?

7. Какие положения механизма называют крайними?

8. Привести примеры простейших рычажных механизмов.

Примеры решения задач.

Задача 1. Задача позволяет получить навыки перехода от общих параметров машинных технологий к конкретным конструкциям технологических машин, определять входные параметры для разработки этих конструкций.

Пример решения задач (таблица 1, аналог 1)

Синтез механизма (рис. 5) распадается на два этапа – вначале получим размеры присоединенного тангенсного механизма CDE , затем – ведущего шарнирного четырехзвенника $OABC$.

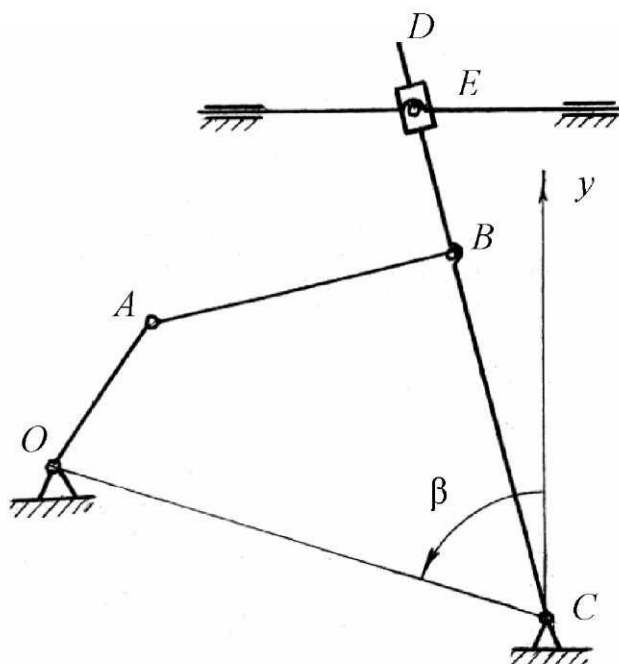


Рис. 5. Шестизвенный несущий механизм строгального станка

Тангенсный механизм, взаимодействуя с рабочим звеном – резцедержателем E , обеспечивает ему заданный ход $H = 0,175$ м и технологические перебеги резца $2\Delta H = 2 \cdot 0,1H = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,175 = 0,035$ м. Шарнирный четырехзвенник – необходимый коэффициент производительности станка

$$\eta^* = \frac{h \cdot \Pi p}{v_{cp}^*},$$

где полный ход инструмента

$$h = H + 2\Delta H = 0,175 + 0,035 = 0,210 \text{ м},$$

поэтому

$$\eta^* = \frac{0,210 \cdot 100}{38,8} = 0,541.$$

И для ведущего шарнирного четырехзвенника $OABCD$ находим угол перекрытия:

$$\theta = 360 \cdot \eta^* - 180^\circ = 360 \cdot 0,541 - 180 = 14,76^\circ.$$

Изобразив тангенсный механизм CDE в двух крайних положениях (рис. 6) и учитывая, что в этих положениях угол давления γ на рабочее звено E не должен превышать $\gamma_{\max} = [\gamma] = 30^\circ$ [3].

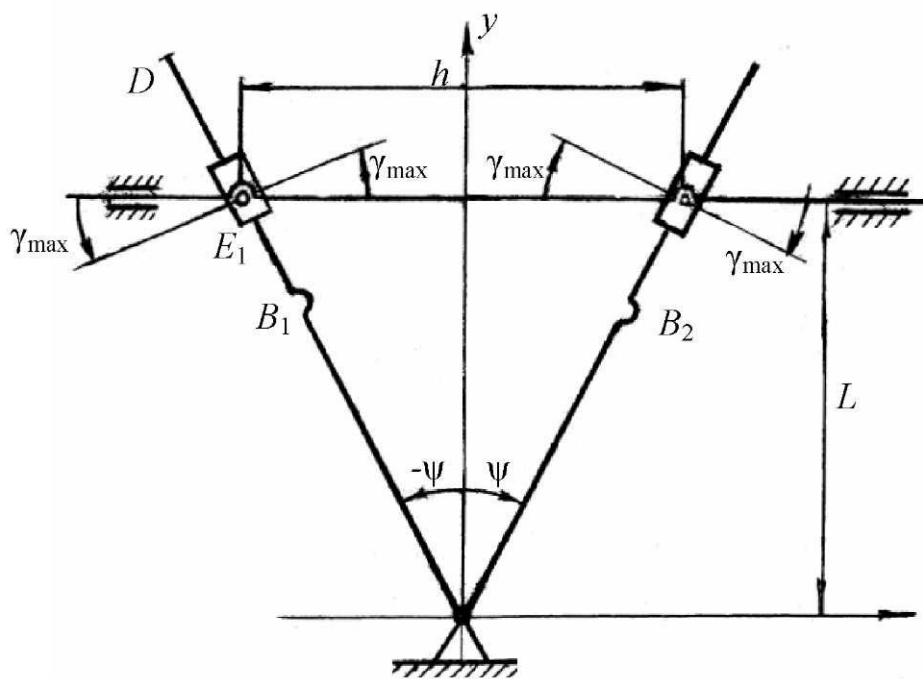


Рис. 6. Ведомый тангенсный механизм в крайних его положениях

Предварительно задаем $\gamma_{\max} = 28^\circ$, что определяет половину угла качания кулисы CD :

$$\psi = \gamma_{\max} = 28^\circ.$$

Для интерполяционного выбора шарнирного четырехзвенника $OABC$ (рис. 5) воспользуемся таблицей интервалов углов давления при $\theta = 16^\circ$ (прил. 4, табл. 6). В указанной таблице при $\psi = 28^\circ$ нет механизма с максимальным углом давления $\gamma_{\max} < 45^\circ$. Учитывая, что используемая таблица составлена для $\theta = 16^\circ > 14,76^\circ$ и поэтому есть надежда фактический интервал γ получить меньше табличного, принимаем

$$\psi = \gamma = 24^\circ$$

и в точке № 10 таблицы ($n = 10$) находим шарнирный четырехзвенник, в котором интервал угла давления близок к допустимому и составляет

$$-9,9^\circ \leq \gamma \leq 45,9^\circ.$$

Поскольку величина θ ($\theta = 16^\circ$) при этом несколько превышает расчетную ($\theta = 14,76^\circ$) имеется вероятность при уточнении по формулам (5.26) получить еще более приемлемый интервал γ . Выписываем из таблицы шаг изменения угла φ от минимального его значения $\varphi_{\min} = \theta = 160^\circ$, $\Delta\varphi = 2,3^\circ$.

Вернемся, однако, к присоединенному тангенсному механизму. Для него имеем $\psi = 24^\circ$, $\gamma_{\max} = 24^\circ$. Из равнобедренного треугольника ECE_0 с углом при вершине $\angle ECE_0 = 2\psi = 48^\circ$ и с основанием $EE_0 = h = 0,210$ м длина стороны CE :

$$l_{CE} = \frac{l_{KE}}{\sin \psi} = \frac{h}{2 \sin \psi} = \frac{0,21}{2 \sin 24} = 0,258 \text{ м.}$$

Чтобы в крайних положениях механизма кулисный камень D не снимался с кулисы, принимаем

$$l_{CD} > l_{CE}, \text{ т.е. } l_{CD} = 0,28 \text{ м.}$$

Определяем положение направляющей ползуна E :

$$L = l_{CK} = \frac{l_{KE}}{\operatorname{tg} \frac{\psi}{2}} = \frac{h}{2 \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}} = \frac{0,21}{2 \operatorname{tg} 24^\circ} = 0,236 \text{ м.}$$

Переходим к определению размеров (синтезу) ведущего шарнирного четырехзвенника $OABC$. Для него входные параметры:

$$\theta = 14,8^\circ; \psi = 24^\circ; \varphi = \theta + n \cdot \Delta\varphi = 14,76 + 10 \cdot 2,3 = 37,76^\circ \approx 38^\circ.$$

Из условия недостижимости шарнира B кулисного камня D выбираем $l_{BC} < l_{CK} = L$, $l_{BC} = 0,18$ м. По формулам (5.23 – 5.25) находим относительные размеры шарнирного четырехзвенного механизма (рис. 5.34):

$$l_{OA}^* = 2 \sin \frac{B}{2} \cos \frac{B}{2} \cos \frac{\varphi}{2} = 2 \sin \frac{14,76}{2} \cos \frac{37,76}{2} = 0,243;$$

$$l_{AB}^* = 2 \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\theta}{2} = 2 \sin \frac{37,76}{2} \cos \frac{14,76}{2} = 0,642;$$

$$P = \frac{\sin(\theta - \psi)}{\sin \psi} = \frac{\sin(14,76^\circ - 24^\circ)}{\sin 24^\circ} = -0,395.$$

получаем

$$l_{OC}^* = \sqrt{1 + P^2 + 2P \cos \varphi} =$$

$$= \sqrt{1 + 0,395^2 - 2 \cdot 0,395 \cos 37,76} = 0,728$$

$$l_{BC}^* = \sqrt{1 + P^2 + 2P \cos 14,76} = 0,626.$$

При этом интервал угла γ определяем из (5.26) как

$$\gamma_{\max} = \arcsin(A + B),$$

где из (5.26):

$$A = \frac{l_{AB}^{*2} + l_{BC}^{*2} - l_{OA}^{*2} - l_{OC}^{*2}}{2l_{AB}^* l_{BC}^*} =$$

$$= \frac{0,642^2 + 0,626^2 - 0,243^2 - 0,728^2}{2 \cdot 0,642 \cdot 0,626} = 0,2675$$

$$B = \frac{l_{OA}^* l_{OC}^*}{l_{AB}^* l_{BC}^*} = \frac{0,243 \cdot 0,728}{0,642 \cdot 0,626} = 0,4402$$

и потому

$$\gamma_{\max} = \arcsin(A + B) = \arcsin(0,2675 + 0,4402) = 45,046^\circ,$$

$$\gamma_{\min} = \arcsin(A - B) = \arcsin(0,2675 - 0,4402) = -9,947^\circ.$$

Как и ожидалось при реальных входных данных табличный ориентировочный интервал угла давления в шарнирном четырехзвеннике улучшается и приближается к допустимому интервалу $-45^\circ \leq \gamma \leq 45^\circ$.

Определяем угол наклона стойки OC ведущего шарнирного четырехзвенника $OABC$ к оси симметрии OY присоединенного кулисного механизма CDE :

$$\beta = \arctg \frac{\sin \varphi}{P + \cos \varphi} = \arctg \left(\frac{\sin 37,76^\circ}{-0,395 + \cos 37,76^\circ} \right) = 57,14^\circ.$$

В заключение находим абсолютные размеры шарнирного четырехзвенника, умножая их на переводной коэффициент:

$$K = \frac{l_{BC}}{l_{BC}^*} = \frac{0,18}{0,626} = 0,2875.$$

$$l_{OA} = l_{OA}^* \cdot K = 0,243 \cdot 0,2875 = 0,070 \text{ м,}$$

$$l_{AB} = l_{AB}^* \cdot K = 0,642 \cdot 0,2875 = 0,185 \text{ м,}$$

$$l_{BC} = l_{BC}^* \cdot K = 0,626 \cdot 0,2875 = 0,180 \text{ м,}$$

$$l_{OC} = l_{OC}^* \cdot K = 0,728 \cdot 0,2875 = 0,209 \text{ м.}$$

По завершении синтеза полученные размеры рекомендуется проверить графически.

Задача 2. Дано: $z = 12$

$$m = 5 \text{ мм}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Найти: S и L

Решение:

Шаг зубьев по делительной окружности: $p = \pi \cdot m = \pi \cdot 5 = 15,71 \text{ мм.}$

Коэффициент сдвига: $x^* = \frac{17 - z}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0,294$

Смещение режущего инструмента: $x = m \cdot x^* = 5 \cdot 0,294 = 1,5 \text{ мм.}$

Толщина зуба по делительной окружности:

$$S = \frac{p}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{15,71}{2} + 2 \cdot 1,5 \operatorname{tg} 20^\circ = 8,95 \text{ мм.}$$

Ширина впадины между зубьями по делительной окружности:

$$L = P - S = 15,71 - 8,95 = 6,76 \text{ мм.}$$

Пример решения задачи 7.

Дано: $H = 0,12 \text{ м}$

$$l = 0,03 \text{ м}$$

$$\theta = 6^\circ 30'$$

$$n = \frac{l}{r} = 5$$

Найти: l , r , γ_{\max}

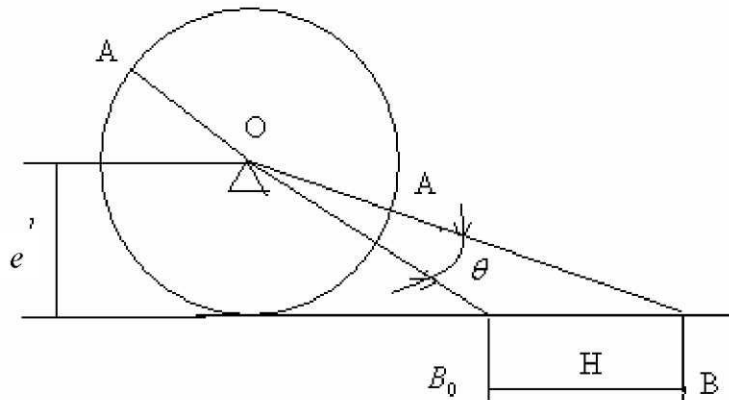


Рис. 7. Кривошипно-ползунный механизм

Решение: На рис. 7 показаны два крайних положения механизма

$$OB = l + r$$

$$OB_0 = l - r$$

где l и r – длина шатуна AB и кривошипа OA .

Площадь ΔOBB_0 можно представить двояко:

с одной стороны

$$A = 0,5e \cdot H$$

с другой

$$A = 0,5 \cdot OB \cdot OB_0 \cdot \sin \theta = 0,5(l + r)(l - r) \sin \theta =$$

$$= 0,5(l^2 - r^2) \sin \theta = 0,5r^2(n^2 - 1) \sin \theta.$$

Сравнивая эти два выражения, получаем:

$$r^2(n^2 - 1) \sin \theta = l \cdot H,$$

отсюда

$$r = \sqrt{\frac{l \cdot H}{(n^2 - 1) \sin \theta}}.$$

Подставляя числа, будем иметь длину кривошипа OA :

$$r = \sqrt{\frac{0,03 \cdot 0,12}{(5^2 - 1) \sin 6^\circ 30'}} = 0,0364 \text{ м},$$

а длину шатуна AB получим как

$$r = n \cdot r = 5 \cdot 0,0364 = 0,182 \text{ м}.$$

Угол давления достигает экстремумов, когда при вращении кривошип OA оказывается перпендикулярным направляющей ползуна B (рис. 30).

$$\gamma_{\max} = \arcsin\left(\frac{l+r}{l}\right) = \arcsin\left(\frac{0,03+0,0364}{0,182}\right) = 21,4^\circ,$$

$$\gamma_{\min} = \arcsin\left(\frac{l-r}{l}\right) = \arcsin\left(\frac{0,03-0,0364}{0,182}\right) = -2^\circ.$$

К теме 7 «Динамический синтез машин. Приведение масс»

Тема относится к задаче об обеспечении устойчивости выполнения заданного машинного техпроцесса, знакомит с методикой определения параметров динамической модели машин независимо от сложности этих машин.

Задачи №№ 1 – 7.

Материалы «конспекта»: п. 6.1.2.

Контрольные вопросы:

1. Что такое «приведенная масса»?
2. В чем состоит операция «приведения»?
3. Как приводят массы в сложных машинах?

Примеры решения задач.

В задаче 2 дано: $l_{OA} = 0,1$ м

$$\angle ABX = 30^\circ$$

$$\varphi = 60^\circ$$

$$m_B = 50 \text{ кг}$$

Найти: $m_{np.\varphi}$

Решение:

Приведенный момент инерции массы звена вычисляется как произведение этой массы на квадрат передаточной функции от этого звена к звену приведения. Поэтому запишем:

$$J_{np.OA} = m \cdot \left(\frac{V_B}{\omega_{OA}} \right)^2, \text{ здесь } \omega_{OA} = \frac{V_A}{l_{OA}}.$$

С учетом этого:

$$J_{np.OA} = m \cdot \left(\frac{V_B}{V_A} \right)^2 \cdot l_{OA}^2.$$

Далее имеем:

$$\angle OAB = 90^\circ$$

и по теореме о проекциях скоростей двух точек на отрезок AB , их соединяющий, получим:

$$V_A \cos 0^\circ = V_B \cos 30^\circ.$$

С учетом этого:

$$\frac{V_B}{V_A} = \frac{1}{\cos 30^\circ},$$

а

$$J_{np.OA} = m \cdot \frac{l_{OA}^2}{\cos^2 30^\circ} = 50 \cdot \frac{0,1^2}{0,75} \approx \frac{2}{3} \text{ кгм}^2$$

В задаче 4 дано (рис. 8): $z_1, z_2, m_1, m_2, J_1, J_2, J_H, k$

Найти: $J_{np.(H)}$

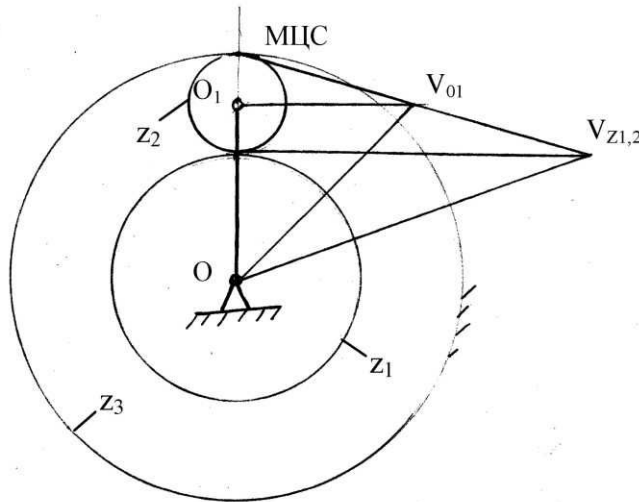


Рис. 8. Планетарная передача (а) и картина скоростей (б) ее звеньев

Решение:

Приведение масс звеньев сводится к умножению их на квадраты передаточных функций от центров их сосредоточения к звену приведения с последующим сложением. Поэтому:

$$J_{np.(H)} = J_1 \cdot U_{1-H}^{(3)} + k \left(J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_H} \right)^2 \right) + m_2 \left(\frac{V_{O2}}{\omega_H} \right)^2 + J_H,$$

где $U_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$, а $\frac{\omega_2}{\omega_H}$ и $\frac{V_{O2}}{\omega_H}$ – передаточные функции.

Принимая во внимание, что в полюсе Π располагается МЦС звена 2 (рис. 8), можем выразить:

$$\frac{\omega_2}{\omega_H} = \left(\frac{V_{O2}}{d_2} \right) \cdot \left(\frac{d_1 + d_2}{V_{O2}} \right) = \frac{d_1 + d_2}{d_2},$$

и поэтому

$$\frac{V_{O2}}{\omega_H} = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{\omega_H \cdot 2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ (м)}.$$

К теме 8 «Динамический синтез машин. Диаграмма энергомасс»

Диаграмма энергомасс – инструмент понимания энергообмена между машиной и источником энергообеспечения. Позволяет решить основную задачу работы технологической машины – обеспечить устойчивость (в задаваемом ритме вращения главного вала) выполнение требуемого машинного техпроцесса.

Задачи №№ 1 – 10.

Материалы «конспекта»: пп. 6.1.4., 6.2.

Контрольные вопросы:

1. Что такое диаграмма энергомасс? В каких осях она строится? Что она представляет для цикла установившегося движения машины? Для чего строится?
2. Что относят к приращениям ΔT и ΔJ_{np} ?
3. Показать отрезки, в которых содержатся запас кинетической энергии T'_0 и момент инерции маховика I_{max} .
4. Что означают углы ψ_{max} и ψ_{min} ?
5. На каком валу момент инерции маховика оказывается минимальным?

Пример решения задач.

Задача 8. Дано: $R = 70$ мм, центр – на оси ΔJ .

$$\psi_{max} = 45^{\circ}, \psi_{min} = 30^{\circ},$$

$$\mu_J = 2 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2/\text{мм}$$

Найти: J_{np0}

Решение:

Отрезок O_1A , где сосредоточена искомая величина J_0 , определяется точкой пересечения O касательных, проведенных к диаграмме энергомасс (окружности с центром O) под углами ψ_{max} и ψ_{min} . Из рис. 9:

$$O_1A = OC \cdot \cos \angle CO_1A = O_1C \cdot \cos \left(\frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} \right),$$

где из прямоугольного треугольника O_1Ca :

$$O_1C = \frac{Ca}{\sin \angle CO_1a} = \frac{R}{\sin \left(\frac{\psi_{max} - \psi_{min}}{2} \right)},$$

$$O_1A = R \frac{\cos\left(\frac{\Psi_{\max} + \Psi_{\min}}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\Psi_{\max} - \Psi_{\min}}{2}\right)} = 70 \frac{\cos\left(\frac{45 + 30}{2}\right)}{\sin\left(\frac{45 - 30}{2}\right)} = 425,5 \text{ мм.}$$

Постоянная составляющая момента инерции:

$$J_0 = O_1A \cdot \mu_J = 425,5 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,85 \text{ кгм}^2.$$

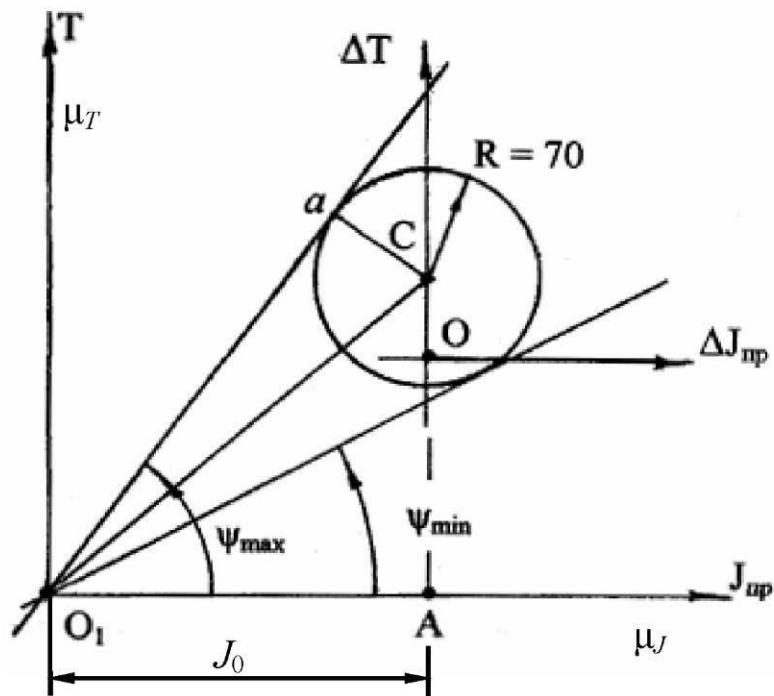


Рис. 9. Диаграмма энергомасс

9. Роботы и манипуляторы

Тема посвящена важнейшим элементам в обслуживании машин – роботам и манипуляторам. Тема затрагивает вопросы, относящиеся к определению характеристик обслуживания (точность позиционирования) и параметров управления (уравнения движения).

Задачи №№ 1 – 10.

Решаются по единому алгоритму (см. пример решения)

Материалы «Базовый конспект лекций»: п. 9.

Контрольные вопросы:

1. Что представляет собой манипулятор, как определяют подвижность и маневренность?
2. Назовите основные характеристики манипуляторов?
3. В чем суть метода преобразования координат?

Пример решения задач.

Задача 4. (рис. 26, схема 4)

Степень свободы звена открытой (незамкнутой) кинематической цепи (рис. 10) определяем как сумма подвижностей предшествующих кинематических пар:

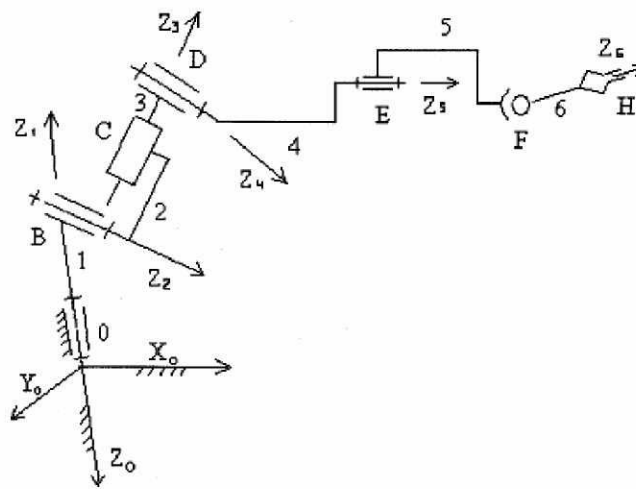


Рис. 10. Схема рассматриваемого манипулятора

1. Цилиндрической одноподвижной кинематической пары A
 $W_A = 1$
2. Цилиндрической одноподвижной кинематической пары B
 $W_B = 1$
3. Цилиндрической одноподвижной кинематической пары C
 $W_C = 1$
4. Цилиндрической одноподвижной кинематической пары D
 $W_D = 1$
5. Цилиндрической одноподвижной кинематической пары E
 $W_E = 1$
6. Сферической пары F
 $W_F = 3$

Степень подвижности «руки» манипулятора

$$W = W_A + W_B + W_C + W_D + W_E + W_F = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 3 = 8,$$

а маневренность

$$M = W - 6 = 8 - 6 = 2.$$

Таким образом, манипулятор имеет 8 обобщенных координат и при двух вариантах относительного расположения своих звеньев может обходить препятствия. К обобщенным координатам следует отнести:

1. Три угловых координаты осей X , Y , Z : связанных со звеном 1 в осях X_0 , Y_0 , Z_0 , связанных с неподвижным звеном-стойкой.
2. Одна угловая координата звена 2 в осях, связанных со звеном 1 (на рис. 33 показана лишь ось Z_0).
3. Одна линейная координата звена 3 в осях, связанных со звеном 2 (Z_2 , X_2 , Y_2).
4. Одна угловая координата звена 4 в осях, связанных со звеном 3.
5. Одна угловая координата звена 5 в осях, связанных со звеном 4.
6. Три угловые координаты звена 6 в осях, связанных со звеном 5.

Матричная форма координат точки H схвата в осях X_0 , Y_0 , Z_0 :

$$\begin{vmatrix} X_o \\ Y_o \\ Z_o \end{vmatrix} = M_{60} \times \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ Z_{60} \end{vmatrix},$$

где матрица перехода M_{60}

$$M_{60} = M_{65} \cdot M_{54} \cdot M_{43} \cdot M_{32} \cdot M_{21} \cdot M_{10},$$

а матрицы M_{65} , M_{54} , M_{43} , M_{32} , M_{21} , M_{10} – матрицы перехода между системами координат, связанными с сопрягаемыми звеньями. Например, матрица M_{10} – матрица направляющих косинусов осей системы 1 с осями системы 0:

$$M_{10} = \begin{vmatrix} \cos x_0 x_1 & \cos x_0 y_1 & \cos x_0 z_1 \\ \cos y_0 x_1 & \cos y_0 y_1 & \cos y_0 z_1 \\ \cos z_0 x_1 & \cos z_0 y_1 & \cos z_0 z_1 \end{vmatrix},$$

а матрица M_{32} – столбцовая матрица, содержащая координаты шарнира L в осях X_2 , Y_2 , Z_2 .

При ограничениях на выбор направления подвижных осей, связанных со звеньями, когда ось Z_i направляется вдоль звена i , столбцовые матрицы имеют наиболее простой вид. Например,

$$\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ l_{CD} \end{vmatrix}.$$

Правила сложения и перемножения матриц см. также в работе [3].

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

ВВЕДЕНИЕ

Выполнение лабораторных работ по курсу «Теория механизмов, машин и манипуляторов» является важным компонентом в подготовке студента профессии инженера. Оно позволяет не только закрепить и углубить основные положения теоретического курса, но также познакомить студента с практическими методами измерения и исправления параметров машин.

Практикум составлен на базе описаний лабораторных работ, помещенных в [27] – [29], однако существенно переработан и дополнен в условиях износа материальной базы и выбранного направления излагаемой дисциплины. Авторскими по сути являются работы № 1, № 2 и № 3. Остальные работы существенно переработаны с учетом вышеуказанного.

Количество и тематика работ, а также базовый конспект лекций учитывают специализацию студентов [30] машиностроительного факультета УО «ПГУ».

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 ПРОСТЕЙШИЕ МЕХАНИЗМЫ

Цель работы: ознакомиться с основными видами механизмов, литературой и терминологией.

Теоретические сведения. Основные определения

Механизмами называют системы тел, предназначенные для преобразования движения одного либо нескольких тел в требуемые движения других твердых тел. Например, в автомобилях механизмы преобразуют поступательное движение поршня в цилиндре двигателя во вращательное движение ведущих колес.

Твердые тела, из которых состоят механизмы, называют звеньями; соединения двух соприкасающихся звеньев, допускающие их относительные движения, называют кинематическими парами. Звенья подразделяются на входные, выходные и соединительные. Кинематические пары могут быть высшими либо низшими. В высшей кинематической паре требуемое относительное движение звеньев может быть получено соприкосновением

ее элементов по линиям либо точкам, в низшей паре его получают путем соприкосновения элементов пары по поверхностям.

Количество механизмов огромно и успешное их изучение невозможно без некоторой систематизации. В справочной и учебной литературе механизмы объединяют по назначению и некоторым общим конструктивным признакам. В результате получаются следующие основные группы механизмов.

Рычажные механизмы (рис. 1). Их звенья входят только в низшие кинематические пары – вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические. Они обладают значительной долговечностью и применяются там, где требуется передать большие усилия. Теоретически, с их помощью можно получить любой закон движения. Однако при этом они нередко имеют чрезмерно большое количество звеньев. В практике редко применяют рычажные механизмы с числом подвижных звеньев более пяти; обычно количество таких звеньев не превышает трех.

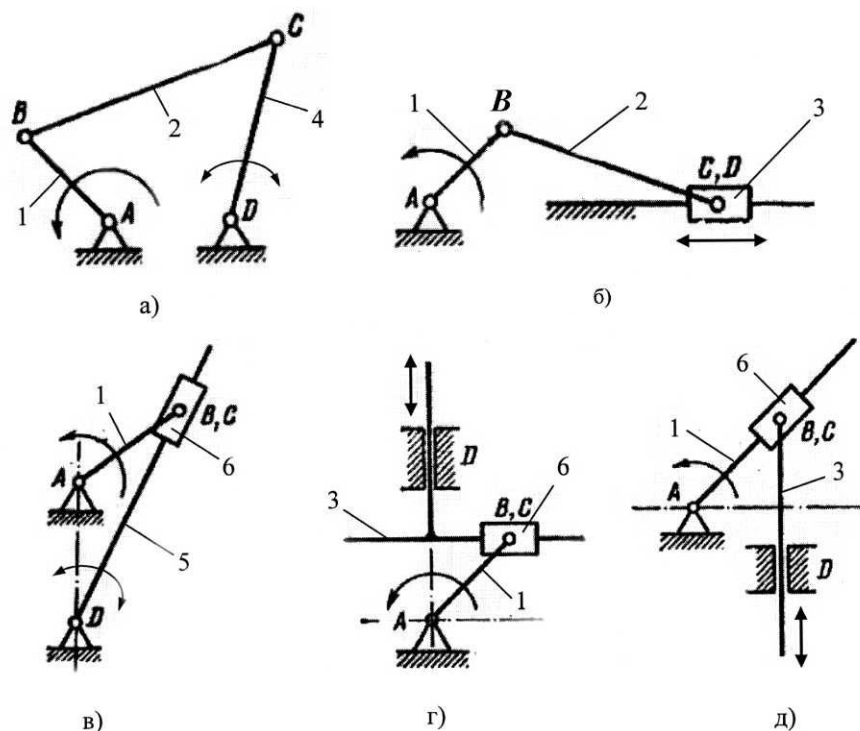


Рис. 1. Рычажные механизмы: а) шарнирный четырехзвенник; б) кривошипно-ползунный; в) кулисный; г) синусный; д) тангенсный; Звенья: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 4 – коромысло, 5 – кулиса, 6 – кулисный камень

Кулачковые механизмы (рис. 2). В состав этих механизмов входит кулачок. Кулачком называют звено, имеющее элемент высшей кинематической пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Разнообразие форм, которые можно придать кулачку, определяет чрезвы-

чайное разнообразие возможных преобразований движения, выполняемых кулачковыми механизмами.

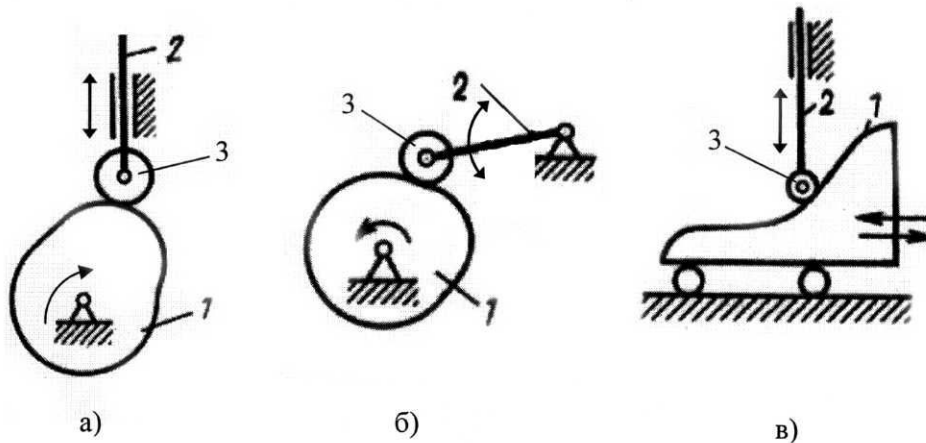


Рис. 2. Кулачковые механизмы: 1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – ролик

Зубчатые механизмы (рис. 3). В состав этих механизмов входят зубчатые звенья, имеющие выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого).

Зубчатые механизмы способны передавать значительные мощности, имеют постоянное передаточное отношение.

Зубчатые механизмы подразделяют:

1) на простые (одноступенчатые) – цилиндрические (рис. 3, а), конические (рис. 3, б), винтовые (рис. 3, в), червячные (рис. 3, г), гипоидные (рис. 3, д); с возможностью передачи вращения между валами, оси которых параллельны, пересекаются либо перекрещиваются;

2) сложные (многоступенчатые) – с неподвижными осями колес. В эпициклических рычажно-зубчатых механизмах оси некоторых колес совершают сложное движение.

Главное назначение зубчатых механизмов – изменить (чаще понизить) скорость вращения ведомого звена (передаточное отношение показывает – во сколько раз). Оно является главным кинематическим параметром зубчатого механизма.

Винтовые механизмы преобразуют вращательное движение винта в поступательное либо вращательное движение гайки. Они способны существенно снижать скорость перемещения ведомых звеньев, обладают свойством самоторможения, но при этом у них большие потери на трение. В червячной передаче винт называют червяком, а гайку (разрезанную вдоль оси и развернутую на цилиндр) – червячным колесом.

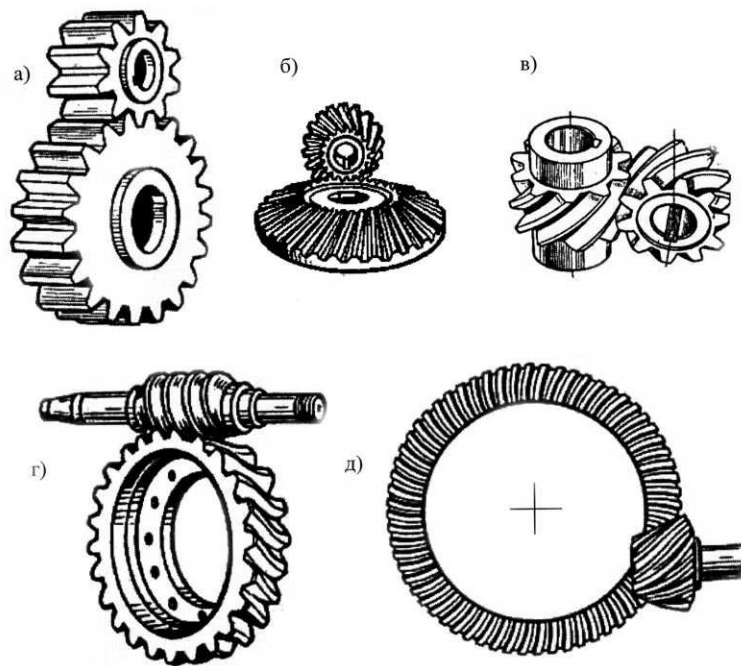


Рис. 3. Простые (одноступенчатые) зубчатые передачи

Фрикционные механизмы (рис. 4). Различают фрикционные передачи (рис. 4, *a*) и вариаторы (рис. 4, *б*). В тех и в других движение передается за счет сил трения. Механизмы допускают проскальзывание звеньев, используемое в машинах для предохранения их от перегрузок, для плавного изменения скорости выходного вала при неизменной скорости входного вала и т.п.

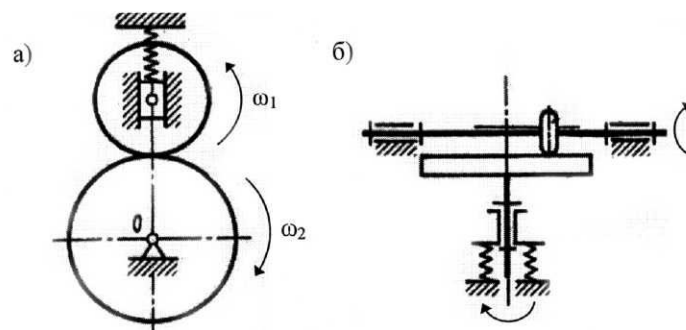


Рис. 4. Фрикционные передачи:
a – фрикционная передача; *б* – лобовой вариатор

Механизмы с гибкими звеньями (рис. 5). Под гибким звеном обычно понимают ремни (рис. 5, *a, б, в, г*), канаты, цепи (рис. 5, *д*), нити, которые охватывают два или более звеньев и устанавливают определенную связь между перемещениями этих звеньев, когда расстояние между ними достигает значительной величины.

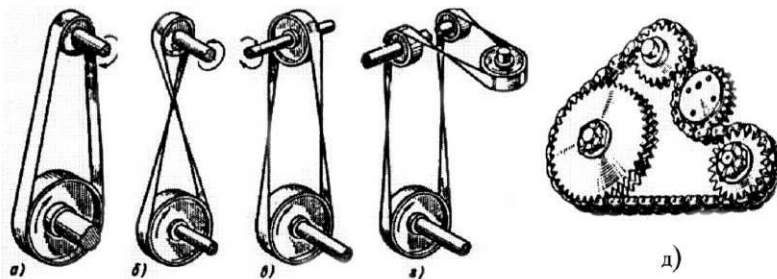


Рис. 5. Механизмы с гибкими звеньями

Механизмы прерывистого движения. К ним относят мальтийские (рис. 6), храповые, некоторые кулачковые и другие механизмы, преобразующие непрерывное движение входного звена в прерывистое движение звена выходного. Механизмы с односторонним прерывистым движением выходных звеньев называют шаговыми.

Основной областью использования рассмотренного вида механизмов являются машины – автоматы с обработкой изделий в стационарных позициях (автоматические линии для розлива воды и соков, автоматы для заворачивки карамельных конфет и т.п.).

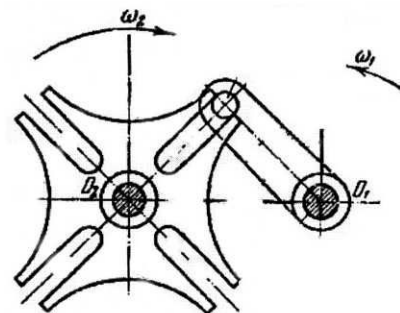


Рис. 6. Механизм одностороннего прерывистого движения

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с предложенными реальными моделями механизмов, определить их тип и назначение.
2. Произвести описание механизмов в соответствии с таблицей:

№ механизма (инвентарный)	1	2	3	4
К какой группе относится				
Какое движение в какое преобразует				
Примеры применения				

Оформление и сдача отчета

Отчет оформляется в ученической тетради. В нем должна быть отражена цель работы, перечислены группы механизмов и их краткие характеристики, заполнена таблица. Для сдачи отчета и получения зачета по выполненной лабораторной работе необходимо свободно ориентироваться среди имеющихся в лаборатории механизмов.

Контрольные вопросы

1. Что называют машиной?
2. Каковы отличительные свойства машин?
3. Что называют механизмом?
4. Какие основные группы механизмов вы знаете?
5. Приведите пример механизма каждой группы.

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций п. 2.3.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ И ПОДВИЖНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ. УСТРАНЕНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

Цель работы: овладение практическими навыками в составлении структурных схем механизмов, в определении их степени подвижности; изучение техники устранения либо введения избыточных связей.

Теоретические сведения. Основные определения

Механизм представляет собой искусственно созданную систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других твердых тел. Одна или несколько жестко соединенных между собой деталей, входящих в состав механизма, называют звеном. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающие их относительное движение, называют кинематической парой.

Кинематические пары различают по количеству простых движений, которые одно звено пары в жестко связанных с ним осях позволяет другому. Поскольку свободное звено относительно неподвижного имеет 6 независимых степеней свободы, то после их соприкосновения (образования кинематической пары) число независимых движений уменьшается. В соответствии с этим, пары могут быть 5-ти, 4-х, 3-х, 2-х и одноподвижными.

Связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары, называется кинематической цепью.

Механизм, у которого все точки подвижных звеньев могут перемещаться в одной или параллельных плоскостях, называется плоским. В плоских механизмах возможны лишь пары двух- и одноподвижные. Все двухподвижные плоские пары являются высшими, а одноподвижные обычно относятся к низшим (вращательные и поступательные).

Плоский механизм называют рычажным, если все его звенья образуют лишь низшие кинематические пары.

Составление структурной схемы механизма

Изучение и решение различных задач по механизмам начинается с составления их структурных схем.

Структурная схема механизма представляет собой графическое изображение этого механизма в условных обозначениях звеньев и кинематических пар. Условные обозначения элементов машин и механизмов установлены ГОСТ 2.770-68. Обозначения наиболее распространенных кинематических пар, звеньев и механизмов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Условные обозначения для кинематических схем механизмов

Наименование	Обозначение
Неподвижное звено (стойка)	
Звено (кривошип), образующее со стойкой вращательную пару	
Звено рычажных механизмов: а) кривошип, шатун, коромысло; б) ползун; в) кулиса	
Кинематические пары: а) вращательная; б) поступательная; в) винтовая; г) сферическая (шаровая)	
Кулачки плоские: а) продольного перемещения; б) вращающийся	
Кулачки барабанные	
Толкатели для кулачковых механизмов: а) заостренный; б) плоский; в) роликовый	

При изображении звеньев на схеме не учитывают их конструктивную форму, а отмечают лишь положения кинематических пар и геометрические особенности звеньев (рис. 1). Ведущее звено обозначается на схеме со стрелкой. Оно обычно входит в кинематическую пару с неподвижным звеном – стойкой. В качестве примера на рис. 2, а показан конструктивный чертеж двигателя с компрессором; соответствующая ему структурная схема показана на рис. 2, б.

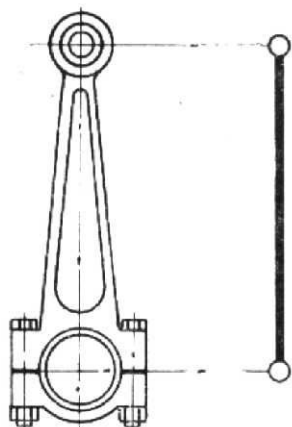


Рис. 1. Шатун

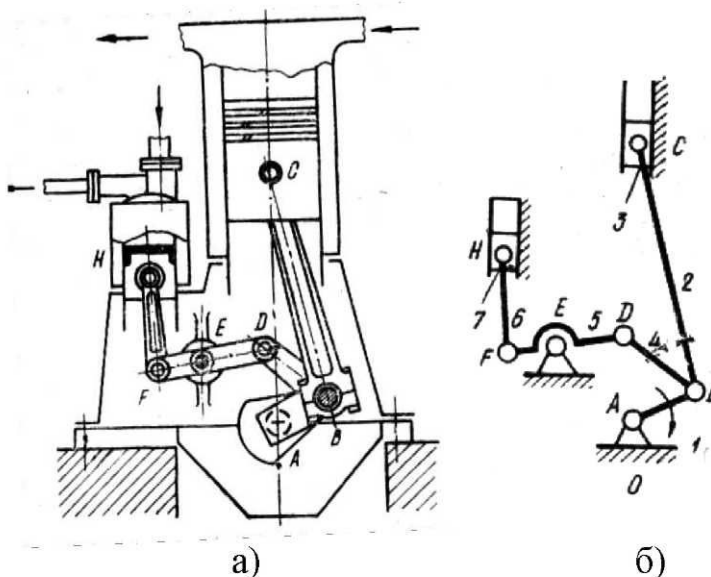


Рис. 2. Механизм двигателя с компрессором

Определение степени подвижности механизмов

Чтобы механизм мог выполнять свои функции, степень его подвижности должна составлять величину, не меньшую, чем единица.

Степень подвижности механизма показывает число возможных независимых движений его звеньев относительно стойки. Механизм обладает определенностью движения в том случае, если число приводных (ведущих) звеньев равно числу степеней подвижности.

В плоских идеальных механизмах степень подвижности определяют по формуле Чебышева – Грюблера:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_1 – число одноподвижных (низших) кинематических пар;

p_2 – число двухподвижных (высших) кинематических пар.

В реальных механизмах из-за погрешностей в изготовлении кинематических пар, примыкающих к стойке, механизм может лишь приближаться к плоскому идеальному. В тех случаях, когда в механизме сложные шарниры (на рис. 2, б – шарнир *B*) соединяют более двух звеньев, поступают в соответствии с определением: кинематическая пара – подвижное соединение двух (не более) соприкасающихся звеньев, три звена образуют две кинематические пары и т.п.

Иногда в механизмах встречаются такие звенья и пары, которые обеспечивают им дополнительные свойства (при помощи роликов облегчают условия проскальзывания, придают дополнительную жесткость и т.п.). При анализе структурной схемы механизма такие звенья и пары должны быть удалены (наряду с пружинами, прорезьями и другими подробностями конструкции механизма).

Подвижность плоских реальных и пространственных механизмов определяют по формуле Сомова-Малышева:

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

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – соответственно, количество одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижных кинематических пар.

Если механизм образован открытой кинематической цепью, например, манипулятора (рис. 3), то результат, получаемый по формуле (2), может быть получен как сумма подвижностей в кинематических парах:

$$W = \sum \Pi_i. \quad (3)$$

$$W = W_A + W_B + W_C + W_D = 1 + 1 + 1 + 1 = 4.$$

Закрепляя выходное звено, либо соединяя его со стойкой парой той или иной подвижности, получаемый по формуле (3) результат уменьшится на количество реально вводимых при этом связей $\sum S_k = 6k - \sum \Pi_k$:

$$W = \sum \Pi_i - \sum S_{k-1}, \quad (4)$$

где k – количество кинематических пар цепи, присоединяющих ее к стойке (исключая одну – опорную кинематическую пару – на рис. 3 – пара *A*).

Ясно, что величина S_k не может превышать 6. Результаты, получаемые по формулам (3) и (4) могут быть также получены по формуле (2).

Степень подвижности механизма на основе замкнутой кинематической цепи тоже может быть получена с помощью формулы (4). Для этого ее следует отсоединить от стойки так, чтобы она превратилась в разомк-

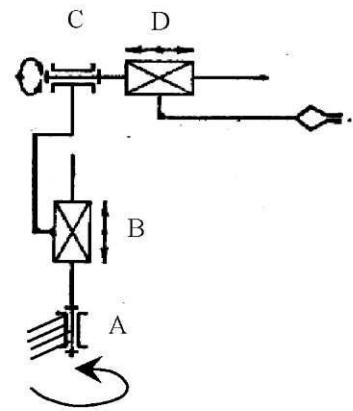


Рис. 3. Манипулятор

нутую без связей цепь. Затем, восстанавливая кинематические пары снова и подсчитывая вводимые при этом связи, применить формулу (4).

Применение формулы (4) к механизмам с неидеальными (реальными) кинематическими парами может привести к результату $W < 1$. В этом случае необходимо проанализировать влияние избыточных связей на движение механизма с реальными (упругими) звеньями. Если упругость звеньев недостаточна, связи, выбрав зазоры в кинематических парах, будут создавать в звеньях дополнительные напряжения, а это, в свою очередь, вызовет снижение долговечности кинематических пар (надежность работы всего механизма).

Для устранения избыточных связей, увеличивают подвижность тех или иных кинематических пар, например, одноподвижную вращательную либо поступательную пару делают двухподвижной цилиндрической, либо одноподвижную вращательную заменяют сферической.

Пример. Определить степень подвижности двигателя с компрессором (рис. 2) в теоретическом и практическом вариантах исполнения. Предложить способ устранения избыточных связей. Проверить подвижность реального механизма.

В этом механизме вращательное движение коленчатого вала (кривошип AB) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня C двигателя и поршня H компрессора. Ведущее звено – кривошип – обозначаем круговой стрелкой, показывающей направление его вращения. Все неподвижные детали, образующие одно неподвижное звено – стойку – цифрой 0. Цифрой 1 обозначим кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 4 – шатун, 5 – коромысло, 6 – шатун, 7 – ползун. Кинематические пары обозначаем буквами. Замечаем, что шарнир B – сложный. Он соединяет три звена. Значит, в этом шарнире число вращательных пар равно двум, а именно $B(1-2)$ и $B(1-4)$. Здесь в скобках заданы номера звеньев, образующих кинематическую пару. Пары $A(0-1)$, $B(1-2)$, $B(1-4)$, $C(2-3)$, $D(4-5)$, $E(0-5)$, $F(5-6)$, $H(6-7)$ – вращательные, а пары $C(0-3)$ и $H(0-7)$ – поступательные. Высших пар в этом механизме нет.

Определяем число степеней подвижности идеального механизма по формуле Чебышева – Грюблера:

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Так как движение задано одному звену и степень подвижности тоже равна единице, данный механизм обладает определенностью движения.

Проверим этот механизм на предмет наличия избыточных связей. Для этого разомкнем пары $C(0-3)$, $E(0-5)$ и $H(0-7)$, получим открытую ки-

нематическую цепь без связей (рис. 4). Сумма подвижностей в кинематических парах этого механизма:

$$W = \sum P_i = 1_{A(0-1)} + 1_{B(1-4)} + 1_{B(1-2)} + 1_{C(2-3)} + 1_{D(4-5)} + 1_{F(5-6)} + 1_{H(6-7)} = 7.$$

В идеальном случае ось E перпендикулярна плоскости чертежа, а направляющие ползунов C и H расположены в этой плоскости. При этом указанные пары налагают на открытую цепь лишь по две связи (пара $E(0-5)$ – поступательные движения вдоль осей, пары $C(0-3)$ и $H(0-7)$ – поступательные в горизонтальном направлении и вращения в плоскости чертежа). Сумма связей, налагаемых стойкой:

$$\sum S_j = S_{E(0-5)} + S_{H(0-7)} + S_{C(0-3)} = 2 + 2 + 2 = 6.$$

Таким образом, при идеальных связях по формуле (4) получим:

$$W = \sum P_i - \sum S_j = 7 - 6 = 1,$$

т.е. как и по формуле Чебышева – Грюблера.

В случае реального механизма пары $C(0-3)$, $E(0-5)$ и $H(0-7)$ не связаны с плоскостью чертежа. Будучи одноподвижными они могут налагать на открытую кинематическую цепь по 5 связей ($\sum S_j = 3 \cdot 5 = 15$). Степень подвижности механизма в этом случае равна:

$$W = 7 - 15 = -8.$$

Чтобы устранить в механизме 9 связей, потребуется, например, пары $A(0-1)$, $H(0-7)$ и $C(0-3)$ сделать цилиндрическими двухподвижными, а пары $F(5-6)$, $E(0-5)$ и $D(4-5)$ выполнить сферическими. При этом по формуле (2) получим:

$$W = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 3 - 3 \cdot 3 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 1.$$

Лабораторное оборудование

Реальные механизмы и их модели, планшеты, чертежный инструмент.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с механизмами, установить его назначение (по преобразованию движения), выбрать положение механизма, при котором хорошо видно относительное расположение звеньев.

2. Составить структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями (табл. 1).

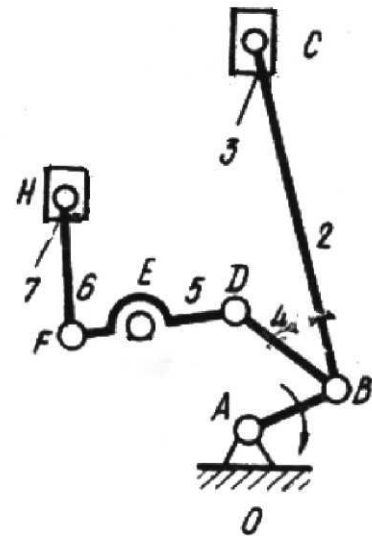


Рис. 4. Открытая кинематическая

3. Пронумеровать все звенья, стойку обозначить цифрой 0, кинематические пары – заглавными буквами латинского алфавита; выписать все кинематические пары, указав номера образующих их звеньев.

4. Посчитать число подвижных звеньев и кинематических пар, определить степень подвижности идеального плоского механизма.

5. Определить и проверить степень подвижности механизма с реальными кинематическими парами. Установить количество избыточных связей.

6. Предложить способ устранения избыточных связей.

7. Выполнить пп. 1 – 6 для второго варианта механизма.

Контрольные вопросы

1. Что называют звеном, механизмом, кинематической парой, кинематической цепью?

2. Какие кинематические пары называют низшими, а какие – высшими?

3. Какие механизмы называют рычажными?

4. Как подразделяют кинематические пары по степени подвижности?

5. Как определить число связей, налагаемых кинематической парой на кинематическую цепь?

6. Как рассчитать степень подвижности плоского механизма?

7. Что представляют собой пассивные связи и лишние степени свободы?

8. Чем реальный механизм отличается от идеального?

9. Какое звено механизма является источником избыточных связей?

10. Как и когда устраняют избыточные связи?

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций пп. 3.2, 3.3.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ГРАФИЧЕСКАЯ КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: овладение методом графиков при решении задач кинематики механизмов (дифференцирование, интегрирование, определение масштабов).

Теоретические сведения. Основные определения

Когда кинематическая схема механизма не может быть описана достоверно, например, в случае кулачковых механизмов, либо, когда другие виды исследований (аналитические, графоаналитические) по тем или иным причинам (сложность схемы, ограниченная доступность и т.п.) неприменимы, исследование кинематики механизма может быть проведено методом графиков.

При исследовании строят графики функции положения звена либо точки, затем дифференцированием строят график передаточных функций первого и второго порядков, измерением ординат графиков и умножением на масштабы находят значения передаточных функций и их производных.

Метод обладает наибольшей наглядностью и не допускает грубых ошибок.

Функция положения – это зависимость перемещения рассматриваемого звена от обобщенной координаты механизма. Например, в коноидном кулачковом механизме (рис. 1) функция $S_T = f(\varphi_k)$ является функцией положения толкателя. Для построения функции положения механизм устанавливают в крайнее положение ведомого звена (например, толкателя кулачкового механизма), замечают при этом значения перемещения $S = S_0$ и обобщенной координаты $\varphi_k = \varphi_0$. Затем, меняя положение ведущего звена (например, кулачка) при значениях φ_k в пределах кинематического цикла (в рассматриваемом примере составляет 2π , т.е. 360°), замеряют соответствующие перемещения S_i от начального значения S . Данные замеров заносят в протокол. По этим данным строят график (рис. 2, б). Масштабы по осям выбирают, исходя из компактного размещения графика. Масштабом в ТММ называют физическую величину, которая содержится в 1 мм чертежа. Размерность масштабов: углов – $рад/мм$, перемещений – $м/мм$, сил – $Н/мм$ и т.д.

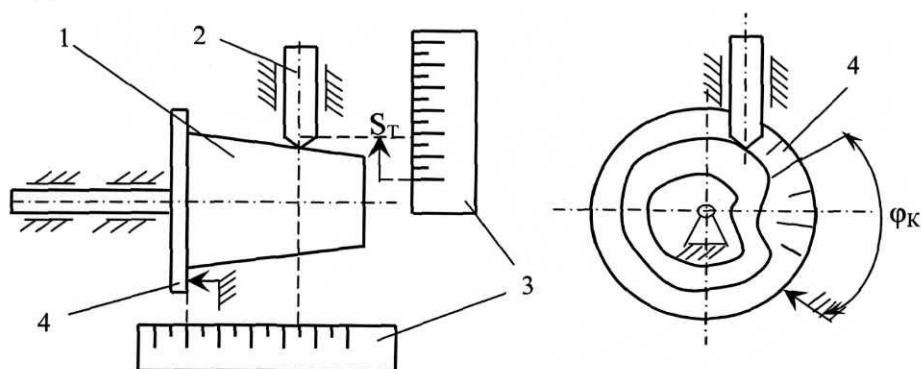


Рис. 1. Кулачковый механизм.

1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – линейки; 4 – лимб

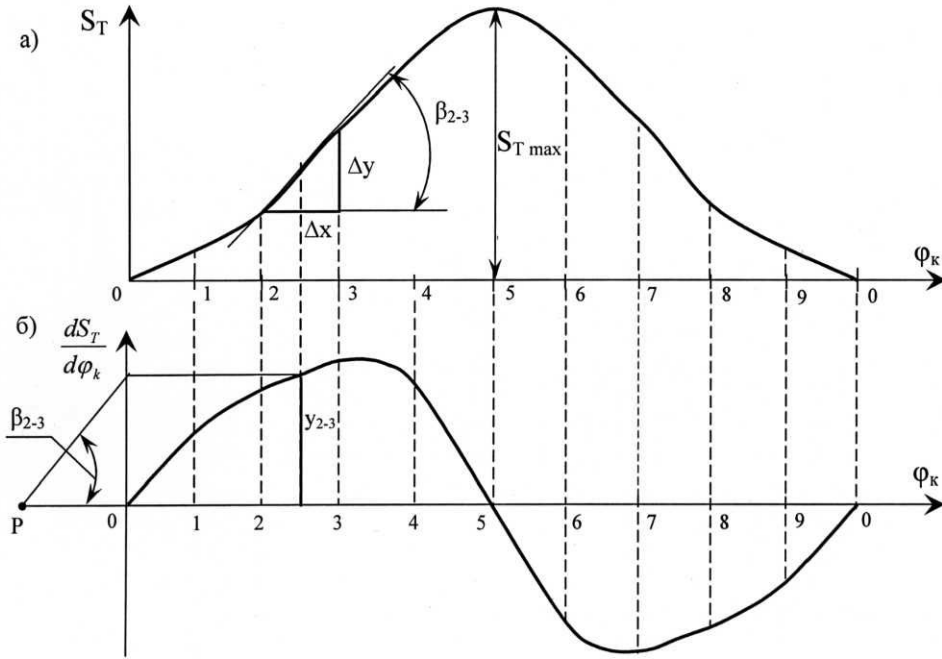


Рис. 2. Графическое дифференцирование:
 а) график функции положения; б) график передаточной функции

Для графика перемещений масштабы могут иметь размерность μ_S [м/мм], либо μ_φ [рад/мм]. Для графика $S_T = f(\varphi_k)$ имеем:

$$y_i = \frac{S_i}{\mu_S},$$

где i – номер положения механизма.

Чтобы получить график $dS_T/d\varphi_k = f_1(\varphi_k)$, зависимость $S_T = f(\varphi_k)$ графически дифференцируют. Исходя из графического смысла производной, величина $(dS_T/d\varphi_k)_i$ равна (в масштабе) тангенсу угла наклона к кривой в исследуемой точке. Однако касательную к кривой каждый исследователь проводит по-своему. Поэтому вместо касательной проводят хорду на том или ином участке Δx , считая, что хорда параллельна касательной на этом участке у его середины. Такой прием согласуется с теоремой Ролля о среднем и тем ближе к истине, чем меньше участок Δx .

Чтобы построить отрезок y (y_{2-3} на рис. 2, б), в котором содержится тангенс угла наклона хорды β (β_{2-3} на рис. 2, б), поступают так: в осях $dS_T/d\varphi_k - \varphi_k$ (рис. 2, б) выбирают отрезок OP (мм). Чем больше OP , тем больше ординаты графика $dS_T/d\varphi_k - \varphi_k$.

Из конца P этого отрезка проводят лучи, параллельные хордам, и на оси ординат получают отрезки y_{i-j} , в которых содержатся (в масштабе

$\mu dS/d\varphi$) значения передаточных функций $(dS/d\varphi)_{i-j}$ по серединам отрезков $i-j$ (i и j – номера начала и конца отрезков по оси φ).

Например, при $i = 2$ и $j = 3$ получаем:

$$\operatorname{tg} \beta_{2-3} \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\Delta y \mu_S}{\Delta x \mu_\varphi} = \frac{\mu_\varphi}{\mu_S} \approx \frac{dS}{d\varphi} \cdot \frac{\mu_\varphi}{\mu_S}$$

(при $\Delta x \rightarrow 0$).

С другой стороны:

$$\operatorname{tg} \beta_{2-3} = \frac{y_{2-3}}{OP}.$$

Сравнивая правые части полученных выражений, получаем:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{2-3} = y_{2-3} \cdot \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot OP} = y_{2-3} \cdot \mu_{dS/d\varphi}.$$

Откуда получаем масштаб при дифференцировании:

$$\mu dS/d\varphi = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot OP}, \quad (1)$$

где μ_S и μ_φ – масштабы по осям дифференцируемой прямой, OP – принятый за единицу отрезок (мм).

Таким образом, проведя хорды на всех участках $i-j$ дифференцируемой кривой и лучи, параллельные хордам из конца P отрезка OP , получаем в пересечении лучей с осью ординат графика производной отрезки, в которых в масштабе (1) содержатся $dS_T/d\varphi_k$ значения по серединам соответствующих отрезков. График производной строится по этим отрезкам с обязательным учетом того, что – там, где дифференцируемая кривая имеет экстремум, график производной пересекает ось абсцисс.

Примечание. При синтезе механизмов приходится решать обратную задачу: имея значение производной (например $dS_T/d\varphi_k$) по серединам участков оси φ_k $i-j$, требуется найти график исходной зависимости $(S_T = f(\varphi_k))$. Задачу решают интегрированием графика $dS_T/d\varphi_k = \varphi_k$: средние ординаты y_{i-j} сносят на вертикальную ось (в данном примере – ось $dS_T/d\varphi_k$), строят отрезок OP и принимают его за единицу. Соединяют лучами точку P с концами ординат на оси $dS_T/d\varphi_k$ и в осях $S_T - \varphi_k$ последовательно проводят хорды, параллельные соответствующим лучам. Получают приближенные точки интегральной кривой. Там, где интегрируемая кривая пересекает горизонтальную ось, интегральная кривая имеет экстремум.

Масштаб μ_S при интегрировании кривой $dS_T/d\varphi_k = \varphi_k$:

$$\mu_S = \mu_\varphi \cdot \mu dS/d\varphi \cdot OP.$$

Лабораторные установки, материалы

Для выполнения лабораторной работы используются: модели механизмов, линейки, транспортеры, микрокалькуляторы.

Порядок выполнения работы

1. Подготовить механизм к обмерам.
2. Измерить пути S_i (м) перемещения ведомого звена для ряда равноотстающих значений обобщенной координаты φ_i (град) в пределах цикла работы механизма. Полученные результаты занести в протокол (табл. 1).
3. Построить график $S = S(\varphi)$ (рис. 2, а). Принять масштабы μ_S и μ_φ и вычислить абсциссы x_i (мм) и ординаты y_i (мм). Значения x_i и y_i занести в протокол (табл. 1).
4. Построить оси $dS/d\varphi - \varphi$ (рис. 2, б). Выбрать отрезок OP . Графическим дифференцированием кривой $S = S(\varphi)$ построить график $dS/d\varphi - \varphi$.
5. По формуле (1) вычислить масштаб оси $dS/d\varphi - \mu dS/d\varphi$ (м/мм). Замерить ординаты y_j (мм) графика $dS/d\varphi - \varphi$ в рассматриваемых положениях механизма. Вычислить $(dS/d\varphi)_j$ в указанных положениях и проставить размерность. Полученные результаты занести в протокол (табл. 1).
6. Выполнить пп. 4 – 5 для графика $d^2S/d\varphi^2 - \varphi$. Для этого график $dS/d\varphi - \varphi$ продолжить в следующем цикле (на одну позицию). Полученные результаты занести в протокол (табл. 1).

Контрольные вопросы

1. Когда целесообразно воспользоваться методом графиков? Каковы преимущества метода?
2. Каков геометрический смысл производной?
3. Каков порядок графического дифференцирования?
4. Как выполняют графическое интегрирование? Каков геометрический смысл интеграла?
5. Что такое масштаб? Какова его размерность?
6. Как вычисляют масштаб при графическом дифференцировании и интегрировании?

Таблица 1

Протокол проведения кинематического исследования механизма

№ положения механизма	0	1	2	0
Обобщенная координата, φ_i	0					360°
Перемещение толкателя, S_i (м)	S_{\min}			S_{\max}		S_{\min}
Ордината графика $S_i - \varphi$ в масштабе μ_S , y_i (мм)	y_{\min}			y_{\max}		y_{\min}
Абсцисса графика $S_i - \varphi$ в масштабе μ_φ , x_i (мм)	0					
Ордината графика $dS/d\varphi - \varphi$, y_j (мм)	0			0		0
Значения $(dS/d\varphi)_i$ (м)	0			0		0
Ордината графика $d^2S/d\varphi^2 - \varphi$, y_m (мм)						
Значения $(d^2S/d\varphi^2)_i$ (м)						

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций пп. 2.2 и 4.3.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4 ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: освоение техники составления кинематических схем и определения передаточных отношений зубчатых механизмов.

Теоретические сведения. Основные определения

Основное назначение зубчатых механизмов – передача и преобразование вращательного движения в соответствии с требуемой величиной передаточного отношения.

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей входного (1) и выходного (k) звеньев зубчатых механизмов:

$$u_{1-k} = \frac{\omega_1}{\omega_k}. \quad (1)$$

Передаточное отношение показывает, во сколько раз передача понижает обороты:

$$n_k = \frac{n_1}{u_{1-k}}. \quad (2)$$

По взаимному расположению осей вращения колес зубчатые передачи различают:

1. С параллельными осями.
2. С пересекающимися осями.
3. Со скрещивающимися осями.

Передача вращения между валами с параллельными осями осуществляется цилиндрическими колесами с внешним (рис. 1, а) и внутренним зацеплением (рис. 1, б).

Для первой передачи передаточное отношение:

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

поскольку колеса вращаются в противоположных направлениях, для второй:

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = +\frac{z_2}{z_1},$$

поскольку направления вращения колес одинаковые.

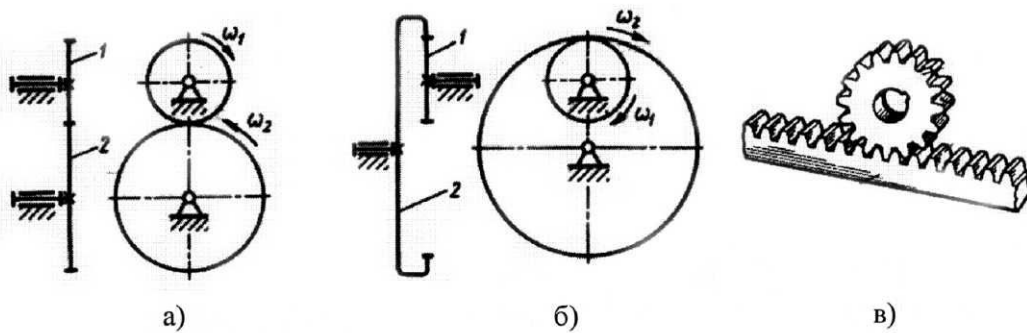


Рис. 1. Передача зубчатая цилиндрическая:

а – с внешним зацеплением; б – с внутренним зацеплением; в – реечная

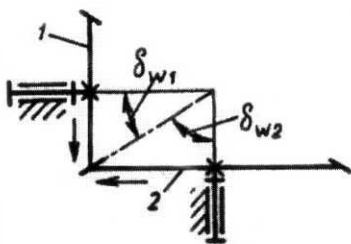


Рис. 2. Передача зубчатая коническая

Частным случаем цилиндрической является реечная передача, предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот.

Передача вращения между валами с пересекающимися осями осуществляется при помощи конических колес (рис. 2).

Передаточное отношение этих механизмов:

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_{w2}}{\sin \delta_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

На кинематической схеме направления вращения конических колес можно показывать стрелками.

Передача вращения между валами со скрещивающимися осями осуществляется при помощи гиперболоидной зубчатой передачи, которая в частных случаях бывает винтовой (рис. 3, а) и червячной (рис. 3, б). Впрочем, последнюю можно рассматривать как разновидность передач «винт – гайка» (червяк – одно- ($z_q = 1$), либо многозаходный ($z_q > 1$), винт, а червячное колесо – разрезанная по образующей и развернутая на цилиндр гайка с длиной, равной длине окружности основания цилиндра и с числом шагов резьбы z_k).

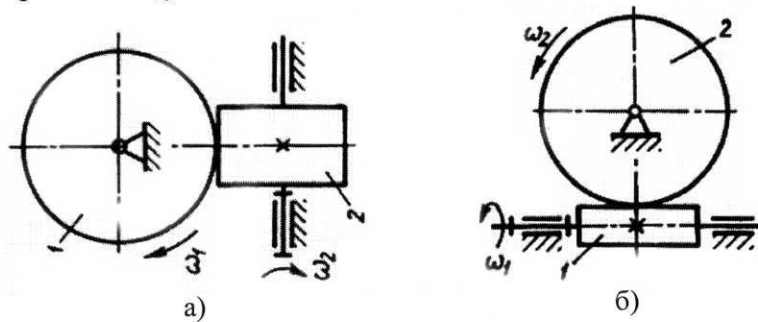


Рис. 3. Гиперболоидные передачи:
а – винтовая; б – червячная

Передаточное отношение гиперболоидных передач:

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Для червячной передачи $z_1 = z_q$ – число заходов нарезки червяка (число ее выходов на его торце).

С неподвижными осями вращения валов колес сложные (ступенчатые) зубчатые механизмы подразделяют на два вида:

1) преобразующие вращательное движение в ступенях, разделенных участками валов (рис. 4, а);

2) преобразующие вращательное движение промежуточными (паразитными) колесами (рис. 4, б), центрируемыми незагруженными валами – осями.

Те и другие механизмы объединяет то, что вращательное движение ω_1 в них преобразуют последовательно расположенные ступени ($z_1 - z_2$, $z_2 - z_3$, $z_3 - z_4$, – рис. 4, а и $z_1 - z_2$, $z_3 - z_4$, $z_5 - z_6$ – рис. 4, б). Поэтому у таких механизмов угловая скорость на выходе получается как:

$$\omega_k = \omega_1 \cdot \frac{1}{u_{1-2}} \cdot \frac{1}{u_{2-3}} \cdot \frac{1}{u_{3-4}} \cdot \dots \cdot \frac{1}{u_{(k-1)k}}, \quad (3)$$

и их передаточные отношения могут быть вычислены следующим образом:

$$u_{1-k} \frac{\omega_1}{\omega_k} = u_{1-2} \cdot u_{2-3} \cdot u_{3-4} \cdot \dots \cdot u_{(k-1)k} \quad (4)$$

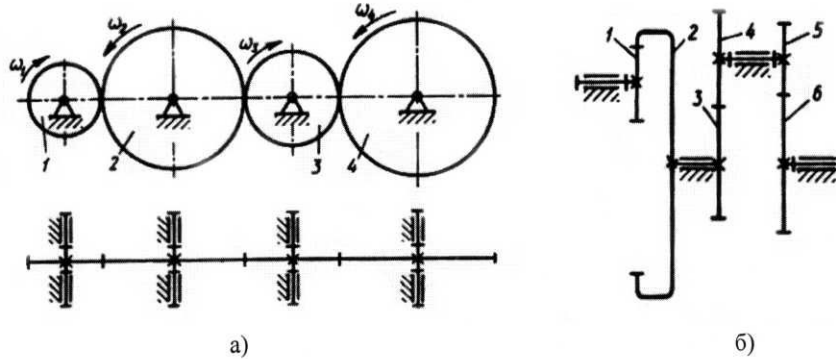


Рис. 4. Передачи зубчатые с неподвижными осями колес

Для механизма на рис. 4, а после подстановок в (4) и преобразований получаем:

$$u_{1-k} = \frac{z_k}{z_1} (-1)^n,$$

а для механизма на рис. 4, б:

$$u_{1-k} = (-1)^n \frac{z_2 z_4 z_6 \dots z_k}{z_1 z_3 z_5 \dots z_{k-1}},$$

где k – число зубчатых колес ряда,

n – число внешних зацеплений, изменяющих направление вращения.

Ступенчатые передачи с промежуточными (паразитными) колесами применяются для изменения направления вращения ведомого вала, а также для передачи вращения между удаленными валами.

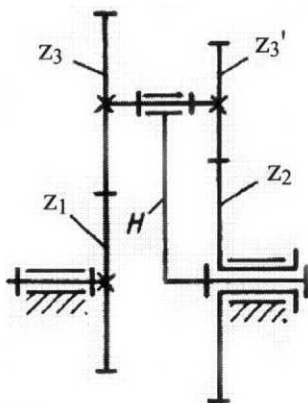


Рис. 5. Дифференциальный плоский зубчатый механизм

Сложные зубчатые механизмы с подвижными осями валов некоторых колес (сателлитов) могут быть трех видов:

- 1) дифференциальные;
- 2) планетарные;
- 3) замкнутые дифференциальные.

В своей основе они все содержат дифференциальный механизм.

Дифференциальный механизм (рис. 5) имеет два соосных «центральных» колеса с числом зубьев z_1 и z_2 и ки-

нематическую связь между ними в виде сателлитных блоков $z_3 - z_3'$, установленных на водиле H , ось вращения которого совпадает с осями вращения центральных колес.

Дифференциальные механизмы имеют две степени свободы ($W = 2$) и применяются в машинах для сложения двух вращений:

$$\omega_H = W_1 U_{H-1}^{(2)} + W_2 U_{H-2}^{(1)}, \quad (5)$$

где $U_{H-1}^{(2)}$ и $U_{H-1}^{(1)}$ – передаточные отношения, зависящие от чисел зубьев колес.

Формула (5) может быть раскрыта на основе принципа независимости передачи водилу H вращений от центральных колес z_1 и z_2 , либо на основании формулы Виллиса, получаемой для дифференциального механизма с помощью метода обращения движения:

$$u_{1-2}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}, \quad (6)$$

где $u_{1-2}^{(H)}$ – передаточное отношение «обращенного» ступенчатого механизма, полученного в предположении, что водило H является неподвижным.

Для рассматриваемой схемы плоского дифференциального механизма с внешним зацеплением сателлитного блока с центральными зубчатыми колесами имеем:

$$u_{1-2}^{(H)} = \left(\begin{array}{c} -z_3 \\ z_1 \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} -z_2 \\ z_3' \end{array} \right).$$

Прочие три вида плоских дифференциальных механизмов (рис. 6, а, б, в) от рассмотренного отличаются типом зацепления центральных колес с сателлитными блоками (смешанное – рис. 6, а, б; внутреннее – рис. 6, в). Частный вид механизма при смешанном зацеплении (рис. 6, а) получаем при

$$z_3 = z_3'.$$

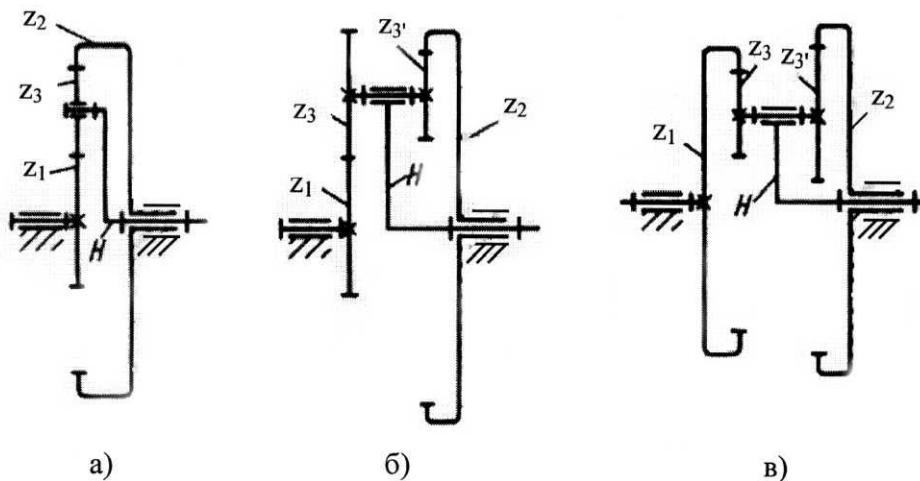


Рис. 6. Дифференциальные плоские механизмы

Пространственные дифференциальные механизмы образуются на основе конических зубчатых колес (рис. 7).

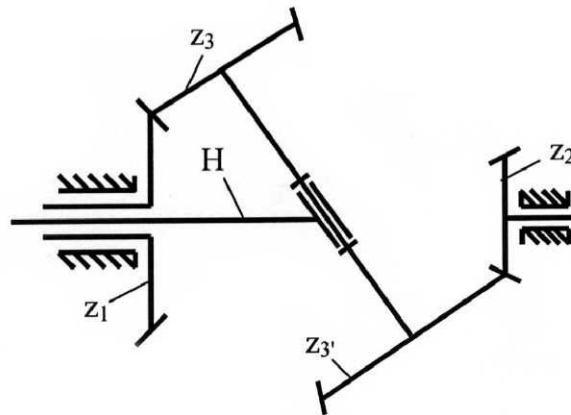


Рис. 7. Пространственный дифференциальный механизм

Планетарные зубчатые механизмы получают из дифференциальных закреплением одного из центральных колес (рис. 8, а – г).

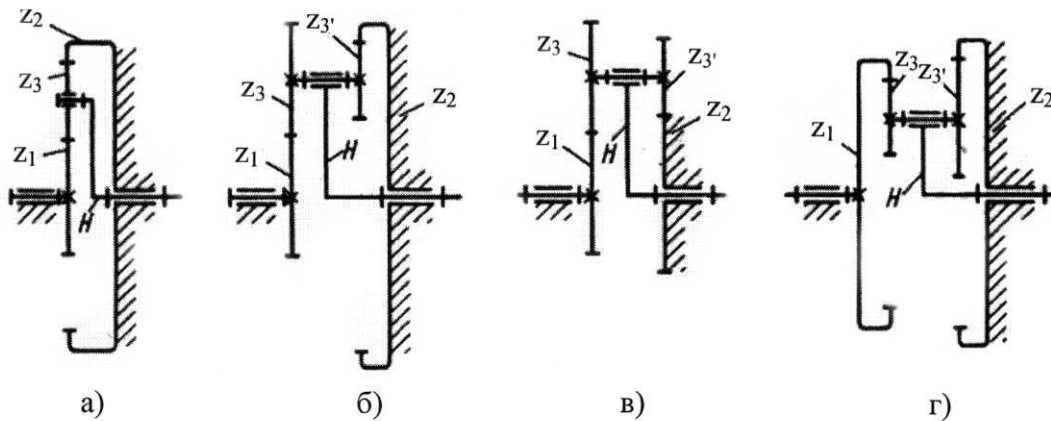


Рис. 8. Планетарные зубчатые механизмы

В этом случае механизм теряет одну степень свободы (становится $W = 1$) и формула Виллиса (при $\omega_2 = 0$) приводится к виду:

$$u_{1-H}^{(2)} = 1 - u_{1-2}^{(H)}.$$

Планетарные зубчатые механизмы способны обеспечивать значительную величину передаточных отношений.

Если в дифференциальном механизме два основных звена (центральные колеса, водило) соединить дополнительной кинематической связью (на рис. 9 – зубчатое колесо 4 (с неподвижной осью вращения) – между водилом H и центральным колесом z_3), то получится замкнутый дифференциальный механизм.

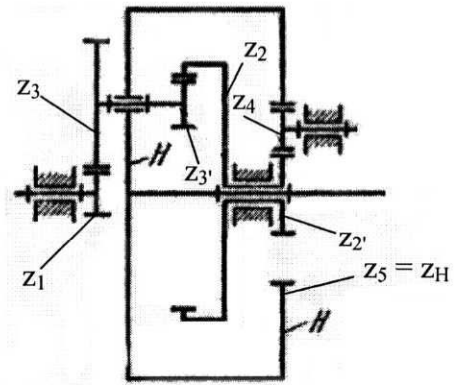


Рис. 9. Замкнутый дифференциальный механизм

Замыкающая цепь налагает на движение звеньев дифференциального механизма дополнительное условие связи. Например, для рис. 9:

$$\frac{\omega'_2}{\omega_H} = -\frac{z_5}{z_2'}$$

Это уравнение решают совместно с формулой Виллиса, полученной при $W = 2$. Поэтому для замкнутого дифференциального механизма $W = 1$.

Встречаются механизмы, состоящие из последовательно соединенных ступеней с подвижными и неподвижными осями колес. Общее передаточное отношение такого механизма следует определять как произведение передаточных отношений отдельных ступеней.

Порядок выполнения работы

1. Составить кинематические схемы реальных моделей механизмов с неподвижными осями валов, использовать условные обозначения ГОСТ 2770-68. Пронумеровать зубчатые колеса.
2. Записать выражение для определения передаточного отношения механизма от ведущего вала к ведомому.
3. Подсчитать числа зубьев колес, необходимые для определения передаточных отношений. Вычислить эти передаточные отношения.
4. Проверить на моделях полученные значения передаточных отношений.
5. Сделать кинематический анализ механизмов с подвижными осями, ориентируясь на пп. 1 – 4 и пользуясь формулой Виллиса.

Контрольные вопросы

1. Укажите типы плоских и пространственных зубчатых передач в зависимости от расположения осей вращения колес.
2. Что такое передаточное отношение, как оно определяется для одноступенчатых передач по величине и знаку?
3. Что представляет собой червячная передача? Как определяется число заходов червяка?
4. Как определяется передаточное отношение ступенчатой зубчатой передачи?
5. В чем состоит особенность ступенчатых передач с промежуточными (паразитными) колесами?

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций пп. 5.1.1, 5.1.2 – 5.1.6.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5 КИНЕМАТИКА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: изучение особенностей изготовления зубчатых колес методом огибания. Особенности оборудования и инструмента.

Теоретические сведения. Основные определения

Основным способом нарезания зубьев зубчатых колес является способ огибания. При этом используется специальный режущий инструмент – зубчатая рейка – гребенка (рис. 1, а), червячная фреза (рис. 1, б) либо долбяк (рис. 1, в). Нарезание выполняется соответственно на зубострогальном, зубофрезерном либо зубодолбежном станках. Колеса с внутренними зубьями могут быть изготовлены лишь на зубодолбежных станках.

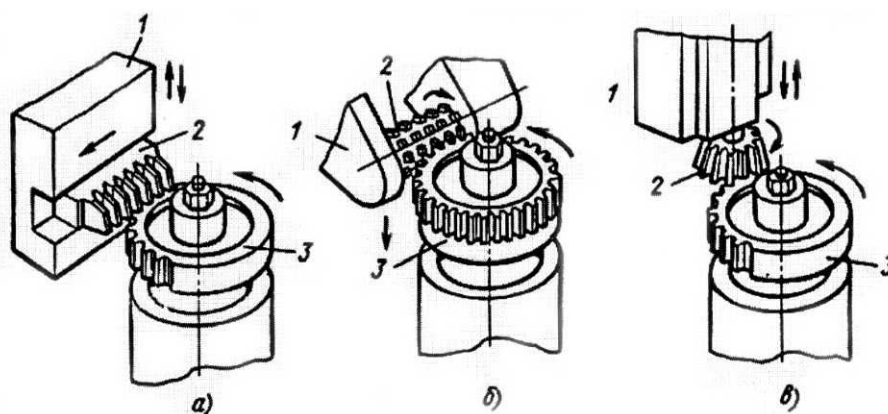


Рис. 1. Схемы нарезания зубьев

При изготовлении зубчатых колес на зубострогальных станках заготовке 3 и режущему инструменту 2 сообщают относительное движение, которое они имели бы, образуя друг с другом нормальное зубчатое зацепление. При этом суппорт 1 вместе с закрепленной на нем инструментальной рейкой совершает возвратно-поступательное движение в направлении оси зуба.

На рабочем (прямом) ходу производится резание прямолинейной боковой поверхностью рейки. Во время перебега на обратном (холостом) ходу рейка получает дополнительное перемещение Δz в перпендикулярном направлении, а заготовка поворачивается на угол:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta z}{r}, \quad (1)$$

где r – делительный радиус нарезаемого колеса.

Более производительными являются зубофрезерные станки. Режущий инструмент этих станков – червячная фреза, имеет профиль, образуемый винтовым движением рейки вокруг оси фрезы по закону (1), причем $\Delta\varphi$ – поворот плоскости рейки вокруг оси, а Δz – перемещение рейки в плоскости в направлении оси фрезы, равное окружному перемещению по делительной окружности нарезаемого колеса, r – делительный радиус винта – червяка. В процессе нарезания зубьев заготовка непрерывно вращается, а фреза, также вращаясь, имеет поступательное движение в направлении оси зуба.

При нарезании зубчатого колеса долбяком также имеет место кинематическая связь (1), однако в данном случае инструмент выполнен в виде зубчатого колеса, а поэтому перемещение Δz следует рассматривать по делительной окружности этого инструмента.

Процесс изготовления зубчатого колеса способом огибания можно рассматривать как зацепление исходного производящего контура (ИПК) инструмента с заготовкой. Для гребенки и червячной фрезы ИПК имеет форму зубчатой рейки; ее зацепление с нарезаемым колесом называют станочным (рис. 2).

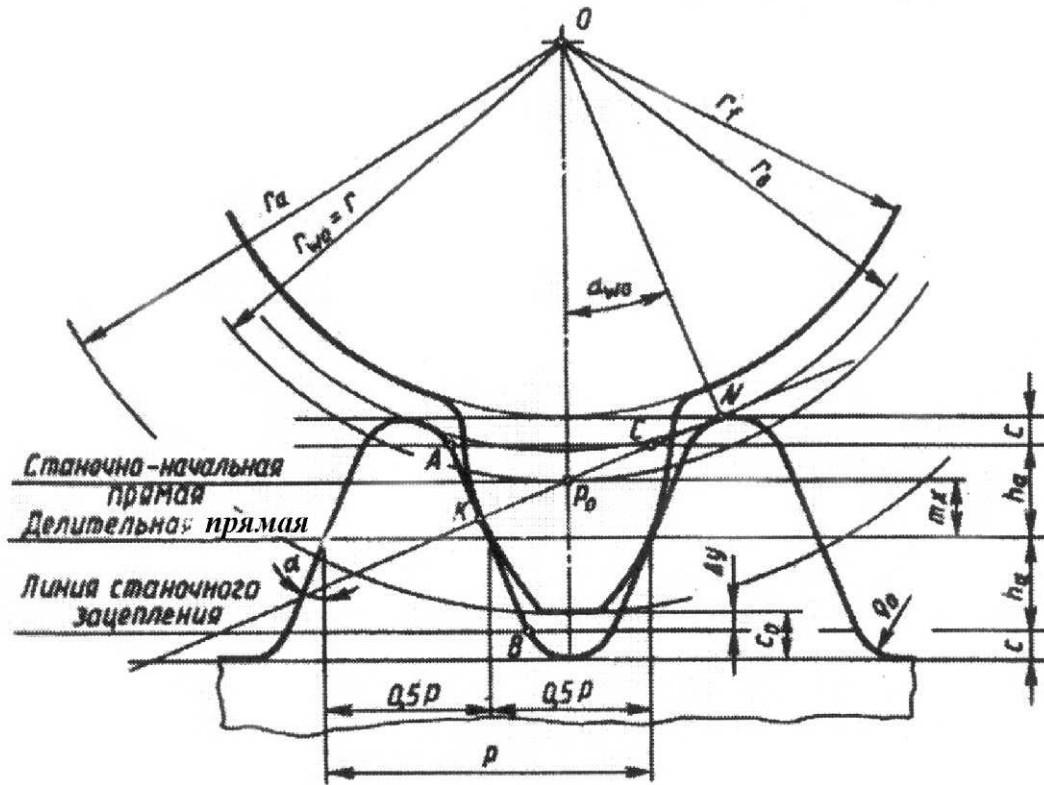


Рис. 2. Станочное зацепление

Согласно ГОСТ 13755-81 ИПК имеет размеры: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$. Модуль m регламентируется СТ СЭВ 310-76; $h_a = h_a^* m$, $c = c^* m$.

Огибание является высокопроизводительным способом. Кроме того, одним инструментом оно теоретически точно позволяет нарезать колеса с различным числом зубьев z .

Хотя делительные диаметры этих колес:

$$d = mz \quad (2)$$

различны, они могут образовывать беззазорное зацепление друг с другом, поскольку у них одинаковый шаг по делительной окружности:

$$p = \pi m. \quad (3)$$

Если режущий инструмент на станке установлен так, что делительная его прямая катится без скольжения по делительной окружности заготовки, последняя приобретает зубья «нулевого» колеса:

$$x = 0, \quad (4)$$

где x – коэффициент смещения.

Режущий инструмент можно расположить с разным смещением mx относительно заготовки. Это используется для:

1. Уменьшения габаритов передачи за счет возможности применения шестерни с неподрезанным эвольвентным профилем зуба, если число зубьев:

$$z < z_{\min} = 17. \quad (5)$$

При указанном значении z минимальный коэффициент смещения, обеспечивающий отсутствие подрезания зуба инструментом, определяется:

$$x = \frac{17 - z}{17}. \quad (6)$$

2. Подгонки (в небольших пределах) межосевого расстояния:

$$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tw}}, \quad (7)$$

где делительное межосевое расстояние $a = 0,5m(z_1 + z_2)$.

Угол зацепления α_{tw} в зацеплении корригированных колес составляет:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2}. \quad (8)$$

3. Повышения коэффициента торцевого перекрытия, обеспечивающего непрерывность и плавность зацепления:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2} [z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_n], \quad (9)$$

где углы профиля зуба на окружностях вершин:

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{d_1}{d_{a1}} \cos \alpha \right), \quad \alpha_{a2} = \arccos \left(\frac{d_2}{d_{a2}} \cos \alpha \right).$$

В свою очередь, диаметры вершин зубчатых колес d_{a1} и d_{a2} могут быть вычислены через коэффициент воспринимаемого смещения y :

$$y = \frac{(a_w - a)}{m}, \quad (10)$$

как

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + (2h_a^* + y - x_2)m, \\ d_{a2} &= d_2 + (2h_a^* + y - x_1)m. \end{aligned} \quad (11)$$

4. Снижения коэффициента удельного давления в полюсе зацепления, учитывающего влияние радиусов кривизны профилей на контактные напряжения, возникающие на площади контакта зубьев:

$$v = \frac{m(u_{12} + 1)^2}{u_{12} a_w \sin \alpha_{tw}}, \quad (12)$$

где передаточное отношение зубчатой передачи:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}.$$

5. Снижения коэффициентов скольжения, учитывающих влияние геометрических и кинематических параметров зацепления на скольжение профилей зубьев и их износ:

$$\lambda_{B1} = 1 - u_{21} \frac{d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{(d_{b1} + d_{b2}) \operatorname{tg} \alpha_{tw} - d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2}}, \quad (13)$$

$$\lambda_{B2} = 1 - u_{12} \frac{d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}}{(d_{b1} + d_{b2}) \operatorname{tg} \alpha_{tw} - d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}};$$

где основные диаметры колес:

$$d_{b1} = m z_1 \cos \alpha, \quad d_{b2} = m z_2 \cos \alpha; \quad (14)$$

а передаточное отношение:

$$u_{21} = \frac{1}{u_{12}} = \frac{z_1}{z_2}.$$

6. Обеспечения отсутствия заострения зуба:

$$S_a \geq 0,25m, \quad (15)$$

где толщину зуба по окружности вершин определяют по формуле:

$$S_a = d_a [(\pi/2 + \operatorname{tg} \alpha)/z + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a]. \quad (16)$$

С увеличением смещения x толщина S_a уменьшается. Диаметр впадин зубчатого колеса вычисляется по формуле:

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m. \quad (17)$$

Приведенные формулы позволяют не только подобрать оптимальные коэффициенты смещения инструментальной рейки при нарезании пары колес (для этого целесообразно использовать ЭВМ), но и вычертить их зацепление.

На рис. 3 показаны параметры зацепления двух колес, а на рис. 4 – кривые изменения коэффициентов скольжения (рис. 4, а) и удельного давления (рис. 4, б) по линии зацепления.

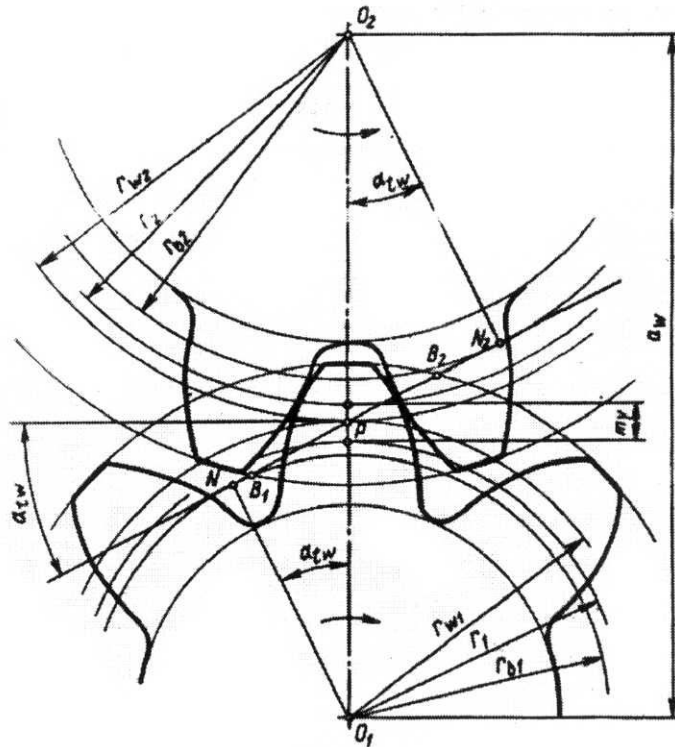


Рис. 3. Эвольвентное зацепление

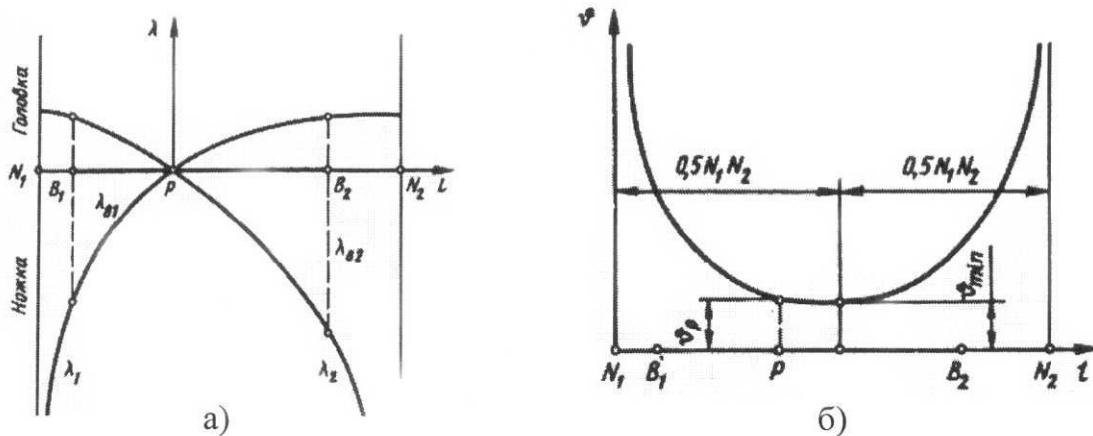


Рис. 4. Кривые изменения коэффициентов

Станочное зацепление заготовки колеса с долбяком напоминает стандартное зацепление двух колес (рис. 3), причем ИПК отличается от обычной шестерни тем, что окружность головок зубьев увеличена на c^*m и ее радиус составляет:

$$r_{ad} = 0,5 + (h_a^* + x_\partial - \Delta y)m + c^*m,$$

где x_∂ – коэффициент смещения инструмента при изготовлении самого долбяка. Величину этого коэффициента можно определить, зная число зубьев долбяка, пользуясь формулой (6).

Устройство и принцип работы лабораторного оборудования

Процесс изготовления зубчатого колеса позволяют моделировать установки ТММ 42 (рис. 5, а) и ТММ 47А (рис. 5, б).

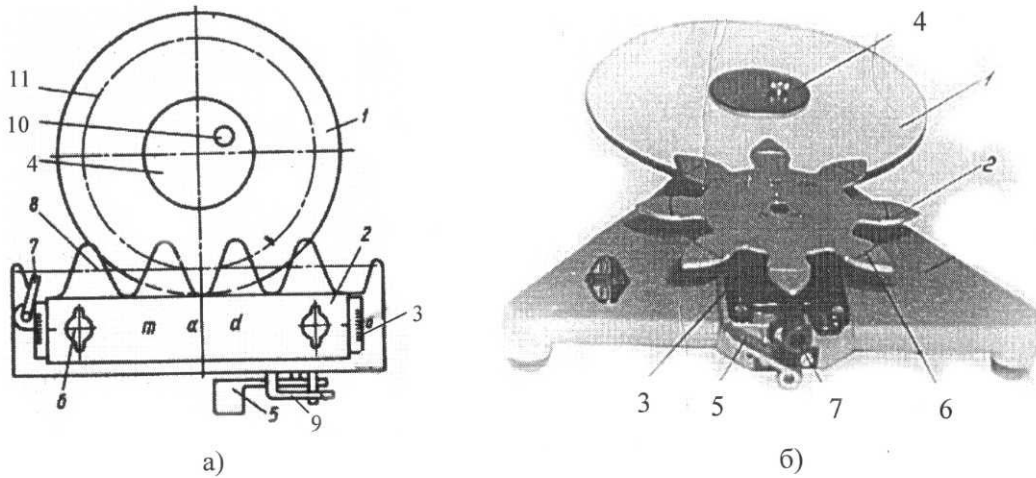


Рис. 5. Лабораторные установки

На этих установках диск 1 имитирует заготовку, рейка (долбяк) 2 – исходный производящий контур режущего инструмента. В процессе движения рейка (долбяк) огибает диск как ИПК заготовку. При перемещении Δz делительной прямой рейки (делительной окружности долбяка) диск поворачивается на угол $\Delta\varphi$ (поворот можно вычислить по формуле (1)). При последовательном обведении зубьев инструмента карандашом можно получить на диске профили зубьев (рис. 6), которые моделируют в масштабе (указан на инструменте 2) зубья колес, изготавливаемые на станке.

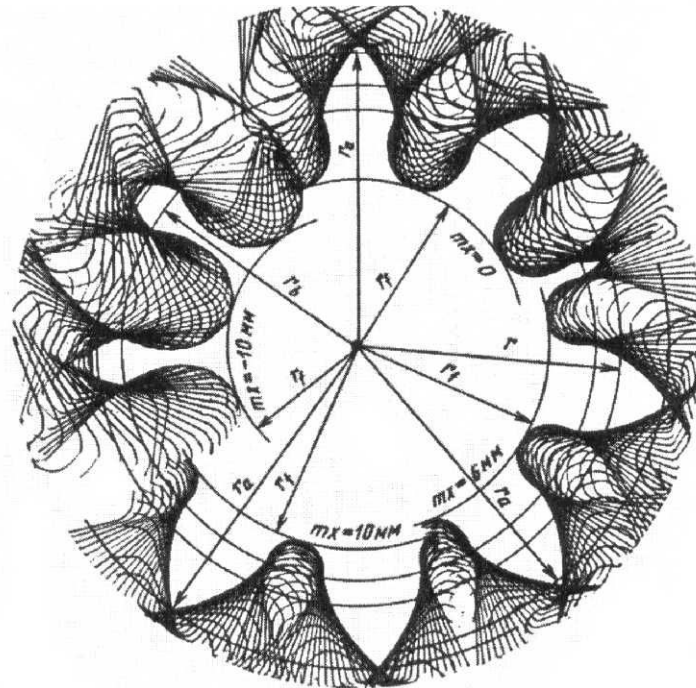


Рис. 6. Профили зубьев, полученные при различных значениях коэффициента смещения

Число зубьев колеса, нарезаемого рейкой, определяется по формуле (2), где d и m нанесены на инструмент 2. Инструмент 2 можно смещать относительно диска 1 в радиальном направлении. Положение его устанавливается с помощью линейной шкалы 3. Профили зубьев, полученные при разных смещениях mx , дают возможность оценить влияние смещения на форму зуба.

Порядок выполнения работы

1. Выбрать бумажный круг-заготовку в соответствии с диаметром, указанным на диске 1. Разделить круг на квадранты и провести делительную окружность. Установить бумажный круг на диск 1 и закрепить крышкой 4 (игла в центре круга намечает его центр).

2. Установить инструмент 2 по выгравированной линейке 3 в нулевое положение ($mx = 0$). При этом делительные риски на инструменте касаются делительной окружности на заготовке. Повернуть рычажок 9 (на приборе ТММ 42) и перевести рейку вправо до упора. Рычажок 9 вернуть в исходное положение. Ослабить натяжение тросика рукояткой 7 и повернуть диск 1 в положение, удобное для вычерчивания профилей в одном из квадрантов. Натяжение тросика возобновить. Нажимая на клавишу 5 и обводя карандашом профили зубьев инструмента, получить два-три зуба нарезаемого колеса.

3. Рассчитать смещение режущего инструмента с помощью формулы (6). Сместить инструмент и вычертить профили 2-3 зубов.

4. Установить инструмент с положительным смещением $mx = 8...10$ мм и вычертить профили зубьев.

5. Установить инструмент с отрицательным смещением $mx = 8...10$ мм и вычертить профили зубьев.

6. Сделать выводы о влиянии смещения на форму зубьев.

7. Рассчитать размеры зубчатого зацепления колеса с числом зубьев $z_1 = d/m$, нарезанного со смещением инструмента (см. п. 3) с нулевым колесом $z_2 = 2z_1$. При этом последовательно воспользоваться формулами (2), (3), (8), (7), (10), (11), (14), (16), (17), в которые подставить $x_2 = 0$, а x_1 найти по формуле (6). Определить качественные показатели зубчатого зацепления по формулам (9), (12), (13).

8. Нанести на бумажный круг окружности: основную, впадин, вершин.

9. Измерить делительную толщину зуба и сравнить полученное значение с расчетным:

$$S = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m.$$

Контрольные вопросы

1. Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при $x = 0$, $x > 0$, $x < 0$?
2. Как определить коэффициент смещения, при котором возникает подрезание зуба?
3. Какие параметры зубчатого колеса зависят от смещения? Какие не зависят?
4. Как влияют коэффициенты смещения инструмента при изготовлении зубчатых колес на коэффициент перекрытия зубчатой передачи?

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций пп. 5.1.1.4, 5.1.1.4.1 – 5.1.1.4.3.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: углубленное изучение физической сущности приведенного момента инерции механизмов и машин.

Теоретические сведения. Основные определения

Основной характеристикой материальных объектов является их инертность. Под инертностью понимают способность этих объектов сопротивляться изменению скорости. Явление инертности изучал английский ученый И. Ньютон ($F = ma$). Это уравнение составляет основу классической механики.

Инертностью материального тела в поступательном движении служит его масса m (кг).

Инертностью материального тела во вращательном движении служит момент инерции масс материального тела J (кг·м²). Момент инерции – характеристика распределения масс:

$$J_0 = \sum m_i r_i^2,$$

где r_i – расстояние от массы до оси вращения (O).

Минимальное значение момент инерции достигает относительно оси, проходящей через центр масс.

Инертностью механизма, состоящего из n звеньев, совершающих поступательные и вращательные движения¹, является инертная характеристика, обобщающая инертные свойства этих звеньев. Эта характеристика определяется величиной силы F , изменяющей скорость поступательного движения точки приложения ее к механизму² с ускорением $a = 1 \text{ м/с}^2$, либо величиной момента M , изменяющего скорость вращения кривошипа, к которому он приложен, на величину углового ускорения $\varepsilon = 1 \text{ рад/с}^2$. Соответственно для механизма инертность можно измерить приведенной к точке массой m_{np} (кг), либо приведенным к кривошипу моментом инерции масс J_{np} (кг·м²).

Приведенный момент инерции механизма может быть получен из выражения:

$$J_{np} = J_{пр} = \sum_1^n [m_i \left(\frac{V_{Si}}{\dot{q}}\right)^2 + J_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\dot{q}}\right)^2],$$

где \dot{q} – обобщенная координата механизма (угловая скорость кривошипа приведения),

V_{Si}/\dot{q} и ω_i/\dot{q} – передаточные функции от каждого из звеньев механизма к кривошипу приведения.

Аналогичное выражение можно получить также для приведенной массы механизма m_{np} .

Выражение J_{np} в практике динамического анализа и синтеза машин используется чаще в связи с необходимостью преобразования движений приводных двигателей, которые, как правило, являются вращательными.

Инертностью машины, состоящей из k механизмов, обладающих приведенными к своим кривошипам моментами инерции J_{npi} является инертная характеристика, обобщающая инертные свойства механизмов этой машины, определяемая величиной момента M^* , изменяющего скорость вращения звена приведения (чаще всего главного вала) на величину $\varepsilon = 1 \text{ рад/с}^2$.

Выражение для приведенного момента инерции машины можно получить как:

$$J_{np}^* = \sum_1^k J_{npi} \left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)^2,$$

где ω_i/ω – передаточная функция от кривошипа приведения i -того механизма к кривошипу приведения (главному валу машины).

¹ Все виды механических движений сводим к поступательным и вращательным.

² Точка может совершать лишь поступательное движение по своей траектории.

Таким образом, при изучении инертности машин можно пользоваться не только инертными свойствами звеньев, но и инертными свойствами более крупных образующих машину систем – функциями приведенных моментов инерции ее механизмов.

Предлагаемый эксперимент по определению функции приведенного момента инерции механизма в определенных ее точках имеет в основе дифференциальное уравнение свободных малых колебаний подпружиненного физического маятника (рис. 1) в горизонтальной плоскости:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0,$$

где k – частота собственных (свободных) колебаний маятника:

$$k = \sqrt{\frac{c}{J_0}}, \quad (1)$$

в свою очередь:

J_0 (кг·м²) – момент инерции физического маятника и связанных с ним инертных масс (в том числе m_{np});

c (Н·м) – крутильная жесткость пружин, которая через их линейную жесткость c_1 (Н/м) выражается как:

$$c = c_1 \cdot l_{OA}^2, \quad (2)$$

где l_{OA} – расстояние от оси вращения маятника O до точки приложения силы пружины ($F_{np} \perp OA$).

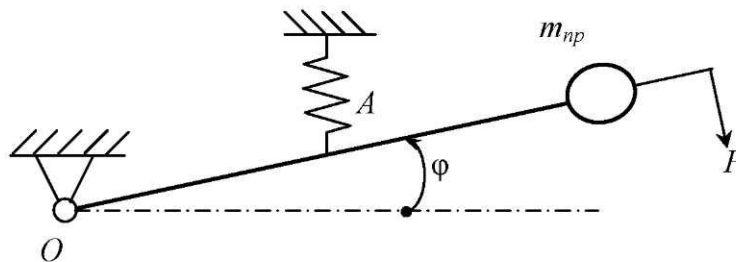


Рис. 1. Физический маятник

Прикладывая к маятнику (от эксцентрика) возмущающую силу P и измеряя ее частоту « P » (с помощью преобразователя и миллиамперметра), плавно изменяя эту частоту до получения резонанса, тем самым мы получаем частоту k , поскольку при резонансе:

$$P = k.$$

Имея значения c и k из формулы (1) находим:

$$J_0 = \frac{c}{k^2}. \quad (3)$$

Устройство и принцип работы лабораторного оборудования

Лабораторная работа выполняется на учебных лабораторных установках ТММ 46/1, ТММ 46/2, либо ТММ 46/3, которые позволяют экспериментальным методом определять значения функций приведенных моментов инерции существующих механизмов: кривошипно-коромыслового, кривошипно-кулисного и кривошипно-ползунного, имеющих сравнительно малые упругие деформации, зазоры и трение в кинематических парах. Эксперимент проводится без разборки механизмов, не определяя масс и моментов инерции звеньев.

Исследуемые механизмы являются плоскими, т.е. такими, в которых движения точек горизонтальны.

Метод определения момента инерции основан на том, что механизм, раскачиваемый периодической силой регулируемой частоты в горизонтальной плоскости с помощью специального устройства, доводится до резонанса, когда частота собственных колебаний механизма совпадает с частотой раскачивающей механизм силы. При резонансе определяется период колебаний « T », а затем рассчитывается приведенный момент инерции механизма.

Установка состоит из основания с расположенным на нем в левой части испытуемым механизмом, а в правой – устройством для получения резонанса. Кривошипный узел имеет лимб и стопор для установки механизма в 12 различных положениях через каждые 30° . На кривошипе закреплен маятник с грузом для раскачивания механизма. Сегментный конец маятника соединен с устройством для получения резонанса пружинами определенной жесткости. До включения устройства в работу пружины удерживают маятник в фиксированном положении.

Устройство для получения резонанса состоит из электродвигателя, приводящего во вращение эксцентрик специального четырехзвенного механизма, коромысло которого соединено с одной из пружин маятника. Эксцентриситет эксцентрика равен 1 мм.

При вращении электродвигателя пружина получает от коромысла силовые импульсы с амплитудой (1 мм – ТММ 46/1, 2 мм – ТММ 46/2), передающиеся маятником на механизм.

Регулируя обороты электродвигателя, можно менять частоту подаваемых силовых импульсов на механизм и возбудить резонанс механизма. Для определения резонансных оборотов устройство снабжено измерительной схемой, состоящей из микроамперметра и тахогенератора.

Скорость вращения вала эксцентрика n (мин⁻¹) определяют в зависимости от типа лабораторной установки по показаниям миллиамперметра из табл. 1 (предварительные показания).

Таблица 1

Показания миллиам- перметра	$n, \text{ мин}^{-1}$									Тип установки
	300	400	600	800	1000	1150	1200	1400	1425	
$I, \mu A$	111	19	39	59	83	99				ТММ 46/1
		12	24	37	51		62		82	ТММ 46/2
		6	20	35	50		63	82		ТММ 46/3

Тахогенератор соединяется с валом электродвигателя муфтой. Установка подключается к сети постоянного тока 110 В разнополюсной вилкой. Для включения установки имеется тумблер и сигнальная лампочка.

Изменение оборотов электродвигателя осуществляется регулятором «скорость».

Порядок выполнения работы

Для проведения работы студент (группа студентов из 3 – 4-х человек) получают от преподавателя следующие сведения:

1. Состав группы.
2. Тип установки.
3. Массы дополнительных грузов.
4. Количество исследуемых положений.

Имея тип установки, на основании табл. 1 студент строит на миллиметровке тарировочный график $n = n(\mu)$. По формуле (2) вычисляет крутильную жесткость c , где $l_{OA} = 0,18$ м, а $c_1 = 6869,8$ Н/м, $c_1 = 6644,4$ Н/м и $c_1 = 7118,8$ Н/м – соответственно для установок ТММ 46/1, ТММ 46/2 и ТММ 46/3.

Для проведения работы механизм раскрепляют посредством стопора и устанавливают в одно из крайних положений, которое изображают при составлении отчета. В отчете также указывают направление отсчета угла φ и входные данные – тип установки, массы дополнительных грузов и количество расчетных положений.

Включают установку в сеть и нажимают на кнопку «пуск». Плавно увеличивая скорость вращения приводного электродвигателя, добиваются появления четко выраженного резонанса (визуально). При этом соответствующая частота колебаний и частота возмущающей силы совпадают.

По показанию миллиамперметра и тарировочной кривой определяют частоту вращения эксцентрика n (мин^{-1}), соответствующую резонансу механизма. Выключают установку (кнопкой «стоп»), раскрепляют механизм, отвернув стопорный винт, и устанавливают его с помощью лимба в следующее испытываемое положение. Повторяют вышеописанный опыт и результаты заносят в протокол (табл. 2).

Таблица 2

Протокол проведения испытаний на лабораторной установке ТММ 46/...

№ положения механизма	0	1	2	3	...
Обобщенная координата, φ°					
Показания миллиамперметра, μ					
Резонансная частота вращения, n (мин^{-1})					
Приведенный момент инерции механизма, J_0 ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$)					

Наконец, по формуле (3) определяют значение приведенного момента инерции и также заносят в протокол. Опыт повторяют для всех исследуемых положений механизма. По результатам испытаний строят график $J_{пр} = J_{пр}(\varphi)$.

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависит частота колебаний маятника?
2. Что такое приведенный момент инерции механизма, машины?
3. Каковы единицы измерения приведенного момента инерции?
4. От чего зависит приведенный момент инерции?
5. Через какой показатель определяется приведенный момент инерции механизма и как определяется сам этот показатель?

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций пп. 6.1.2., 8.1.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: исследование зависимости коэффициента полезного действия (кпд) от материалов кинематической пары «гайка-винт» и параметров резьбы.

Теоретические сведения. Основные определения

Механическим кпд называют отношение работы сил полезного сопротивления $A_{нс}$, приложенных к ведомому звену, к работе движущих сил

$A_{\partial\sigma}$, прикладываемых к ведущему звену, на возможном перемещении рассматриваемого механизма:

$$\eta = \frac{A_{nc}}{A_{\partial\sigma}}.$$

Поскольку для тихоходных передач при равномерном движении:

$$A_{nc} = A_{\partial\sigma} - A_{\sigma c},$$

где $A_{\sigma c}$ – работа сил вредного сопротивления (например, трения в кинематических парах), то, поделив это равенство на $A_{\partial\sigma}$, получаем:

$$\eta = 1 - \lambda,$$

где $\lambda = A_{\sigma c} / A_{\partial\sigma}$ – коэффициент потерь.

При $\lambda > 1$ передача движения от рассматриваемого входного звена становится невозможной, что с успехом используется для предотвращения отвинчивания винтов, возможности движения под действием груза в грузоподъемных машинах и т.п.

Работы сил и моментов сил на возможном перемещении механизма определяют как:

$$A = \sum P_i \delta S_i + \sum M_j \delta \varphi_j,$$

где δS_i и $\delta \varphi_j$ – линейное (м) и угловое (рад) возможные перемещения точки приложения силы P_i по направлению этой силы, либо момента M_j в плоскости действия этого момента на возможном перемещении δq исследуемого механизма.

Если в винтовой паре с прямоугольной нарезкой (рис. 1, а) развернуть резьбу по среднему диаметру d_2 на плоскость, а гайку заменить ползуном, то, учитывая потери на трение только в винтовой паре, КПД винтового механизма можно определить по формулам:

при подъеме груза Q по наклонной плоскости под действием горизонтальной силы P (эти силы составляют момент в резьбе):

$$\eta = \frac{\delta A_P}{\delta A_Q} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (1)$$

а при опускании груза (под его действием):

$$\eta = \frac{\delta A_Q}{\delta A_P} = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \varphi)}{\operatorname{tg} \psi}. \quad (2)$$

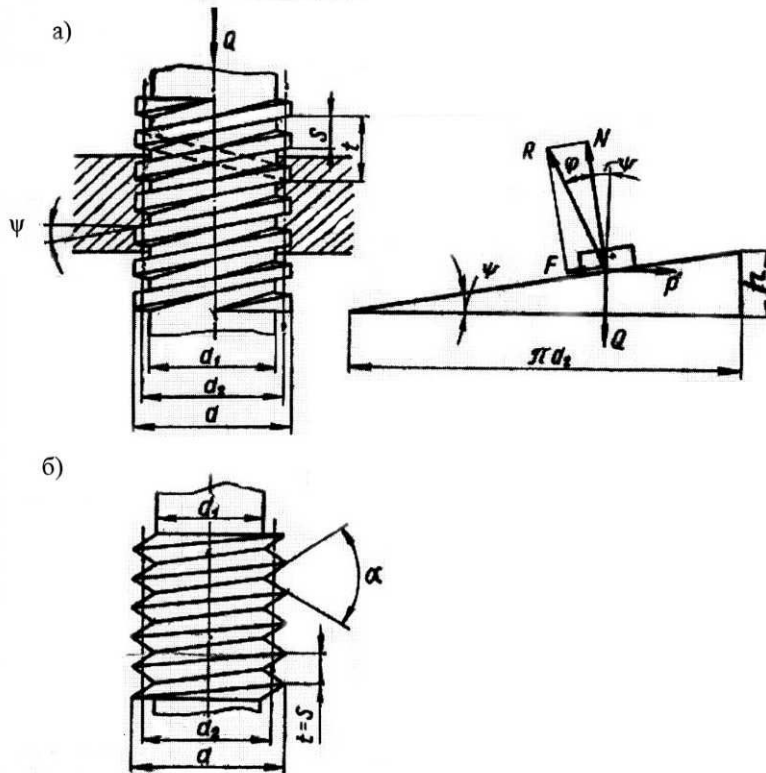


Рис. 1. Винтовая пара

Приведенный угол трения φ определяется через приведенный коэффициент трения f' как:

$$\varphi = \operatorname{arctg} f',$$

где коэффициент трения f' :

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

здесь f – коэффициент трения материалов винтовой пары (прил. 1);

α – угол профиля резьбы.

Для прямоугольной резьбы $\alpha = 0$, $f' = f$.

Для метрической резьбы (рис. 1, б) $\alpha = 60^\circ$, $f' = 1,155 f$.

Угол наклона плоскости ψ , равный углу подъема средней винтовой линии, находится из выражения:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{h}{\pi d_2},$$

где h – ход резьбы (осевое расстояние, на которое смещается гайка относительно винта за один его полный оборот).

У многозаходных винтов ход резьбы и шаг различаются. Шаг обозначает расстояние по образующей между одноименными точками соседних витков. Если число заходов равно z , то:

$$h = zp.$$

Средний диаметр винта равен полусумме наружного d и внутреннего d_1 диаметров:

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2}.$$

Лабораторное оборудование

Для выполнения лабораторной работы используются: установка ТММ-33 с комплектом винтов и гаек, установка ДП с комплектом грузов, нагружающих винт различной величиной момента, микрокалькулятор, штангенциркуль, индикаторы часового типа, таблицы коэффициентов трения f .

Описание лабораторных установок

Установка ТММ-33 (рис. 2) включает электродвигатель 7, ротор которого через зубчатый редуктор 6 приводит во вращение испытуемый винт 4, сообщающий поступательное движение гайке 3. От поворота гайка предохраняется пальцем 12, входящим в направляющий паз 11 станины 13. Осевая нагрузка Q на испытываемую пару осуществляется грузом 15, подвешенным к гайке на тягах 14. Для изменения величины нагрузки Q установка снабжена набором грузов. Сменный винт 4 соединен с валами подшипников 1 разъемными муфтами 2 и 5. На нижний подшипник опирается винт 4, а в верхнем подшипнике свободно поворачивается корпус редуктора 6, снабженный шкивом тарировочного устройства 8, жестко соединенный со статором электродвигателя 7 и взаимодействующий с пружиной 10 силоизмерительного устройства.

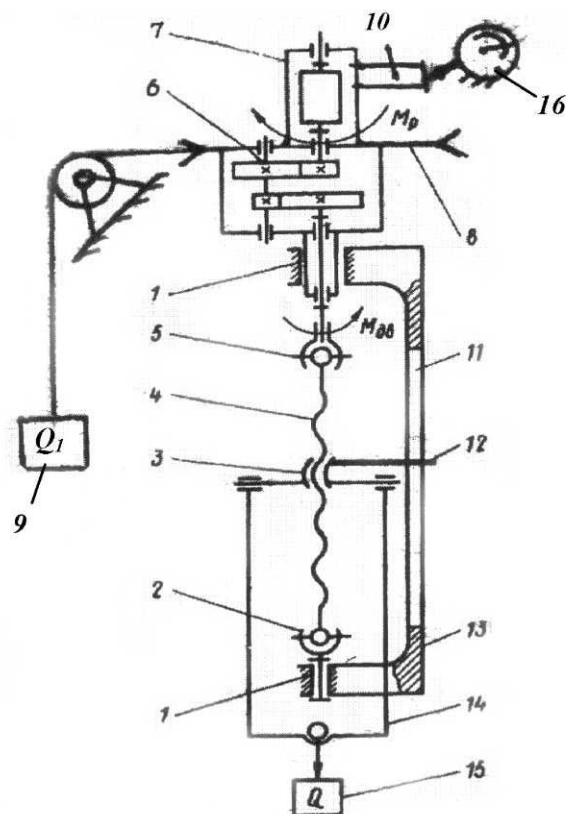


Рис. 2. Схема установки ТММ-33

Силоизмерительное устройство, кроме плоской пружины 10, включает индикатор часового типа 16, тарировку его показаний осуществляют с помощью сменных грузов 9, связанных посредством гибкой нити со шкивом 8 корпуса редуктора 6.

Крутящий момент движущих сил $M_{дв}$ определяют замером реактивного момента M_p . При включении ротор электродвигателя 7 через редуктор начинает вращать винт 4 и перемещать гайку 3 с грузом Q . Одновременно реактивный момент стремится повернуть корпус редуктора вместе со статором двигателя в противоположном направлении. Поворачиваясь, корпус редуктора рычагом 8 нажимает на плоскую пружину 10. Прогиб этой пружины фиксируют индикатором часового типа 16 и по его показанию судят о величине реактивного момента M_p на выходе редуктора:

$$M_p = -M_{дв}.$$

Управление установкой автоматизировано. При нажатии кнопки «пуск» происходит рабочий ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз и самовыключение. Возможность реверсирования позволяет определять КПД как при подъеме груза Q , так и при его опускании. Ус-

тановка снабжена набором винтовых пар с разными резьбами, а также вкладышами гаек из разных материалов.

Для определения КПД гайку нагружают грузом с известным весом Q . После пуска установки при установившемся движении записывают показания индикатора и по тарировочному графику определяют величину момента движущих сил $M_{дв}$ на винте. Так как за один оборот винта гайка, а, следовательно, и груз Q поднимается на величину хода резьбы h , то работа $A_{пс}$ силы Q полезного сопротивления может быть определена как:

$$A_{пс} = Qh.$$

Работа $A_{дв}$ движущего момента $M_{дв}$ за один оборот винта может быть вычислена как:

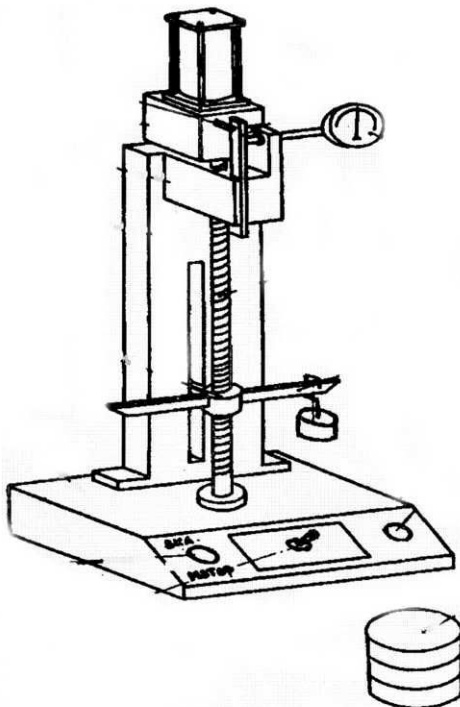
$$A_{дв} = 2\pi M_{дв}.$$

КПД данного винтового механизма определится по формуле:

$$\eta = \frac{A_{пс}}{A_{дв}} = \frac{Qh}{2\pi M_{дв}}.$$

Аналогичным образом устроена лабораторная установка ДП (рис. 3). Отличие заключается в том, что трение в резьбе (и момент движущих сил) изменяют, нагружая резьбу изменяемой осевой силой Q или эксцентричным моментом $T_э$ на расстоянии относительно осевой линии винта l :

$$T_э = Ql,$$



Шаг резьбы $h = 2$ мм
 Спедний диаметр резьбы
 $d_{сп} = 13$ мм
 Угол профиля резьбы
 $\alpha = 30^\circ$
 Коэффициент трения пары
 сталь – бронза $f = 0,1$

Рис. 3. Схема установки ДП

Порядок выполнения работы

Цель проведения опыта: определение среднего значения η пары «винт-гайка».

Для установки ТММ-33:

1. Определить геометрические параметры данной винтовой пары.
2. Для заданного сочетания материалов винта и вкладышей гайки в зависимости от качества смазки определить значения коэффициентов f трения скольжения (прил. 1). Определить угол трения φ и проверить резьбу на самоторможение. Для самотормозящей резьбы оставить один вкладыш гайки.
3. По 5-6 точкам получить тарировочный график $M_{дв} = f(\beta)$, измеряя показания β -индикатора при изменении момента силы Q_1 :

$$M_{дв} = Q_1 R,$$

где R – радиус шкива (мм) (замеряется).

4. Вставить в цапфы установки (рис. 2) винт (резиновым ободком вниз) с гайкой, закрепив верхнюю отодвигающуюся муфту 5 зажимным винтом. Гайка должна находиться в самом нижнем положении. К гайке подвесить груз 15 (вес гайки 3 с подвеской 14 и грузом 15 равен 29,4 Н).

5. Тумблером включить питание, а кнопкой – двигатель. При подъеме гайки записать показание индикатора. Для самотормозящей резьбы записать данные также и при опускании гайки.

6. С помощью грузов увеличивать последовательно осевую нагрузку Q , записывая для каждого случая (2-3 опыта) показания индикатора.

7. Снять грузы и подвеску. Открепить зажимной винт, поднять муфту 5 вверх и вынуть винт с гайкой. Свинтить гайку 3, а затем, открепив винт, вынуть вкладыш из гайки. Для несамотормозящей резьбы вставить вкладыш из другого материала, поставить винт в установку и повторить тот же опыт, что и с первой гайкой.

8. По тарировочному графику определить значения $M_{дв}$.

9. Вычислить $A_{нс}$, $A_{дв}$, рассчитать кпд.

10. Построить графики зависимости кпд от осевой нагрузки (для самотормозящей резьбы – при подъеме и опускании, для несамотормозящей резьбы – при подъеме).

11. Рассчитать кпд по формулам (1) и (2), сравнить с экспериментальными значениями.

Для установки ДП:

1. Нажатием кнопки включить электродвигатель. За время движения гайки вверх и вниз снять по три показания индикатора. Измерения снять,

меняя осевую нагрузку Q от 5 до 20 Н с шагом 5 Н (или эксцентричный нагрузочный момент $T_э$ от 500 до 1000 Н·мм с шагом 500 Н·мм). Вычислить средние значения показаний индикатора для каждого случая.

2. Вычислить $A_{нс}$, $A_{дв}$, рассчитать КПД.

3. Построить графики КПД в зависимости от осевой нагрузки при подъеме и опускании.

4. Рассчитать КПД по формулам (1) и (2), сравнить с экспериментальными значениями.

Содержание отчета

1. Цель работы.

2. Краткое описание установки.

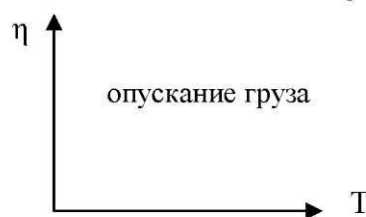
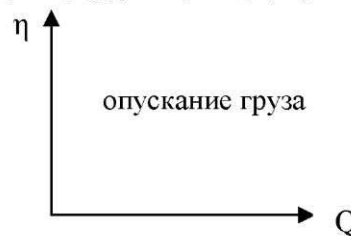
3. Параметры цилиндрической винтовой пары: вид резьбы, число заходов z , наружный диаметр винта d , внутренний диаметр винта d_1 , средний диаметр винта d_2 , шаг резьбы p , ход винтовой пары h , угол подъема резьбы ψ , коэффициент трения скольжения элементов винтовой пары f , угол профиля резьбы α .

4. Таблица экспериментальных данных:

Таблица 1

№ опыта	Материал вкладышей гайки	QQ, Н Н	Число показаний индикатора (делений)	$M_{дв}$, Н·мм	$A_{дв}$, Дж	$A_{нс}$, Дж	η опытный	η расчетный
1								
2								
3								

5. Графики изменения КПД механизма $\eta = \eta(Q)$ и $\eta = \eta(T_э)$.



6. Определение КПД аналитическим путем.
7. Выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Что такое КПД?
2. Как задача об определении КПД винтовой кинематической пары сводится к задаче о КПД на наклонной плоскости?
3. Что такое приведенный коэффициент трения? От чего он зависит?
4. Какова размерность показаний индикатора?
5. Что называют числом заходов и углом профиля резьбы? Как и где их измерить?

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций пп. 7.1, 7.2.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Цель работы: изучение обобщенных характеристик электродвигателей, знакомство с экспериментальными методами снятия этих характеристик.

Теоретические сведения. Основные определения

Механической характеристикой двигателя называют зависимость момента, развиваемого двигателем на своем валу, от частоты вращения этого вала ($M = f(n)$).

Механические характеристики двигателей определяют в целях оптимизации режимов работы их при использовании в приводах машин.

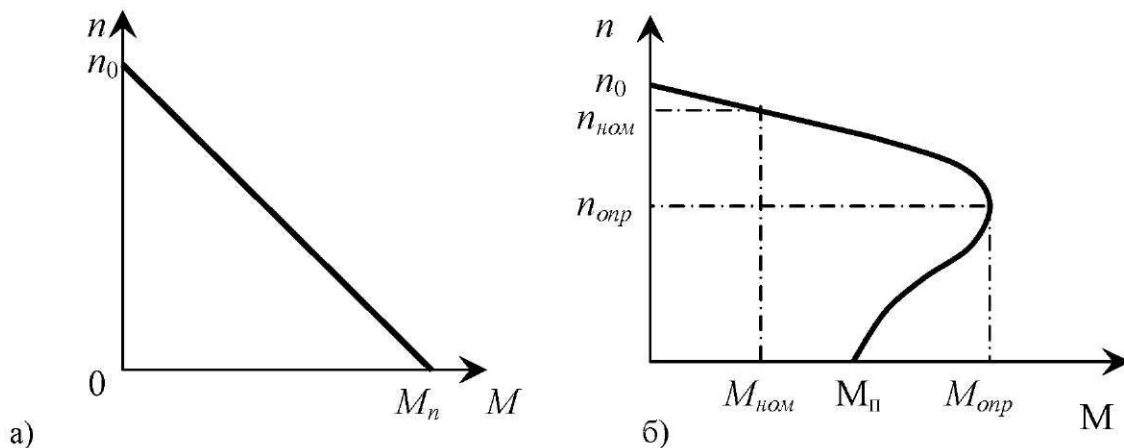


Рис. 1. Механические характеристики двигателей

На рис. 1 показаны механические характеристики электродвигателей, имеющих широкое распространение в машинах:

а) двухполюсного постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов (серия ДП);

б) трехфазного асинхронного (серия ИР, АО и др.).

В случае (а) увеличение частоты вращения вала вызывает уменьшение момента до нуля, во втором случае (б) момент вначале возрастает (до значения опрокидывающего момента), затем быстро уменьшается и становится равным нулю при частоте вращения ротора, синхронной с частотой вращения магнитного поля в индукторе.

Характеристика на рис. 1, а является устойчивой на всем своем протяжении (уменьшение частоты вызывает увеличение момента), характеристика на рис. 1, б указанным свойством обладает лишь в узком диапазоне частот – за пределами опрокидывающего момента. Поэтому двигатели серии АО не применяют для плавного регулирования частоты вращения вала, они работают лишь при постоянной (номинальной) частоте вращения ($n_{ном}$).

С помощью механической характеристики можно исследовать тяговые возможности электродвигателя, найти режим наибольшей его тяги. Для этого мощность (P) на валу представляют в зависимости от частоты вращения n вала.

Мощность определяют по формуле:

$$P = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot M .$$

Построенная на рис. 2 для двигателя серии ДП эта зависимость позволяет найти оптимальную частоту вращения вала (n_{opt}), при которой отдаваемая двигателем мощность является максимальной.

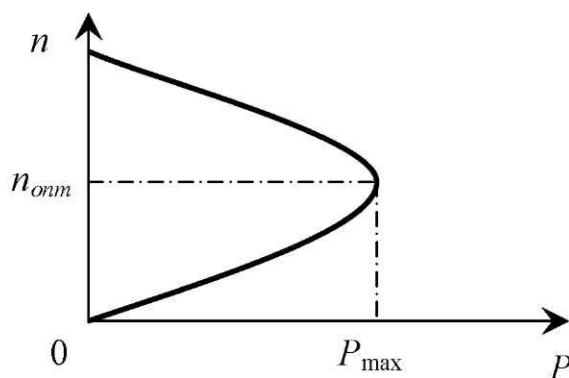


Рис. 2. Оптимальная частота вращения вала

Устройство экспериментальных установок

На рис. 3 изображена принципиальная схема устройства для определения механических характеристик небольших электродвигателей. На металлическом основании 1 установлена жесткая рама 2 и двигатель 3, характеристика которого подлежит определению.

В верхней части рамы 2 на винте 8 установлена траверса 6, к которой на винтах 9 подвешены две тарировочные пружины 10. Нижние концы пружин прикреплены к ремню 12, охватывающему шкив 4 двигателя 3. В местах присоединения ремня к пружинам 10, к ремню прикреплены указатели 11. На раме 2 установлены также две шкалы 5. При снятом со шкалы 4 ремне указатели 11 устанавливаются винтами 9 так, чтобы на шкалах 5 отсчеты были одинаковыми. Затем ремень 12 надевается на шкив 4 и при помощи гайки 7 траверса подтягивается вверх, одинаково растягивая пружины 10. Натяжение ветвей ремня 12 также будет одинаковым. При пуске двигателя (с вращением по стрелке) вследствие трения ремня 12 о шкив 4 разовьется тормозной момент, увеличивающий натяжение правой ветви и уменьшающий натяжение ветви левой.

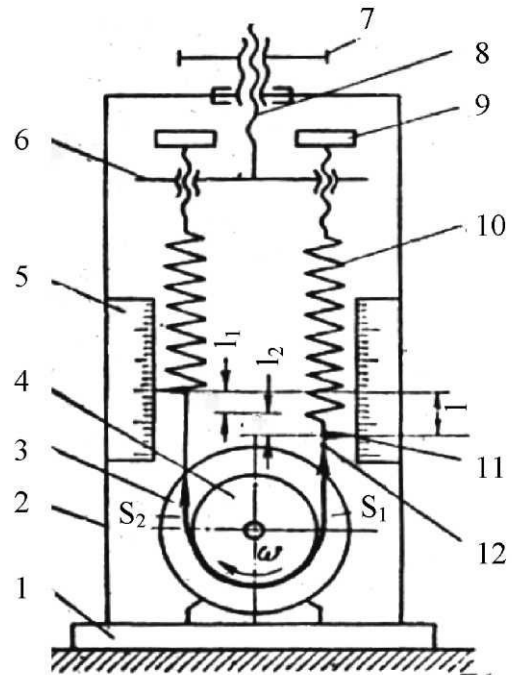


Рис. 3. Тормозное устройство

Окружное усилие окажется равным разности натяжений ремней:

$$F = S_1 - S_2.$$

Обозначив жесткость пружины – K (Н/м); а разность отсчетов по шкалам $5l$ (м), получим:

$$F = K \cdot 5l.$$

Частота вращения ротора двигателя измеряется тахометром. Подтягивая от опыта к опыту траверсу вверх и усиливая тем самым общее натяжение пружин, создаем увеличение тормозного момента, для каждого из которых замеряем частоту вращения ротора. По их значениям строят механическую характеристику электродвигателя:

$$M = f(n),$$

где $M = F \cdot R$, а R – радиус шкива в м.

Защиту двигателя от перегрева осуществляет тепловое реле, которое включают в цепь пуска.

Механические характеристики двигателей по описанному принципу можем получить также с помощью лабораторных установок типа ДПЗМ (рис. 4), у которых имеется балансирный электродвигатель 1 и тормозное устройство 2, передающее (посредством редуктора 3) тормозной момент на его валу.

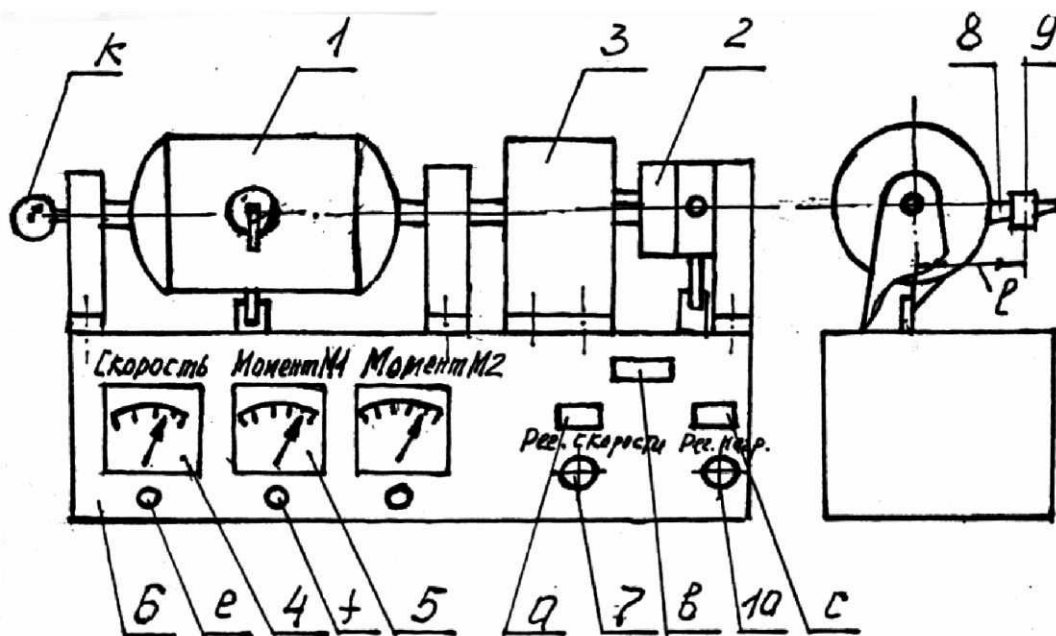


Рис. 4. Установка ДПЗМ:

а, в, с – кнопки включения в сеть установки, ее двигателя и его нагрузки;
е, f – винты для установки миллиамперметров на «нуль»; *к* – тахометр

Частоту вращения и момент на валу на установке ДПЗМ измеряют с помощью миллиамперметров 4 и 5, показания которых предварительно тарируют. Миллиамперметры установлены на лицевой панели б под названием «Скорость» и «Момент М1». Для тарирования миллиамперметров можно воспользоваться переносным тахометром часового типа и прилагаемым к установке ДПЗМ тарировочным устройством в виде мерного рычага 8 и перемещаемого по нему груза (массой $m = 50$ г).

Тарировку произвести следующим образом:

1. К корпусу приводного электродвигателя 1 прикрепить мерный рычаг 8, поместить на него груз 9 так, чтобы его риска совпала с нулевой меткой мерного рычага 8.
2. Включить установку, нажав на панели кнопку «Сеть».

3. С помощью отвертки установить стрелки миллиамперметров «Момент М1» и «Скорость» на нуль.

4. Передвигая груз 9 по рычагу 8, замечать показания миллиамперметра «Момент М1». Построить тарировочный график:

$$M1 = l \cdot G = f(k),$$

где $G = mg$ – вес груза;

l – длина мерного рычага 8;

k – показания миллиамперметра «Момент М1».

5. Снять подшипниковую крышку приводного электродвигателя 1, нажатием кнопки «а» «Двигатель» включить приводной электродвигатель и меняя потенциометром 10 его обороты, замечать показания миллиамперметра «Скорость», одновременно замеряя обороты с помощью тахометра K .

Построить тарировочный график по 5 – 6 точкам:

$$n_1 = f_1(\beta),$$

где n_1 – частота вращения вала электродвигателя;

β – показания миллиамперметра 4 «Скорость».

Порядок выполнения работы

1. Записать в протокол марку двигателя, пользуясь каталогом, описать его параметры (мощность, число оборотов и т.п.)

2. С помощью потенциометра 10 освободить двигатель от нагрузки, а с помощью потенциометра 7 довести обороты вала до максимальных.

3. С помощью нагрузочного устройства (потенциометр 10) нагрузить двигатель до остановки, быстро разгрузить и с помощью тарировочного графика 2 определить интервал возможного изменения частоты вращения n .

4. Взять на интервале n 5-6 равноотстоящих точек и произвести нагружение двигателя тормозным моментом (с помощью потенциометра 10) в этих 5 – 6 точках. Результаты занести в таблицу 1, а интересные промежутки n исследовать более тщательно:

Таблица 1

Результаты нагружения

n , об/мин	0	n_{\max}
M , Н·м				
P , Вт				

5. Построить и описать механическую характеристику двигателя.

6. Построить, определить масштабы и описать зависимость $P = f(n)$.

Контрольные вопросы

1. Что называют механической характеристикой двигателя?
2. Что можно определить с помощью механической характеристики?
3. Опишите механическую характеристику электродвигателя постоянного тока.
4. Опишите механическую характеристику трехфазного асинхронного электродвигателя.
5. При помощи каких устройств можно определить механическую характеристику электродвигателя?

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций пп. 2.1, 2.2.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9 БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ ПРИ НЕИЗВЕСТНЫХ ВЕКТОРАХ ДИСБАЛАНСОВ

Цель работы: ознакомиться с практикой доводочных работ по уравновешиванию роторов.

Доводочные работы по созданию быстроходных машин включают окончательное уравновешивание вращающихся масс роторов с учетом и таких вероятностных погрешностей производства как неоднородность материалов, ошибки (в пределах допусков) расточки и рассверливания отверстий, ошибки в оценке и измерении присоединяемых к ротору масс и т.д.

Уравновешивание, проводимое на основе данных о фактическом распределении масс роторов, получаемых с помощью эксперимента на специальных станках, называется балансировкой.

Установка ТММ – 1А является учебной моделью балансировочного станка Б. В. Шитикова, используемого в промышленности для роторов массой от 10 до 80 кг, габариты которых позволяют установку на станке.

Кинематическая схема балансировочной установки типа ТММ – 1А показана на рис. 1.

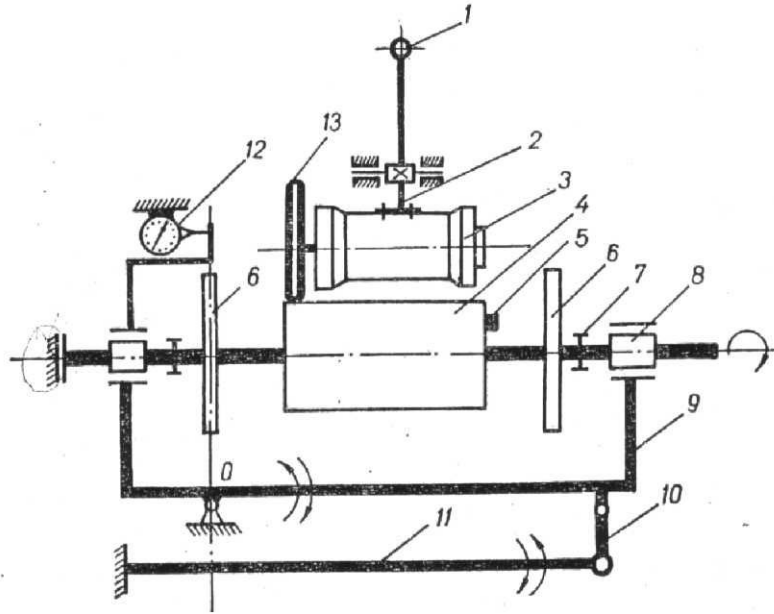


Рис. 1. Кинематическая схема установки ТММ – 1А

Вал ротора 4 установлен на шариках 8, укрепленных в маятниковой раме 9. В роторе с помощью болта 5, поставленного в торцевой стенке, создан постоянный дисбаланс. На каждой полуоси ротора насажены динамически отбалансированные диски 6.

При динамической балансировке ротора в прорезях правого диска устанавливается дополнительный груз. В комплекте установки имеется три грузика массой 10, 20 и 30 г. Диски можно вращать относительно оси ротора. Стопорятся они при помощи винтов 7. Углы установки дисков отсчитываются по лимбу с помощью лупы.

Разгон ротора осуществляется посредством фрикционного диска 13, насаженного на вал электродвигателя 3, который закреплен в ложе качающегося рычага 2. Другое плечо рычага заканчивается рукояткой 1, при помощи которой включают двигатель и прижимают фрикционное колесо к ротору. Для сокращения времени выбега ротора на торце левой полуоси имеется тормоз.

Маятниковая рама опирается на станину и может колебаться относительно оси 0, расположенной в плоскости левого диска 6.

Пружина 11 в форме балки круглого сечения одним концом шарнирно, посредством серьги 10, крепится к маятниковой раме, другой конец пружины закреплен в станине.

Амплитуда колебаний маятниковой рамы измеряется с помощью индикатора 12 часового типа с ценой деления 0,01 мм. При установке станка

на столе горизонтальность маятниковой рамы достигается регулировкой опорных винтов, а контроль производится по уровню, закрепленному в маятниковой раме.

Порядок проведения работы. Теоретические основы

1. Дисбаланс ротора, вызванный, в том числе, грузом 5, считают распределенным между левым и правым балансировочными дисками 6. Ротор разгоняют до $200 - 300 \text{ мин}^{-1}$ и наблюдают его выбег. По мере уменьшения частоты вращения ротора вынужденные колебания рамы (вызванные дисбалансом 5) будут возрастать и при критической частоте наступит явление резонанса.

При помощи индикатора 12 измеряют наибольшую амплитуду A_0 пропорциональную дисбалансу D_0 , приведенному к правому диску 6³:

$$A_0 = D_0 \mu_A, \quad (1)$$

где μ_A (мм/деление) – масштаб.

2. После остановки ротора к правому его диску 6 прикрепляют произвольный груз массой m_k , который называют корректирующим. Замечают расстояние ρ_1 (мм) от центра тяжести груза m_k до оси вращения и снова разгоняют ротор, наблюдая его выбег и измеряя резонансную амплитуду A_1 , которая будет пропорциональна суммарному дисбалансу D_1 , приходящемуся на правый диск 6 от неуравновешенного и корректирующего грузов:

$$A_1 = D_1 \mu_A; \quad \bar{D}_1 = \bar{D}_0 + \bar{D}_k', \quad (2)$$

где \bar{D}_k' – вектор дисбаланса корректирующего груза m_k .

3. Переставляют корректирующую массу m_k на правом диске 6 на том же расстоянии ρ_1 (мм) от центра тяжести груза m_k до оси вращения, но в диаметрально противоположное направление. Разгоняют ротор и фиксируют амплитуду A_2 при выбеге.

Поскольку вектор \bar{D}_k'' имеет при этом противоположный знак, очевидно:

$$A_2 = D_2 \mu_A; \quad \bar{D}_2 = \bar{D}_0 + \bar{D}_k'', \quad (3)$$

где $\bar{D}_k'' = -\bar{D}_k'$.

4. Изобразим треугольники дисбалансов (2) и (3), совместив при этом равные, но противоположные векторы \bar{D}_k' и \bar{D}_k'' (рис. 2).

³ Дисбаланс, приведенный к левому диску 6, колебаний не вызывает.

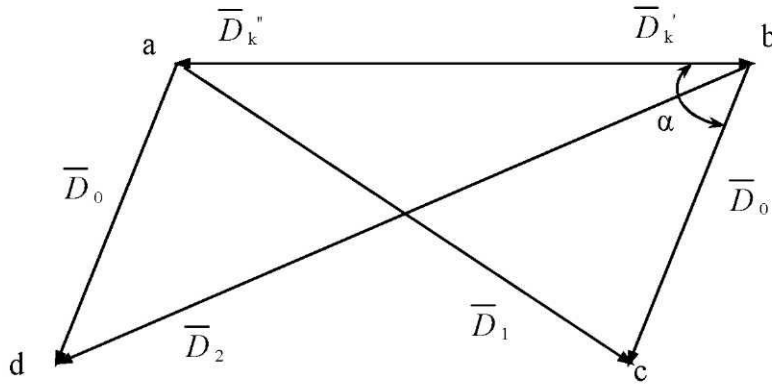


Рис. 2. Треугольники дисбалансов

Поскольку, согласно (2) – (3) вслед за этими векторами следуют одинаковые по величине и направлению векторы \bar{D}_0 , фигура $abcd$ – параллелограмм, диагоналями которого служат векторы \bar{D}_1 и \bar{D}_2 .

Стороны и диагонали параллелограмма связаны соотношением:

$$2ab^2 + 2ad^2 = ac^2 + bd^2. \quad (4)$$

После замены отрезков изображаемыми дисбалансами, а те, заменив амплитудами, после сокращения обеих частей на μ_A^2 и преобразований получим:

$$A_k = \sqrt{0,5A_1^2 + A_2^2 - 2A_0^2}. \quad (5)$$

Отсюда вычисляем резонансную амплитуду A_k , которую вызывал бы корректирующий груз m_k в условиях отсутствия неуравновешенности самого ротора ($\bar{D}_0 = 0$).

Поскольку,

$$D_k = m_k \rho_1 = \frac{A_k}{\mu_A},$$

масштаб установки вычисляем как:

$$\mu_A = \frac{A_k}{m_k \rho_1}.$$

Для компенсации дисбаланса ротора \bar{D}_0 необходимо на правом диске б закрепить противовес m_0 в соответствии с равенством:

$$m_0 \rho_0 = \bar{D}_0 = \frac{A_0}{A_k} m_k \rho_1.$$

Угол α между направлением установки противовеса и корректирующей массы m_k вычисляем на основании рис. 2 по известной формуле:

$$\alpha = \pm \arccos \frac{A_0^2 + A_k^2 - A_1^2}{2 A_0 A_k},$$

где знакосоответствие устанавливается на основе эксперимента.

Нейтрализация дисбаланса на левом диске б проводится аналогично.

Контрольные вопросы

1. Почему необходимо уравнивать силы инерции в роторах?
2. С какой целью в лабораторном практикуме рассмотрены два принципиально разных метода балансировки роторов?

Материалы для подготовки

Базовый конспект лекций п. 8.2.1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Политехнический словарь / гл. ред. А. Ю. Ишлинский. – 2-е изд. – М. : Советская энциклопедия, 1980.
2. Теория механизмов, машин и манипуляторов. Типовая программа для инженерно-технических специальностей высших учебных заведений / сост. П. П. Анципорович, В. К. Акулич. – Минск : БГПА, 2001.
3. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975.
4. Волчкевич, П. И. Автоматы и автоматические линии. Ч. I. / П. И. Волчкевич, М. М. Кузнецов, В. А. Усов. – М. : Высш. шк., 1976.
5. Коренский, В. Ф., Василенко, Д. Л. Вопросы курсового проектирования технологических машин по заданной величине коэффициента производительности. Теоретическая и прикладная механика : Межведомственный сб. научно-методических статей № 17 / В. Ф. Коренский, Д. Л. Василенко. – Минск : УП «Технопринт», 2004.
6. Самойлов, М. В., Мочальник, И. А. Прогрессивные технологии промышленного производства : учеб. пособие / М. В. Самойлов, И. А. Мочальник. – Минск : БГИНХ им. В. В. Куйбышева, 1991. – 81 с.
7. Первицкий, Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов / Ю. Д. Первицкий. – Л. : Машиностроение, 1976.
8. Коренский, В. Ф., Волынец, Е. В. Единый метод определения подвижностей механизмов. Теоретическая и прикладная механика : Сб. научных трудов. / под ред. И. П. Филонова. – Минск : УП «Технопринт», 2002.
9. Василенко, Д. Л. Кинематика передаточного механизма. Материалы республиканской конференции студентов и аспирантов Беларуси / Д. Л. Василенко. – Витебск : ВГТУ, 2002.
10. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1979.
11. Василенко, Д. Л., Волынец, Е. В. Оптимизационный синтез шарнирного четырехзвенника по коэффициенту производительности машин. Материалы XXXI студенческой научной конференции / Д. Л. Василенко, Е. В. Волынец. – Новополоцк : ПГУ, 2002.
12. Артоболевский, И. И. Теория механизмов для воспроизведения плоских кривых / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1959.
13. Коренский, В. Ф. О приближенно преобразовательном направляющем шарнирном четырехзвеннике : Сб. «Теория механизмов и машин». Вып. 26. / В. Ф. Коренский. – Харьков : изд. ХГУ, 1979.

14. Коренский, В. Ф. О преобразовании шестизвенника методом инверсии // Известия вузов. Машиностроение. 1978. – № 8, изд. МВТУ им. Н. Э. Баумана.

15. Бергер, Э. Г., Коренский, В. Ф. К синтезу механизмов для воспроизведения и огибания кривых на вращающейся плоскости. Теория механизмов и машин. / Э. Г. Бергер, В. Ф. Коренский. Вып. 28. – Харьков : изд. ХГУ, 1981.

16. Коренский, В. Ф. О двухкривошипном симметричном круговом четырехзвеннике : Сб. науч.-метод. статей по ТММ. / В. Ф. Коренский. Вып. 9. – М. : Высш. шк., 1982.

17. Чебышев, П. Л. Полное собрание сочинений. Т. IV. Теория механизмов / П. Л. Чебышев. – М., Л. : АН СССР, 1948.

18. Коренский, В. Ф., Улитин, А. А. К выбору обобщенных координат машин с импульсивным изменением рабочих нагрузок. Теоретическая и прикладная механика : Межведомственный сб. научных методических статей № 17 / В. Ф. Коренский, А. А. Улитин. – Минск : УП «Технопринт», 2004.

19. Коренский В.Ф. К вычислению энергоемкости сложных машин. Тезисы докладов республиканской научно-технической конференции, ч. I, Могилев, 1996.

20. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов / под общ. ред. Г. Н. Девойно. – Минск : Высш. шк. 1986 – 285 с.

21. Коренский, В. Ф. К исследованию вырождающихся механизмов // Известия вузов. Машиностроение. – 1980. – № 5. – М. : изд. МВТУ им. Баумана.

22. Волновые зубчатые передачи. Роботы-манипуляторы : конспект лекций / под ред. Н. А. Скворцовой. – М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1980. – 58 с.

23. Бурдаков, С. Ф. Элементы теории роботов. Механика и управление : учеб. пособие / С. Ф. Бурдаков. – Л. : Изд. ЛПИ, 1985. – 88 с.

24. Использование ЭВМ в решении задач о позиционировании звеньев манипулятора : метод. указания к курсовому проектированию по курсу «Теория механизмов и машин». – Минск : БПИ, 1989.

25. Артоболовский, И. И., Эдельштейн, Б. В. Сборник задач по теории механизмов и машин / И. И. Артоболовский, Б. В. Эдельштейн. – М., 1973.

26. Левитский, Н. И. и др. Теория механизмов и машин : метод. указания и контрольные задания для студентов-заочников инж.-техн. спец. вузов / Н. И. Левитский и др. – М. : Высш. шк., 1989.

27. Юденич, В. В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В. В. Юденич. – М. : Высш. шк., 1962. – 288 с.

28. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / под ред. Е. А. Камцева. – Минск : Высш. шк., 1978. – 176 с.

29. Коренский, В. Ф., Кривенок, В. К. Теория механизмов и машин. Лабораторный практикум для студ. спец. 36.01.01, 36.01.03, 36.01.04, 36.07.01, 70.05.01. – Новополоцк : Изд. ПГУ, 2004.

30. Коренский, В. Ф. Преподавание курса «Теория механизмов, машин и манипуляторов (ТММ и М) с учетом специализации студентов. Теоретическая и прикладная механика : Межведомственный сборник научно-методических статей / В. Ф. Коренский. Вып. 18. – Минск : БНТУ.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Электродвигатели асинхронные трехфазные единой
Серии 4А мощностью 1,1 – 132 кВт закрытые обдуваемые

Тип двигателя Мощность, Частота вра- М<sub>д.п./М_{д.н.} М<sub>д.к./М_{д.н.} mD², кгм²
кВт щения, п.л.н.
об/мин</sub></sub>

Синхронная частота вращения 3000 об/мин

4A50A2Y3	0,09	2740	2,0	2,2	0,98x10 ⁻⁴
4A50B2Y3	0,12	2710	2,0	2,2	1,07x10 ⁻⁴
4A56A2Y3	0,18	2800	2,0	2,2	16,6x10 ⁻⁴
4A56B2Y3	0,25	2770	2,0	2,2	18,6x10 ⁻⁴
4A63A2Y3	0,37	2750	2,0	2,2	30,5x10 ⁻⁴
4A63B2Y3	0,55	2740	2,0	2,2	36x10 ⁻⁴
4A71A2Y3	0,75	2840	2,0	2,2	39x10 ⁻⁴
4A71B2Y3	1,1	2810	2,0	2,2	42x10 ⁻⁴
4A80A2Y3	1,5	2850	2,1	2,6	73x10 ⁻⁴
4A80B2Y3	2,2	2850	2,1	2,6	85x10 ⁻⁴
4A90L2Y3	3,0	2840	2,1	2,5	1,41x10 ⁻²
4A100S2Y3		2880	2,0	2,5	2,37x10 ⁻²
4A100L2Y3	5,5	2880	2,0	2,5	0,03
4ЛН2М2У3	7,5	2900	2,0	2,8	0,04
4A132M2Y3	11,0	2900	1,7	2,8	0,09
4A160S2Y3	15,0	2940	1,4	2,2	0,19
4A160M2Y3	8,5	2940	1,4	2,2	0,21
4A180S2Y3	22,0	2945	1,4	2,5	0,28
4A180M2Y3	30,0	2945	1,4	2,5	0,34
4A200M2Y3	37,0	2945	1,4	2,5	0,58
4A200L2Y3	45,0	2945	1,4	2,5	0,67
4A225M2Y3	55,0	2945	1,4	2,5	1,0
4A250S2Y3	75,0	2960	1,2	2,5	1,86
4A250M2Y3	90,0	2960	1,2	2,5	2,08
4A280S2Y3	110	2970	1,2	2,2	4,36
4A280M2Y3	132	2970	1,2	2,2	4,76
4A315S2Y3	160	5970	1,2	2,2	5,6
4A315M2Y3	200	2970	1,2	2,2	6,5
4A355S2Y3	250	2970	1,0	1,9	11,4
4A355M2Y3	315	2970	1,0	1,9	12,9

Синхронная частота вращения 1500 об/мин

4A50A4Y3	0,06	1380	2,0	2,2	1,15x10 ⁻⁴
4A50B4Y3	0,09	1370	2,0	2,2	1,3x10 ⁻⁴
4A56A4Y3	0,12	1375	2,1	2,2	28x10 ⁻⁴
4A56B4Y3	0,18	1365	2,1	2,2	31,5x10 ⁻⁴
4A63A4Y3	0,25	1380	2,0	2,2	49,5x10 ⁻⁴
4A63B4Y3	0,37	1365	2,0	2,2	55x10 ⁻⁴
4A71A4Y3	0,55	1390	2,0	2,2	52x10 ⁻⁴
4A71B4Y3	0,75	1390	2,0	2,2	57x10 ⁻⁴
4A80A4Y3	1,1	1420	2,0	2,2	1,29x10 ⁻²
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0	2,2	1,33x10 ⁻²
4A90L4Y3	2,2	1425	2,1	2,4	2,24x10 ⁻²
4A100S4Y3	3,0	1435	2,0	2,4	3,47x10 ⁻²
4A100L4Y3	4,0	1430	2,0	2,4	4,5x10 ⁻²
4A112M4Y3	5,5	1445	2,0	2,2	7,0x10 ⁻²
4A132S4Y3	7,5	1455	2,2	3,0	0,11
4A132M4Y3	11,0	1460	2,2	3,0	0,16
4A160S4Y3	15,0	1465	1,4	2,3	0,41
4A160M4Y3	18,5	1465	1,4	2,3	0,51
4A180S4Y3	22,0	1470	1,4	2,3	0,76
4A180M4Y3	30,0	1470	1,4	2,3	0,93

Продолжение прил. 1

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения $n_{дн}$ об/мин	Мд.п./Мд.н.	Мд.к./Мд.н.	мД ² кг м ²
4A200M4Y3	37,0	1475	1,4	2,5	1,47
4A200L4Y3	45,0	1475	1,4	2,5	1,78
4A225M4Y3	55,0	1480	1,3	2,5	2,56
4A250S4Y3	75,0	1480	1,2	2,3	4,08
4A250M1Y3	90,0	1480	1,2	2,3	4,67
4A280S4Y3	110	1470	1,2	2,0	9,2
4A280M4Y3	132	1480	1,3	2,0	9,9
4A315S4y3	160	1480	1,3	2,2	12,3
4A315M4Y3	200	1480	1,3	2,2	14,5
4A355S4Y3	250	1485	1,2	2,0	24,0
4A355M4Y3	315	1485	1,2	2,0	28,2

Синхронная частота вращения 1000 об/мин

4A63A6Y3	0,18	885	2,2	2,2	69,4x10 ⁻⁴
4A63B6Y3	0,25	890	2,2	2,2	86x10 ⁻⁴
4A71A6Y3	0,37	910	2,0	2,2	67x10 ⁻⁴
4A71B6Y3	0,55	900	2,0	2,2	81·10 ⁻⁴
4A80A6Y3	0,75	915	2,0	2,2	85x10 ⁻²
4A80B6Y3	1,1	920	2,0	2,2	84x10 ⁻²
4A90L6Y3	1,5	935	2,0	2,2	94x10 ⁻²
4A100L6Y3	2,2	950	2,0	2,2	24x10 ⁻²
4A112MA6Y3	3,0	955	2,0	2,5	7x10 ⁻²
4A112MB6Y	4,0	950	2,0	2,5	8x10 ⁻²
4A132S6y3	5,5	965	2,0	2,5	16x10 ⁻²
4A132M6Y3	7,5	970	2,0	2,5	23x10 ⁻²
4A160S6Y3	11,0	975	1,2	2,0	55x10 ⁻²
4A160M6Y3	15,0	975	1,2	2,0	73x10 ⁻²
4A180M6Y3	18,5	975	1,2	2,0	88x10 ⁻²
4A200M6Y3	22,0	975	1,3	2,4	1,6
4A200L6Y3	30,0	980	1,3	2,4	1,8
4A225M6Y3	37,0	980	1,2	2,3	2,95
4A250S6Y3	45,0	985	1,2	2,1	4,62
4A250M6Y3	55,0	985	1,2	2,1	5,04
4A280S6Y3	75,0	985	1,4	2,2	11,7
4A280M6Y3	90,0	985	1,4	2,2	13,5
4A315S6Y3	110	985	1,4	2,2	16,0
4A315M6Y3	132	985	1,4	2,2	18,0
4A355S6Y3	160	985	1,4	2,2	29,3
4A355M6Y3	200	985	1,4	2,2	35,2

Синхронная частота вращения 750 об/мин

4A71B8Y3	0,25	680	1,6	1,7	74x10 ⁻⁴
4A80A8Y3	0,37	675	1,6	1,7	35x10 ⁻²
4A80B8Y3	0,55	700	1,6	1,7	62x10 ⁻²
4A90LA8Y3	0,75	700	1,6	1,9	2,7x10 ⁻²
4A90LB8Y3	1,1	700	1,6	1,9	45x10 ⁻²
4A100L8Y3	1,5	700	1,6	1,9	5,2x10 ⁻²
4A12MA8Y3	2,2	700	1,9	2,2	7,0x10 ⁻²
4A112MB8Y3	3,0	700	1,9	2,2	10x10 ⁻²
4A132S8Y3	4,0	720	1,9	2,6	17x10 ⁻²
4A132M8Y3	5,5	720	1,9	2,6	23x10 ⁻²
4A160S8Y3	7,5	730	1,4	2,2	55x10 ⁻²
4A160M8Y3	11,0	730	1,4	2,2	72x10 ⁻²

Окончание прил. 1

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, п.д.н., об/мин	М.д.п./М д.н	М.д.к./ М.д.н	mD ² , кгм ²
4A180M8Y3	15,0	730	1,2	2,0	1,0
4A200M8Y3	18,5	735	1,2	2,2	1,6
4A200I8Y3	22,0	730	1,2	2,0	1,81
4A225M8Y3	30,0	735	1,3	2,1	2,95
4A250S8y3	37,0	735	1,2	2,0	4,62
4A250M8Y3	45,0	740	1,2	2,0	5,45
4A280S8y3	55,0	735	1,2	2,0	12,7
4A280M8Y3	75,0	735	1,2	2,0	16,5
4A315S8y3	90,0	740	1,2	2,3	19,7
4A315M8Y3	110	740	1,2	2,3	23,4
4A355S8y3	132	740	1,2	2,2	36,2
4A355M8Y3	160	740	1,2	2,2	40,8

Примечание. Стандарты предусматривают выпуск электродвигателей с синхронной частотой вращения 600 и 500 об/мин, также защищенного типа и др.

Кинематические передаточные функции

Важнейшей из задач, решаемых при разработке новых машин, является задача определения положений звеньев механизмов и их передаточных функций.

Существующие методы определения, например, метод замкнутого векторного контура, громоздки и ненаглядны, а распространенный графический метод планов не позволяет получать необходимую точность, либо использовать ЭВМ.

В подробностях, необходимых студентам, излагаем основанный на методе планов и геометрии треугольника графоаналитический метод определения кинематических характеристик схем рычажных механизмов II класса*: графические построения могут выполняться для приближенной оценки результатов на стадии обработки программ, аналитические зависимости, вытекающие непосредственно из графических построений – позволяют широко использовать имеющуюся у студентов программируемую вычислительную технику.

1. Для тангенсного рычажного четырехзвенного механизма (рис. 2.1) дано, a , φ_1 . Соответственно рис 2.1 строим повернутый на 90° * план скоростей (рис. 2.2).

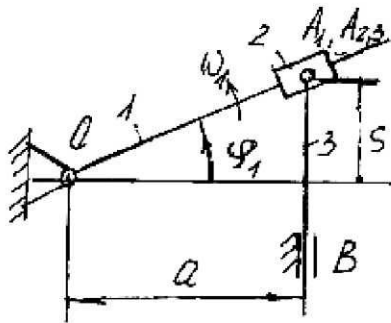


Рис. 2.1. Тангенсный рычажный четырехзвенник.

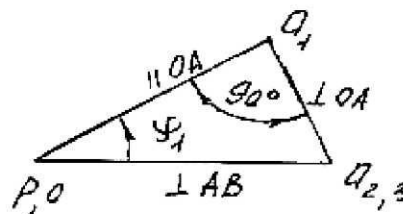


Рис. 2.2. Повернутый план скоростей

Из рис. 1.1. получаем функции положения:

$$S = atg\varphi_1 \quad l_{OA_{12}} = \frac{a}{\cos\varphi_1}.$$

Из рис. 1.2. находим передаточные функции:

$$\left(\frac{V_{A_{23}}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A_{23}}}{V_{A_1} / l_{OA_1}} = \frac{P_{a_{23}}}{pa_1} \cdot l_{OA_{12}} = \frac{a}{\cos^2\varphi_1}$$

* По классификации И. И. Артоболевского /2/

* Для удобства сравнения углов на планах.

$$\left(\frac{V_{A1A2A3}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A1A2A3}}{V_{A1}} \cdot l_{OA1} = \frac{a_1 a_{23}}{p a_1} \cdot \frac{a}{\cos \varphi_1} = \frac{a \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \varphi_1} = \frac{S}{\cos \varphi_1}.$$

2. Для синусного рычажного четырехзвенного механизма (рис. 2.3) дано l_{OA} , φ_1 . Соответственно рис. 2.1. строим повернутый на 90° план скоростей (рис. 2.4).

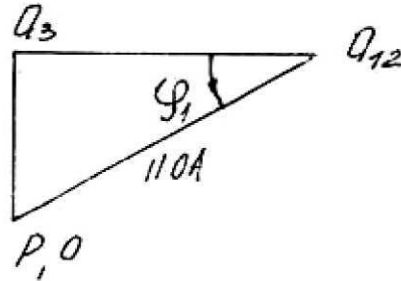
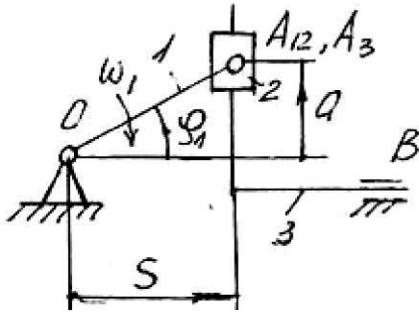


Рис. 1.3. Синусный рычажный четырехзвенник Рис. 2.4. Повернутый план скоростей

Из рис. 2.3 получаем функции положения звеньев:

$$a = l_{OA} \sin \varphi_1; \quad S = l_{OA} \cos \varphi_1.$$

Из рис. 2.4 находим передаточные функции:

$$\left(\frac{V_{A12A3}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A12A3}}{V_{A12} / l_{OA}} = \frac{a_{12} a_3}{p a_{12}} \cdot l_{OA} = l_{OA} \cos \varphi_1$$

$$\left(\frac{V_{A3}}{\omega_1} \right) = \frac{V_{A3}}{V_{A12} / l_{OA}} = \frac{p a_3}{p a_{12}} \cdot l_{OA} = l_{OA} \sin \varphi_1$$

3. Для кулисного рычажного четырехзвенного механизма (рис. 2.5) дано l_{OA} , l_{OC} , φ_1 . Соответственно рис. 2.5 строим повернутый на 90° план скоростей (рис. 2.6).

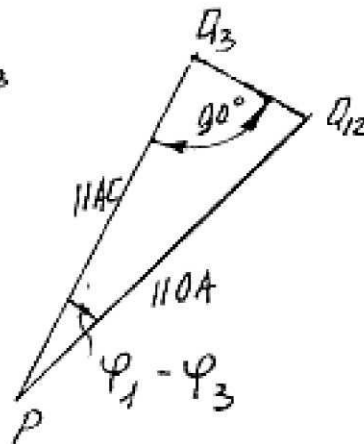
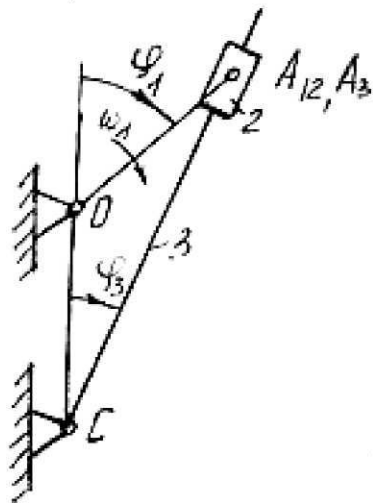


Рис. 2.5. Кулисный четырехзвенный, рычажный механизм

Рис. 2.6. Повернутый план скоростей

Из рис. 2.5 по теореме косинусов находим:

$$l_{A3C} = \sqrt{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 + 2l_{OA}l_{OC} \cos \varphi_1};$$

$$\varphi_3 = \arccos\left(\frac{l_{OC} + l_{OA} \cos \varphi_1}{l_{A3C}}\right)$$

Из рис. 2.6 получаем выражения передаточных функций:

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{V_{A3} / l_{A3C}}{V_{A12} / l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{A3C}} \cdot \frac{pa_3}{pa_{12}} = \frac{l_{OA}}{l_{A3C}} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3)$$

$$\frac{V_{A12A3}}{\omega_1} = \frac{V_{A12A3}}{V_{A12} / l_{OA}} = l_{OA} \cdot \frac{a_{12}a_3}{pa_{12}} = l_{OA} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)$$

4. Для кривошипно-ползунного четырехзвенного рычажного механизма (рис. 2.7) дано $l_{OA}, l_{AB}, l_{AS_2}, \alpha, e, \varphi$. Соответственно рис. 2.7 строим повернутый на 90° план скоростей (рис. 2.8).

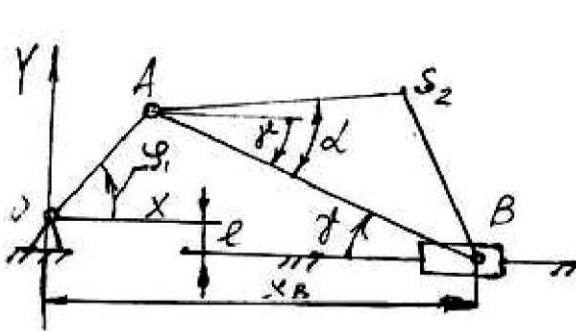


Рис. 2.7. Кривошипно-ползунный четырехзвенный рычажный механизм

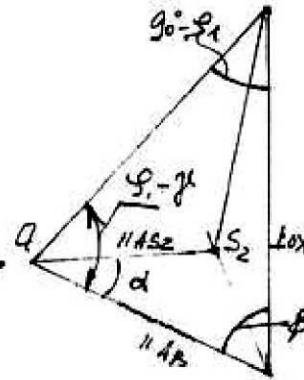


Рис. 2.8. Повернутый план скоростей

Из рис. 2.7 находим значения функций положения звеньев:

$$\sin \gamma = \frac{e + l_{OA} \sin \varphi_1}{l_{AB}}$$

$$x_B = l_{AB} \cos \gamma + l_{OA} \cos \varphi_1$$

$$x_{S_2} = l_{OA} \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos(\alpha - \gamma)$$

$$y_{S_2} = l_{OA} \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin(\alpha - \gamma)$$

Из рис. 2.8 получаем выражение передаточных функций:

$$\frac{V_B}{\omega_1} = \frac{V_B}{V_A / l_{OA}} = l_{OA} \frac{pb}{pa} = l_{OA} \frac{\sin(\varphi_1 + \gamma)}{\sin \beta} = l_{OA} \frac{\sin(\varphi_1 + \gamma)}{\cos \gamma},$$

поскольку $\beta = 180^\circ - (90^\circ - \varphi_1) - (\varphi_1 + \gamma) = 90^\circ - \gamma$;

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{V_{AB} / l_{AB}}{V_A / l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{ab}{pa} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{\sin(90 - \varphi_1)}{\sin \beta} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{\cos \beta_1}{\cos \gamma};$$

$$\frac{V_{S2}}{\omega_1} = \frac{V_{S2}}{V_A/l_{OA}},$$

но, по теореме косинусов из Δaps_2 :

$$V_{S2} = \sqrt{V_A^2 + V_{AS2}^2 - 2V_A V_{AS2} \cos(\varphi_1 + \gamma - \alpha)},$$

где $V_{AS2} = \omega_2 \cdot l_{AS2}$. Поэтому после преобразования:

$$\frac{V_{S2}}{\omega_1} = l_{OA} \sqrt{1 + \left(\frac{l_{AS2}}{l_{OA}}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + 2\left(\frac{l_{AS2}}{l_{OA}}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cos(\varphi_1 + \gamma - \alpha)}$$

5. Для шарнирного четырехзвенника (2.9) дано

$l_{OA}, l_{AB}, l_{BC}, l_{OC}, l_{AS2}, \alpha$ и φ . Соответственно рис 2.9 строим повернутый на 90° план скоростей (рис. 2.10).

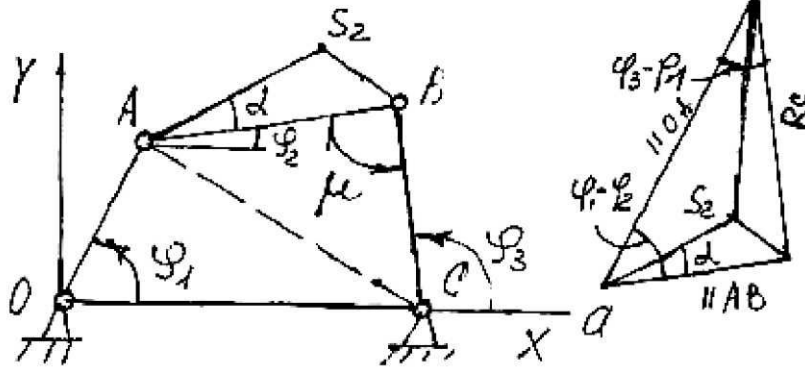


Рис. 2.9. Шарнирный четырехзвенник Рис. 2.10. Повернутый план скоростей

Из рис. 2.9 находим функции положения звеньев.

Предварительно получили:

$$l_{AC} = \sqrt{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - 2l_{OA}l_{OC} \cos \varphi_1} \text{ и } \mu = \arccos(A + B \cdot \cos \varphi),$$

где $A = \frac{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - l_{OA}^2 - l_{OC}^2}{2l_{AB}l_{BC}}; \quad B = \frac{l_{OA} \cdot l_{OC}}{l_{AB} \cdot l_{BC}}.$

После чего:

$$\varphi_3 = 180^\circ - \angle ACO - \angle ACB = 180^\circ - \arccos\left(\frac{l_{OC} - l_{AO} \cos \varphi}{l_{AC}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{BC} - l_{AB} \cos \mu}{l_{AC}}\right)$$

$$\varphi_2 = \varphi_3 - \mu,$$

а угол давления:

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

Из рис. 2.10 получаем выражения передаточных функций:

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{V_B/l_{BC}}{V_A/l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{BC}} \cdot \frac{pb}{pa} = \frac{l_{OA}}{l_{BC}} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\sin \mu}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{V_{AB}/l_{AB}}{V_A/l_{OA}} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{ab}{pa} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}} \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\sin \mu}$$

$$\frac{V_{S2}}{\omega_1} = \frac{V_{S2}}{V_A/l_{OA}}, \text{ но поскольку}$$

$$V_{S2} = \sqrt{V_A^2 + V_{AS2}^2 - 2V_A V_{AS2} \cos(\varphi_1 - \varphi_2 - \alpha)},$$

$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$, а $V_{AS2} = \omega_2 \cdot l_{AS2}$, то после преобразований:

$$\frac{V_{S2}}{\omega_1} = l_{OA} \sqrt{1 + \left(\frac{l_{AS2}}{l_{OA}}\right)^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 - 2\left(\frac{l_{AS2}}{l_{OA}}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cos(\varphi_2 - \varphi_1 - \alpha)}.$$

6. Для более сложных шестизвенных рычажных механизмов II-го класса функции положения звеньев могут быть определены по полученным ранее формулам составляющих четырехзвенных механизмов в зависимости от того, из каких четырехзвенных механизмов данный шестизвенник состоит. Например, механизм на рис. 6, состоящий из шарнирного четырехзвенника $OABC$ и присоединенного тангенсного механизма CDE , может быть исследован на основании формул, полученных для этих механизмов. В пп. 5.1 необходимо особо обратить внимание, как в составляющих механизмах располагаются системы отсчета входных углов (φ_1 и φ_1^*) и правильно записать выражение входного угла присоединяемого механизма. Например, на рис. 2.11 $\varphi_1^* = \beta + \varphi_3 - 180^\circ$.

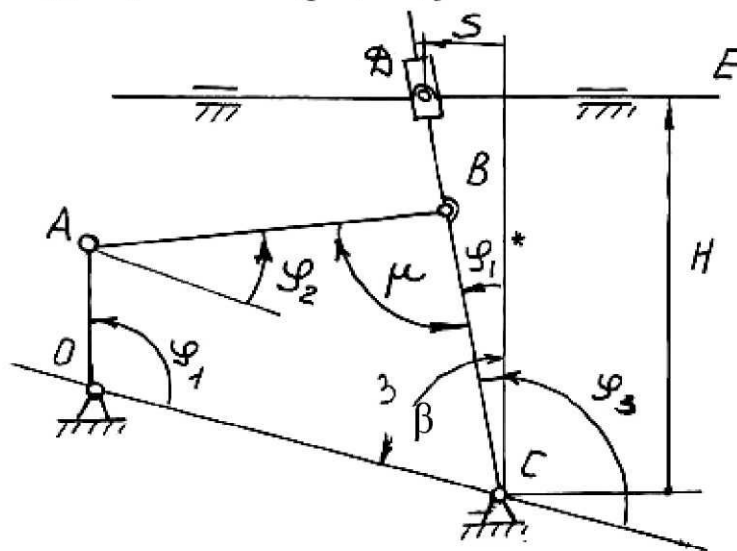


Рис. 2.11. Рычажный шестизвенник II-го класса

Для вычисления передаточных функций в присоединяющем (шарнирном четырехзвенном $OABC$) механизме можно воспользоваться непосредственно формулами, полученными для этого механизма (в данном случае в п. 5), а в присоединяемом (тангенсном механизме CDE) воспользоваться правилом: если движение преобразуется двумя последовательно расположенными механизмами, то их передаточные функции перемножаются. Например, в механизме по рис. 6:

$$\frac{V_E}{\omega_1} = \frac{V_E}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_1},$$

где $\frac{\omega_3}{\omega_1}$ и $\frac{V_E}{\omega_3}$ – передаточные функции, вычисляемые в шарнирном четырехзвенном $OABC$ и тангенсном CDE механизмах;

ω_3 – угловая скорость звена присоединения (на рис. 2.11 – звена BC).

Литература:

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. Г. Н. Девойно. – Минск : Выш. шк., 1986. – 285 с.
2. Зиновьев, В. А. Курс теории механизмов и машин / В. А. Зиновьев. – М. : Наука, 1972. – 384 с.
3. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – 640 с.

ТИПОВЫЕ АНАЛОГИ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН¹1. Поперечно-строгальный станок [1] (с. 237)² (рис. 1)**Назначение и краткое описание работы механизмов**

Станок (рис. 1, *а*) имеет следующие основные узлы: станину, ползун 5 с резцовой головкой 6, стол 7. Стругание металла осуществляется закрепленным в резцовой головке резцом при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Движение от электродвигателя 8 передается кривошипу 1 через планетарный редуктор 9 и зубчатую передачу $Z_4 - Z_5$. Преобразование вращательного движения кривошипа 1 в возвратно-поступательное движение ползуна 5 осуществляется шестизвенным рычажным механизмом, состоящим из кривошипа 1, шатуна 2, качающейся кулисы 3, кулисного камня 4 и ползуна 5. Сопротивление движению ползуна характеризуется диаграммой сил сопротивления (рис. 1, *б*). Ход S ползуна выбирается в зависимости от длины обрабатываемой детали с учетом перебегов резца $0,08S$ и может регулироваться при наладке станка.

Во время перебегов резца в конце холостого и начале рабочего ходов происходит перемещение стола с обрабатываемой деталью при помощи ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 12 и качающегося толкателя 13. Поворот толкателя осуществляется дисковым кулачком 14, закрепленным на кривошипном валу. Подача регулируется рычагом, что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и тем самым обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. Для получения необходимой равномерности движения на кривошипном валу закреплен маховик 15. Циклограмма механизмов показана на рис. 1, *в*.

¹ Используем и в курсовом проектировании

² Источник описания аналога и страница

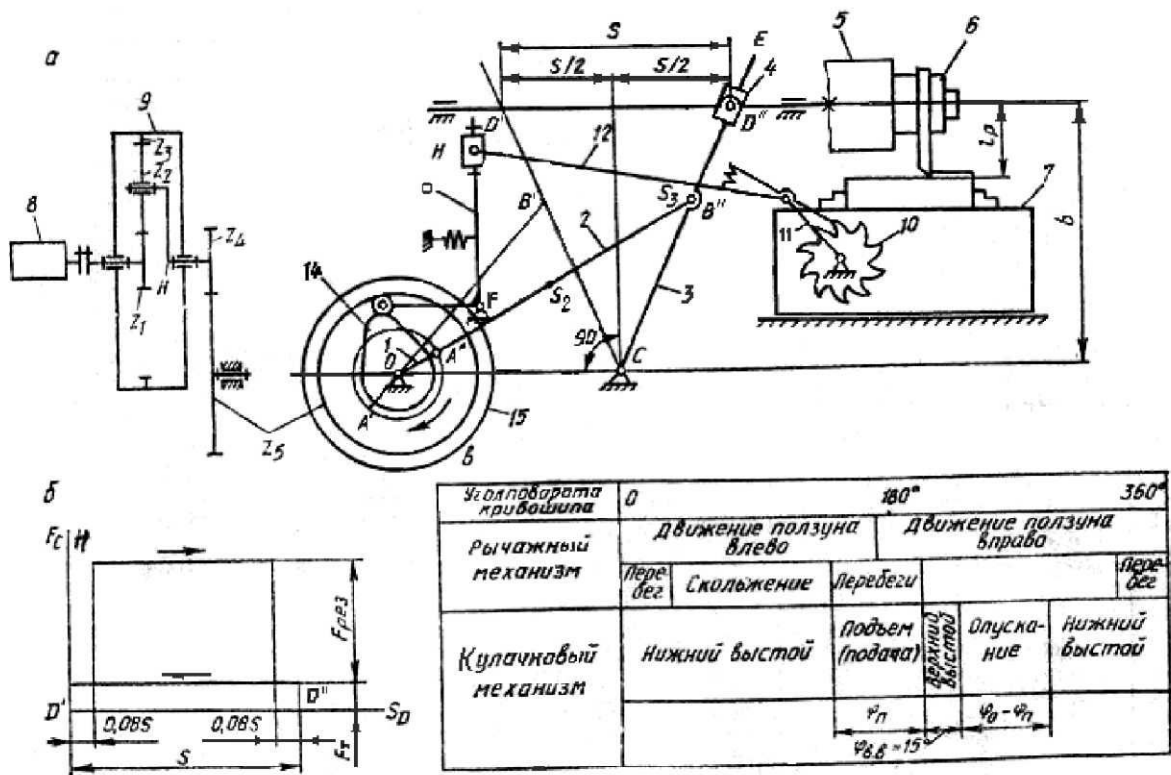


Рис. 1. Поперечно-строгальный станок, его механизмы и диаграммы

2. Поперечно-строгальный станок [2] (с. 12)

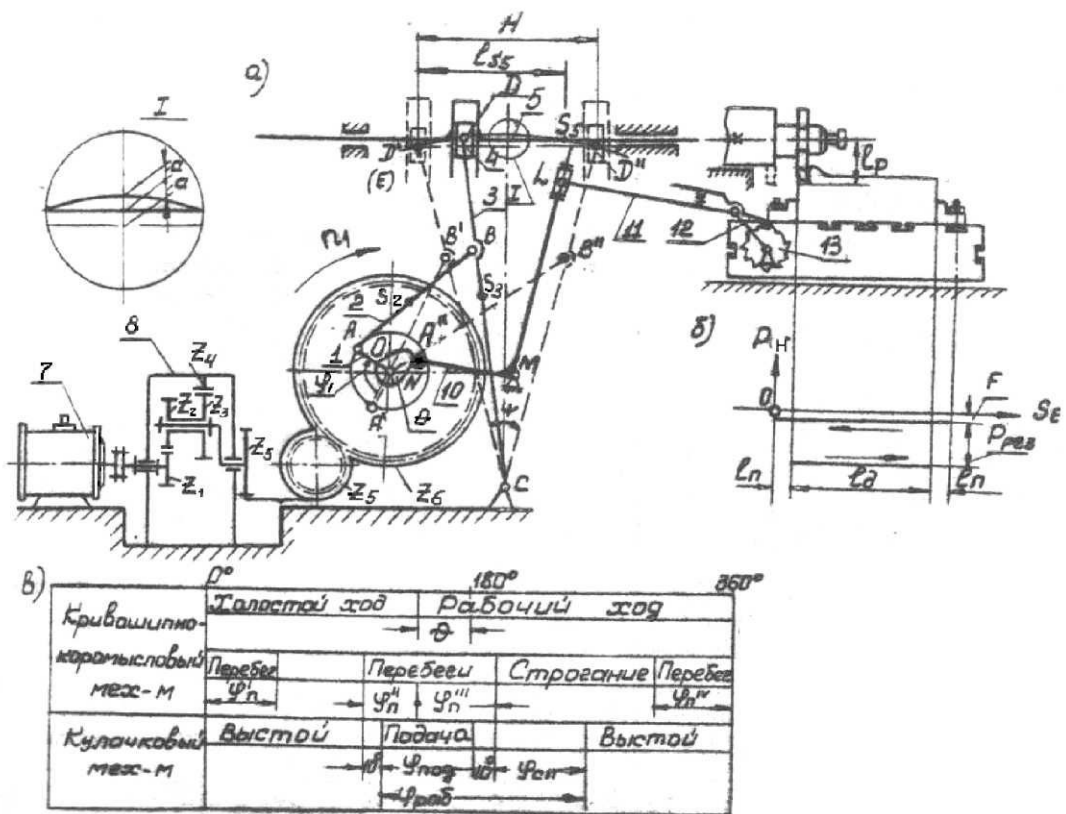


Рис. 2. Поперечно-строгальный станок, его механизмы и диаграммы

Назначение и краткое описание механизмов

Поперечно-строгальный станок (рис. 2, а) предназначен для строгания поверхностей. Основным механизмом является шестизвенный кривошипно-коромысловый механизм, состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, ползунов 4 и 5. Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6 , планетарного редуктора 8 и электродвигателя 7. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис. 2, б.

Перемещение стола на величину поперечной подачи производится с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 13, рычага 12 с собачкой, тяги 11 и коромыслового толкателя 10 (рис. 2, а). Поворот толкателя 10 осуществляется дисковым кулачком 9, который закреплен на валу 0 кривошипа. Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага ML .

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 2, в) и осуществить подачу стола во время перебегов резца в конце холостого и в начале рабочего ходов в соответствии с циклограммой (рис. 2, в).

3. Поперечно-строгальный станок с качающейся кулисой [3] (с. 21)

Назначение и краткое описание работы механизмов

Поперечно-строгальный станок (рис. 3) предназначен для строгания поверхностей. Станок имеет следующие основные узлы: станина 1, ползун 2 с резцовой головкой 3, стол 4 (рис. 3). Привод состоит из зубчатой передачи Z_4, Z_5 , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7 (рис. 4, а).

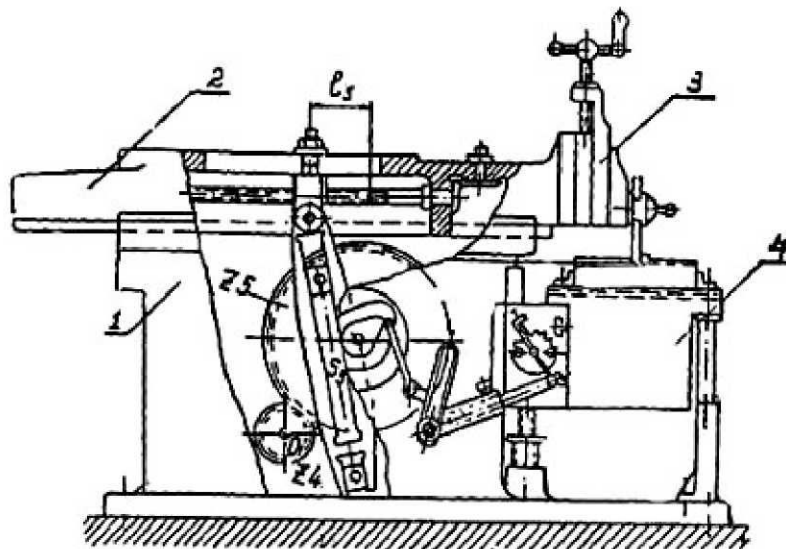


Рис. 3. Общий вид поперечно-строгального станка с качающейся кулисой

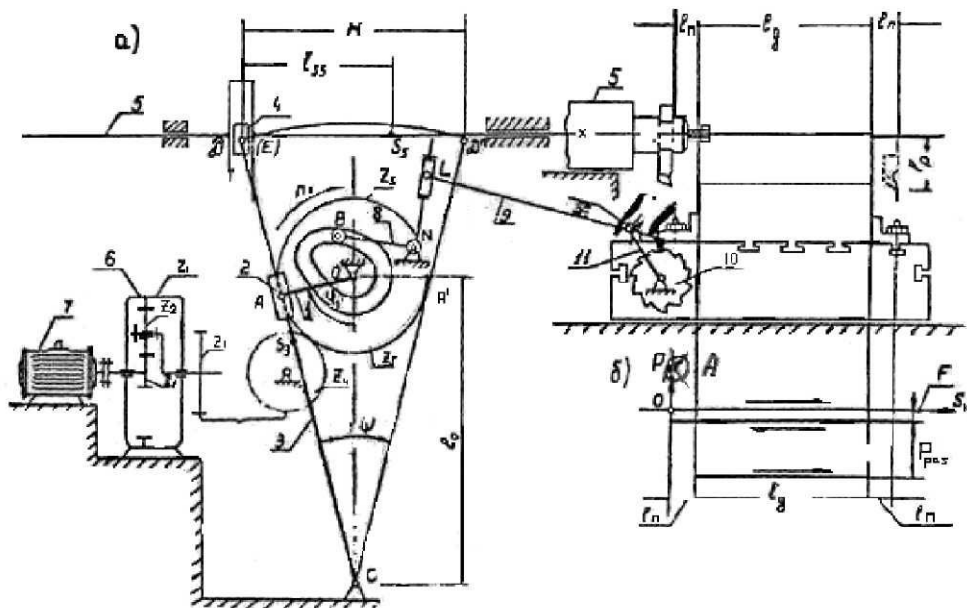


Рис. 3.1. а) схема кривошипно-кулисного и кулачкового механизма;
б) диаграмма сил сопротивления

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Для движения ползуна с резцовой головкой используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, ползунуов 4 и 5. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна показана на рис. 3.1, б. Ход ползуна H выбирается в зависимости от длины l_0 обрабатываемой поверхности с учетом перебегов l_n в начале и конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Средняя скорость резания (скорость поступательного движения при рабочем ходе) задают в зависимости от условий обработки и применяемого инструмента.

Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола на величину подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 9 и качающегося толкателя 8 (рис. 3.1, а).

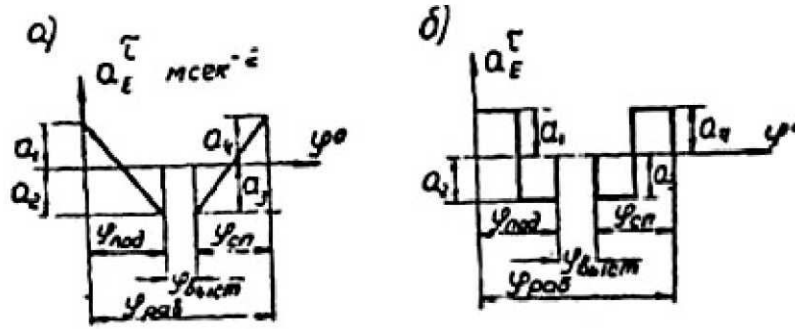


Рис. 3.2. Законы изменения ускорений толкателя кулачкового механизма

Поворот толкателя δ осуществляется от дискового кулачка, который выполнен в виде паза в теле зубчатого колеса Z_5 . Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага LN , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и, следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 3.2) и осуществить подачу резца во время заднего перебега (в конце холостого и в начале рабочего ходов) в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 3.3.

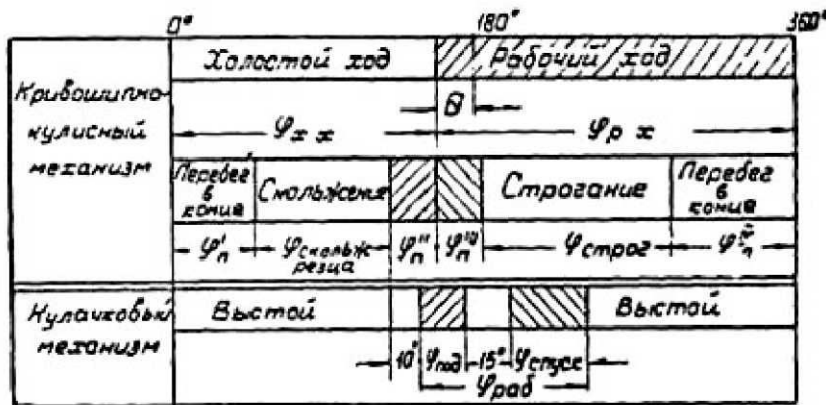


Рис. 3.3. Циклограмма работы механизмов строгального станка

4. Поперечно-строгальный станок с качающейся кулисой [3] (с. 29)

Назначение и краткое описание работы механизмов

Поперечно-строгальный станок (рис. 4) предназначен для строгания поверхностей. Станок имеет следующие основные узлы: станина 1, ползун 2 с режущей головкой 3, стол 4 (рис. 4). Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6 , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7 (рис. 4.1, а).

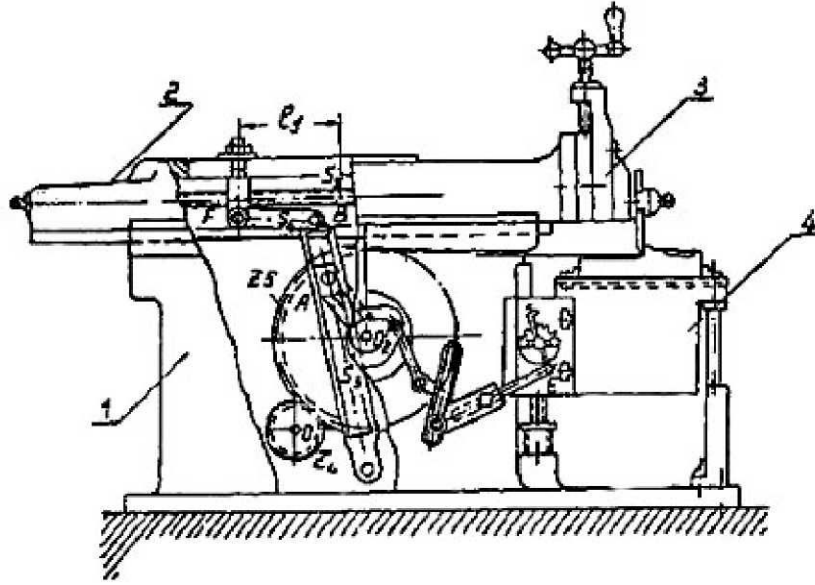


Рис. 4. Общий вид поперечно-строгального станка с качающейся кулисой

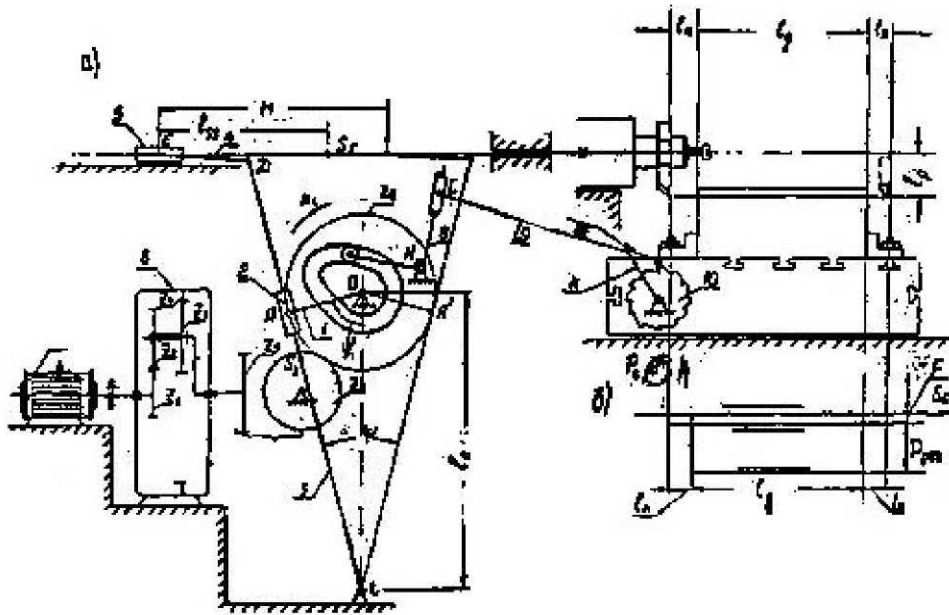


Рис. 4.1. а) схема кривошипно-кулисного и кулачкового механизма;
 б) диаграмма сил сопротивления

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в горизонтальном направлении.

Для движения ползуна с резцовой головкой используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис. 3.8, б. Ход ползуна H

выбирается в зависимости от длины l_0 обрабатываемой поверхности с учетом перебегов l_n в начале и конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Средняя скорость резания (скорость поступательного движения при рабочем ходе) выбирается в зависимости от условий обработки (а в т.ч стойкости применяемого инструмента).

Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола на величину подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 10, рычага 11 с собачкой, тяги 9 и качающегося толкателя 8 (рис. 4.1, а). Поворот толкателя 8 осуществляется от дискового кулачка, который выполнен в виде паза в теле зубчатого колеса Z_6 .

Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага LN , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой, и, следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 4.2) и осуществить подачу во время заднего перебега резца (в конце холостого и начале рабочего ходов) в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 4.3.

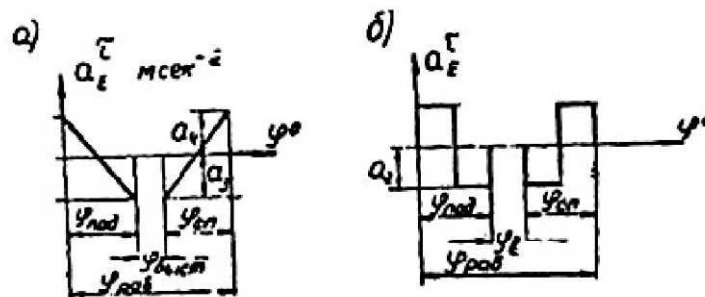


Рис. 4.2. Законы изменения ускорения толкателя кулачкового механизма



Рис. 4.3. Циклограмма работы механизмов строгального станка

5. Поперечно-строгальный станок с вращающейся кулисой [3] (с. 32)

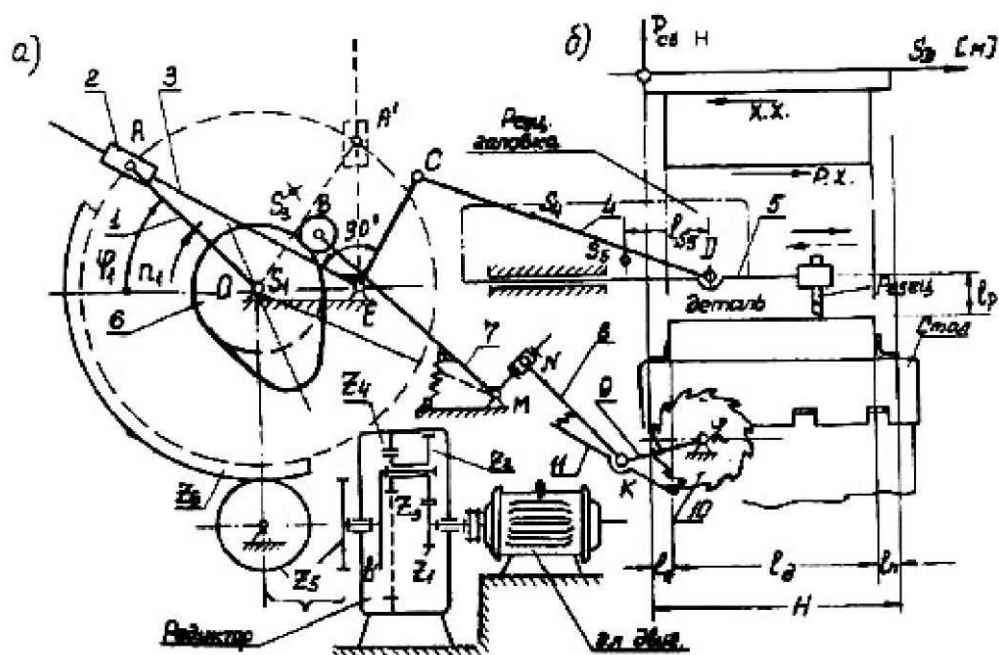


Рис. 5. Общий вид поперечно-строгального станка с вращающейся кулисой с диаграммой технологических усилий

Назначение и краткое описание работы механизмов

Строгальный станок (рис. 5) предназначен для строгания плоских поверхностей. Привод станка состоит из электродвигателя, планетарного редуктора и зубчатой передачи (Z_5, Z_6) (рис. 5, а). Резание материала производится резцом, закрепленным в резцовой головке, совершающей возвратно-поступательное движение. Для движения резца, укрепленного в суппорте ползуна 5, используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм, состоящий из кривошипа 1, кулисного ползуна 2, вращающейся кулисы 3, шатуна 4, ползуна 5. Силы сопротивления, приложенные к звену 5, показаны в виде диаграммы (P_{cs}, S_D) на рис. 5, б. Ход H ползуна 5 выбирается в зависимости от длины обрабатываемой детали l_d с учетом длины перебегов резца l_n в начале и в конце рабочего хода. Средняя скорость резания $V_{рез}$ выбирается в зависимости от условий обработки. Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола (на котором закрепляется обрабатываемая деталь) с помощью ходового винта на величину поперечной подачи (на рис. 3.11 не показано). Поворот этого винта произво-

дится посредством кулачкового механизма, состоящего из кулачка 6 и коромыслового толкателя 7, а также храпового механизма, состоящего из звеньев 8 и 9, храпового колеса 10 и собачки 11. Кулачок 6 закреплен на одном валу с кривошипом 1. Регулирование подачи стола производится изменением количества зубьев, захватываемых собачкой 11.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений точки *B* толкателя (рис. 4.2) и осуществить подачу резца за время его перебегов в соответствии с циклограммой работы механизмов строгального станка (рис. 4.3).

6. Долбежный станок с вращающейся кулисой [3] (с. 13)

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Долбежный станок (рис. 6) предназначен для долбления внутренних канавок и пазов в отверстиях деталей, а также для строгания вертикально расположенных поверхностей. Основными узлами станка являются: станина 1, ползун с резцовой головкой 2, стол 3, механизм привода и механизм подачи (рис. 3.12).

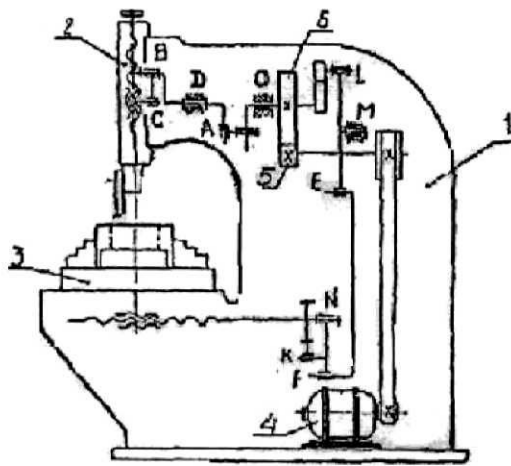


Рис. 6. Общий вид долбежного станка с вращающейся кулисой

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении в вертикальном направлении.

Для движения резца используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5 (рис. 6.1).

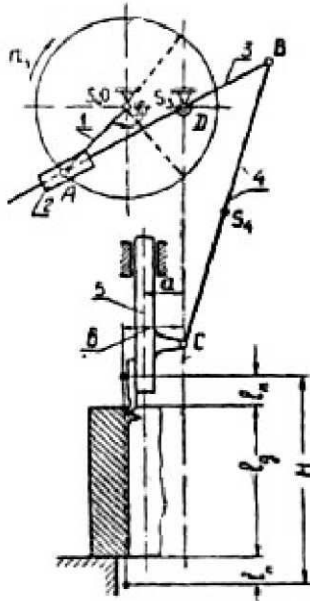


Рис. 6.1. Схема кривошипно-кулисного механизма с вращающейся кулисой

Ход ползуна H выбирается в зависимости от длины обрабатываемой поверхности (l_d) с учетом перебегов l_n , в начале и конце рабочего хода. Средняя скорость резания $V_{рез}$ (средняя скорость поступательного движения ползуна при рабочем ходе) обеспечивается при помощи привода, состоящего из электродвигателя 4, ременной передачи, зубчатой передачи 5-6 и кривошипно-кулисного механизма (рис. 6). Число двойных ходов ползуна в минуту, равное числу оборотов кривошипа (n_1 , об/мин), определяют по заданной производительности.

Дисковый кулачок, сидящий на одном валу с кривошипом, осуществляет поворот храпового колеса, приводящего в движение механизм поперечной подачи стола (рис. 6.2).

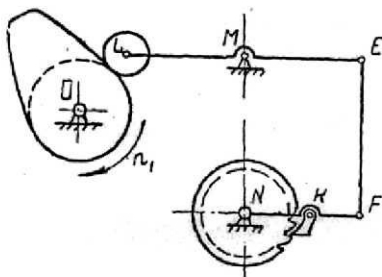


Рис. 6.2. Схема кулачкового механизма поперечной подачи стола

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения толкателя: (рис. 6.3) и осуществить подачу во время верхнего перебега резца (в конце холостого и в начале рабочего ходов), в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 6.4.

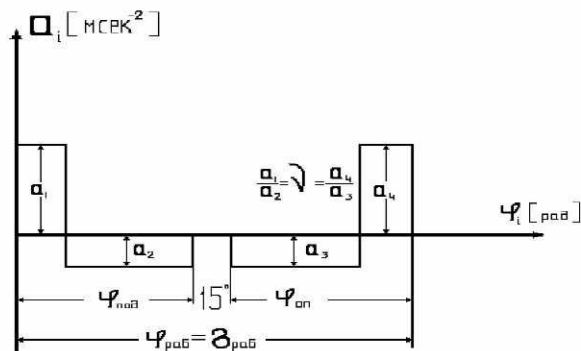


Рис. 6.3. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

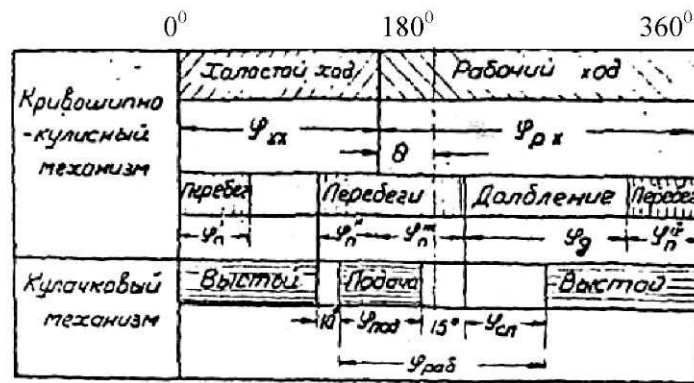


Рис. 6.4. Циклограмма работы механизмов долбежного станка

7. Долбежный станок с качающейся кулисой [3] (с. 5)

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Долбежный станок (рис. 7.1) предназначен для долбления пазов и внутренних канавок в отверстиях деталей, а также для строгания вертикально расположенных поверхностей.

Станок имеет следующие основные узлы: станину 1, ползун 2 с резцовой головкой, стол 3, электродвигатель 4, коробку скоростей 5 и передающие механизмы.

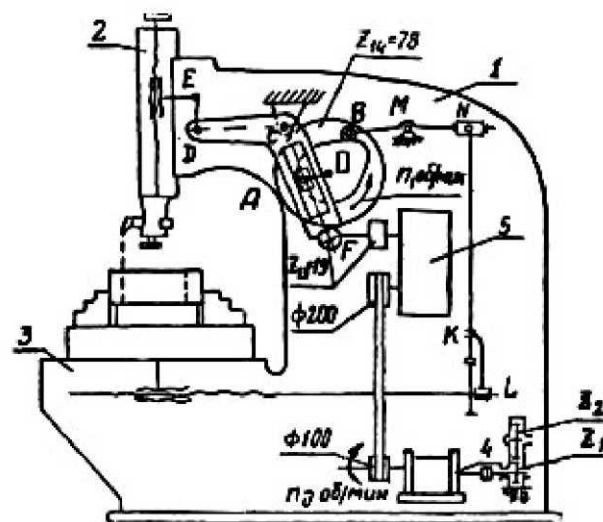


Рис. 7.1. Общий вид долбежного станка с качающейся кулисой

Резание металла осуществляется резцом, закрепленным в резцовой головке, при его возвратно-поступательном движении, в вертикальном направлении. Для движения резца используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, поводка 4 и ползула 5 (рис. 7.1).

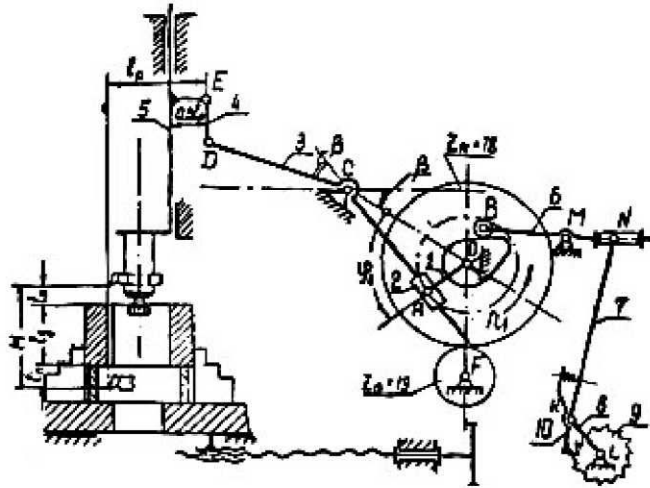


Рис. 7.2. Схема кривошипно-кулисного механизма движения резца и кулачкового механизма подачи стола долбежного станка

Ход ползуна H выбирается в зависимости от длины l_0 обрабатываемой поверхности с учетом перебегов l_n в начале и конце рабочего хода. Длина хода ползуна может изменяться при наладке станка для обработки конкретных деталей. Средняя скорость резания $V_{рез}$ (скорость поступательного движения при рабочем ходе ползуна) выбирается в зависимости от условий обработки и обеспечивается при помощи привода, состоящего из электродвигателя 4, ременной передачи, коробки скоростей 5, зубчатой передачи и кулисного механизма (рис. 7.2). Подача охлаждающей жидкости в зону резания обеспечивается при помощи шестереночного насоса Z_1, Z_2 (рис. 7.2) и системы трубопроводов (на рисунке не показаны).

Число двойных ходов ползуна в минуту, равное числу оборотов кривошипа n_1 , определяют по заданной производительности.

Во время перебега в конце холостого и начале рабочего ходов (см. циклограмму на рис. 7.3) осуществляется перемещение стола на величину подачи с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса 9, рычага 8 с собачкой 10, тяги 7 и толкателя 6 (рис. 7.2).

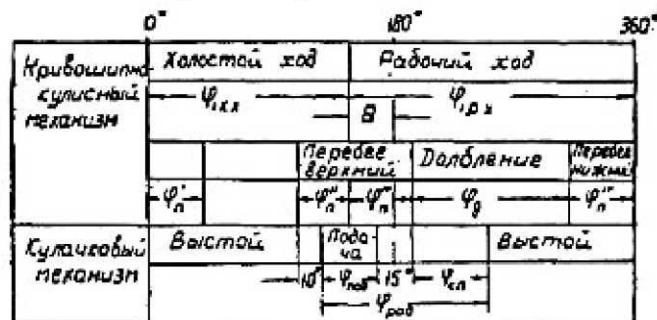


Рис. 7.3. Циклограмма работы механизмов долбежного станка

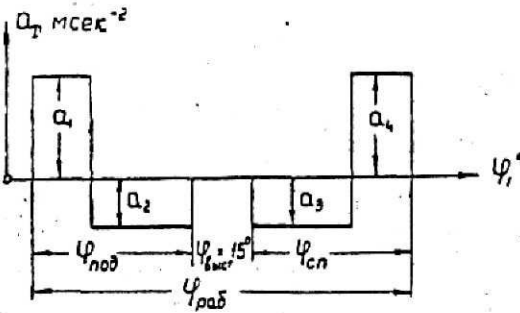


Рис. 7.4. Закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма

Поворот толкателя б осуществляется от дискового кулачка, закрепленного на одном валу с кривошипом. Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага MN , что позволяет изменять количество зубьев, захватываемых собачкой и, следовательно, обеспечивает поворот ходового винта на требуемый угол. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения при движении толкателя (рис. 3.20) и осуществить подачу во время верхнего (в конце холостого и начале рабочего ходов) перебега резца в соответствии с циклограммой (рис. 3.19).

8. Зубострогальный станок для нарезания конических колес [1] (с. 242) [2] (с. 8)

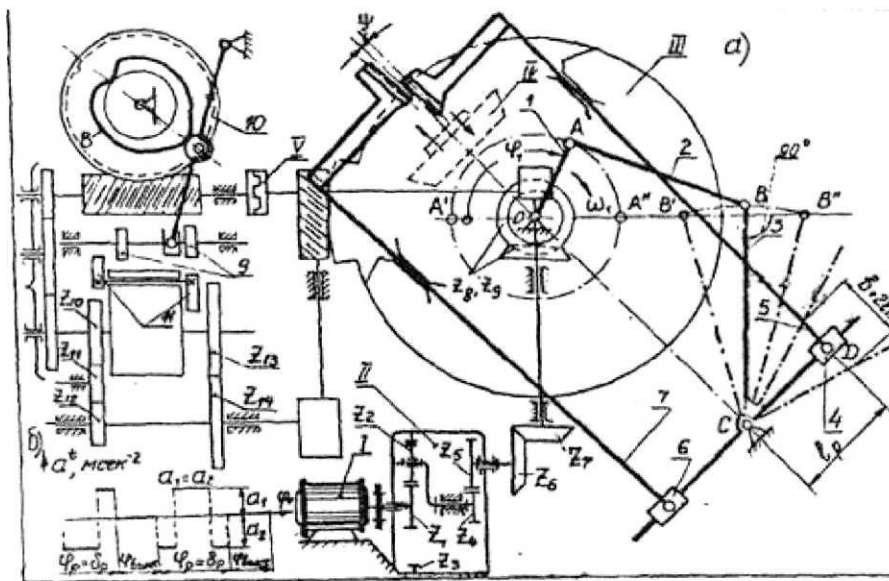


Рис. 8. Общий вид станка и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизмов

Нарезание зубьев колеса на зубострогальном станке (рис. 8, *a*) производится двумя резцами, совершающими возвратно-поступательное движение и работающими попеременно. Обкаточное движение осуществляется вращением резцовой головки III совместно с резцами и вращением заготовки IV. Длина хода резцов H , установленных на ползунах 5 и 7 механизма строгания, определяется в зависимости от длины зуба b , нарезаемого колеса и длин перебегов l_n в начале и в конце хода ползунуов. Средняя скорость движения ползунуов определяется скоростью резанья V_{cp} . Ползуны 5 и 7 перемещаются относительно направляющих, расположенных в резцовой головке III станка и устанавливаемых под углом ψ . Движение ползунуов 5 и 7 осуществляется при помощи восьмизвенного рычажного механизма, представляющего собой соединение шарнирного четырехзвенника (звенья 1, 2, 3) с кулисно-ползунным механизмом (звенья 3, 4, 5, 6, 7). Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через планетарный редуктор II и конические зубчатые передачи Z_6, Z_7 и Z_8, Z_9 . Реверсивное вращение механизмов обката производится переменным включением зубчатых передач Z_{10}, Z_{11}, Z_{12} и Z_{13}, Z_{14} с помощью роликов 9 и собачек 11, вводимых в зацепление кулачковым механизмом, состоящим из кулачка 8 и коромыслового толкателя 10. При проектировании линии движения ползунуов считать параллельными, отстоящими от оси C на расстояние l_p (принять угол $\psi = 0$). При проектировании кулачка механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений толкателя (рис. 8, *b*).

9. Зубодолбежный станок [1] (с. 240)

Назначение и краткое описание работы механизмов

Зубодолбежный станок (рис. 9, *a*) предназначен для нарезания цилиндрических зубчатых колес, работает по методу обкатки, воспроизводя зацепление двух колес, одно из которых является инструментом (долбяк 1), а второе заготовкой (2).

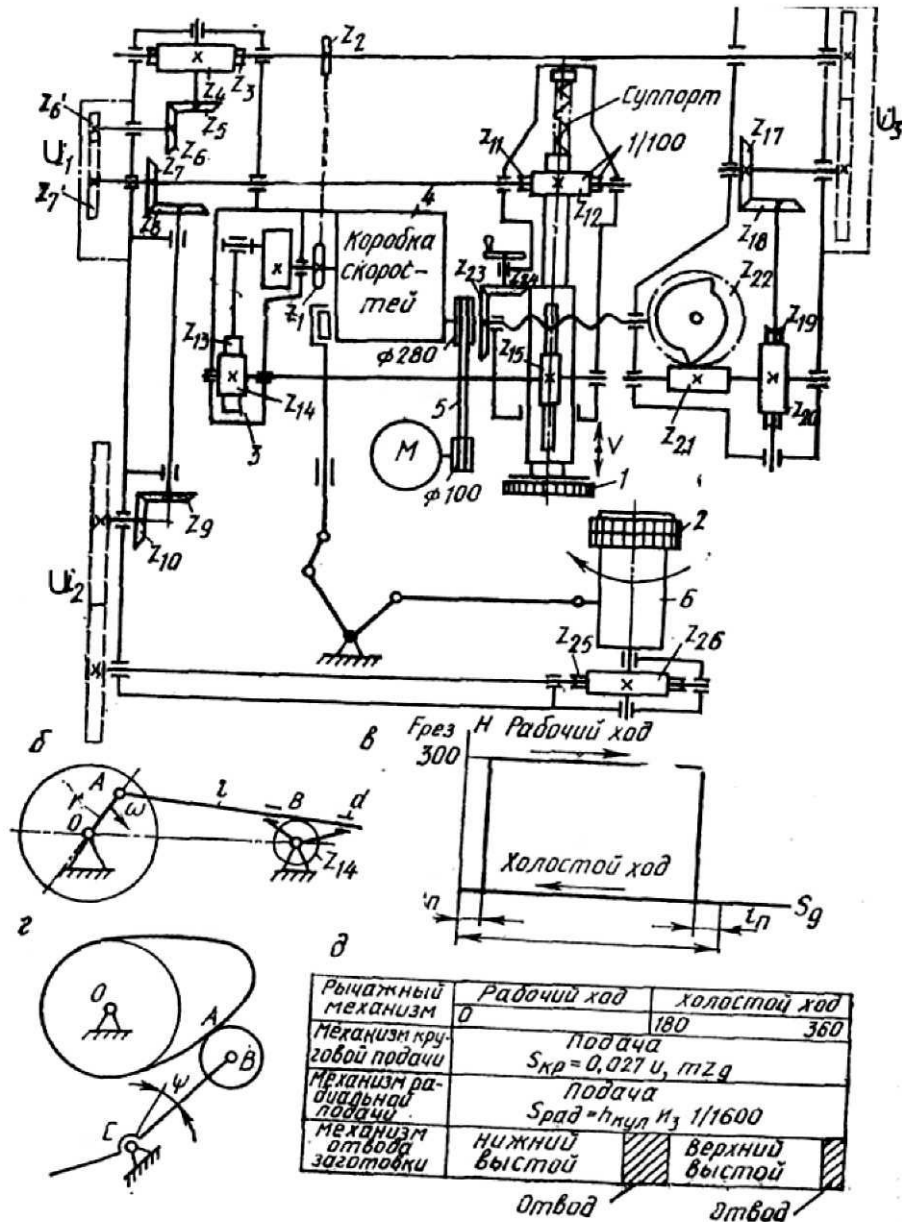


Рис. 9. Зубодолбежный станок, его механизмы и диаграммы

Долбяк получает возвратно-поступательное движение от электродвигателя M через клиноременную передачу 5, коробку скоростей 4, рычажный механизм 3 и две одинаковые реечные передачи Z_{13}/Z_{14} и Z_{15}/Z_{16} . При движении вниз долбяк снимает стружку. График сил резания показан на рис. 9, в.

Рычажный механизм (рис. 9, б) состоит из кривошипа r , шатуна l , качающейся кулисы d . Шатун выполнен заодно с рейкой. Ход долбяка регулируется изменением радиуса кривошипа r . Заготовка крепится в шпинделе стола 6. Соотношение чисел оборотов долбяка и заготовки обеспечивается цепью обкатки: $Z_{11}/Z_{12} - Z_7/Z_8 - Z_9/Z_{10} - U_2 - Z_{25}/Z_{26}$. Круговая подача долбяка регулируется изменением передаточного числа U_1 , пары сменных колес. Включению круговой подачи предшествует радиальная

подача шпиндельной головки для обеспечения врезания долбяка в заготовку на требуемую глубину. Радиальная подача осуществляется от вала кривошипа через кинематическую цепь $Z1/Z2-U2-Z17/Z18-Z19/Z20-Z21/Z22$ – кулачок – винтовая пара. К началу холостого хода на участке перебега долбяка заготовка отводится от инструмента, а к началу рабочего хода стол опять возвращается в исходное положение. Это движение обеспечивается механизмом отвода стола, привод которого осуществляется от коробки скоростей через кулачковый механизм (рис. 9, *з*) и систему рычагов, причем угловая скорость кулачка равна угловой скорости кривошипа рычажного механизма.

Циклограмма станка показана на рис. 9, *д*.

Для всех вариантов принять:

- 1) кривошип уравновешен, его масса – 16 кг; момент инерции $J_0 = 0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/80$;
- 3) допустимый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\text{дон}} = 45^\circ$;
- 4) центры масс звеньев стержневого типа – посередине длины.

10. Гайковырубной автомат [4] (с. 46)

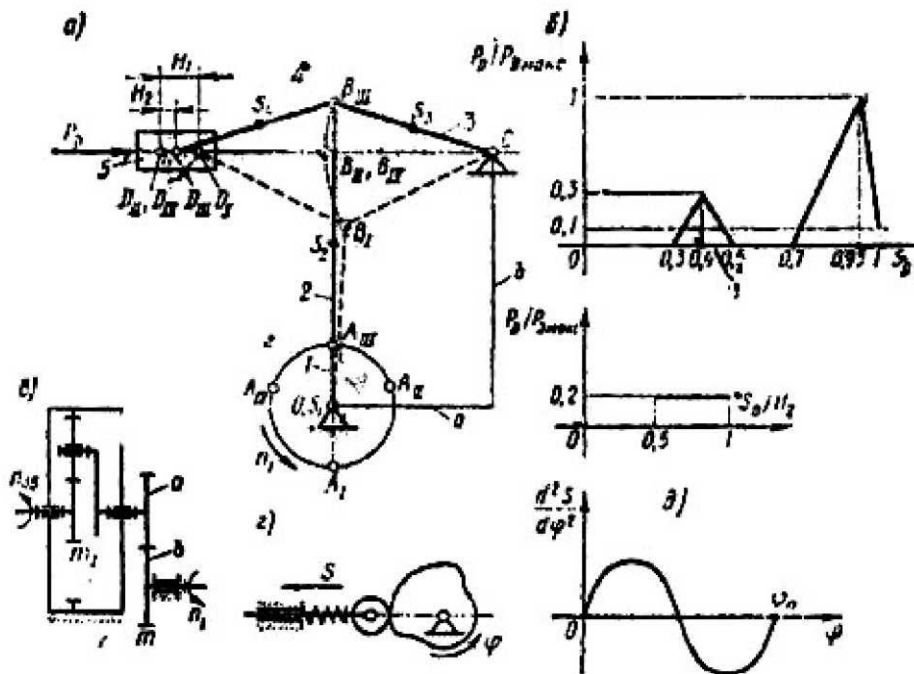


Рис. 10. Механизмы и диаграммы гайковырубного автомата:

a – рычажный механизм перемещения ползуна с пуансоном; *б* – график силы сопротивления, приложенной к пуансону; *в* – схема планетарной и простой ступеней редуктора; *г* – схема кулачкового механизма перемещения матриц; *д* – синусоидальный закон изменения аналога ускорения толкателя

Назначение и краткое описание работы механизмов

Гайковырубной автомат (рис. 10, *а*) предназначен для изготовления гаек из полосовой стали. Движение от электродвигателя через планетарный редуктор b и зубчатую передачу ab передается на кривошип OA шестизвенного механизма $OABCA$. Во время длинного хода H_1 ползуна 5 влево, начиная с положения механизма $A_{I}B_{I}L_{I}$ и кончая положением $A_{II}B_{II}L_{II}$ с помощью пуансонов, закрепленных на ползуне 5 и матрицы на ползуне – челноке (на схеме не показан) производятся операции:

1. Вырубка уголков в полосе, которая подается в зону штамповки с помощью механизма подачи (на схеме не показан).

2. Пробивка отверстий под резьбу.

3. Отрубка гаек от полосы.

4. Чеканка фаски.

После этого ползун 5 совершает короткий ход H_2 вправо до положения механизма $A_{III}B_{III}L_{III}$, во время которого челнок-ползун, до этого неподвижный, перемещается вверх и выставляет на позицию штамповки калибровочную матрицу для граней гайки. Далее ползун 5 совершает короткий ход влево (до положения механизма $A_{IV}B_{IV}L_{IV}$), во время которого и производится зачистка граней гайки (калибровка).

График изменения усилий $\frac{P_D}{P_{D_{\max}}}$, действующих на ползун 5 при работе автомата, показан на рис. 10, *б*.

Во время длинного хода ползуна 5 назад (вправо) осуществляется отвод калибровочной матрицы вниз. Челнок-ползун с матрицами приводится в движение кулачковым механизмом (рис. 10, *з*). Пружина служит для возврата челнока в исходное положение.

Требуемый закон изменения ускорений толкателя показан на рис. 10, *д*.

11. Чеканный пресс [6] (с. 19)

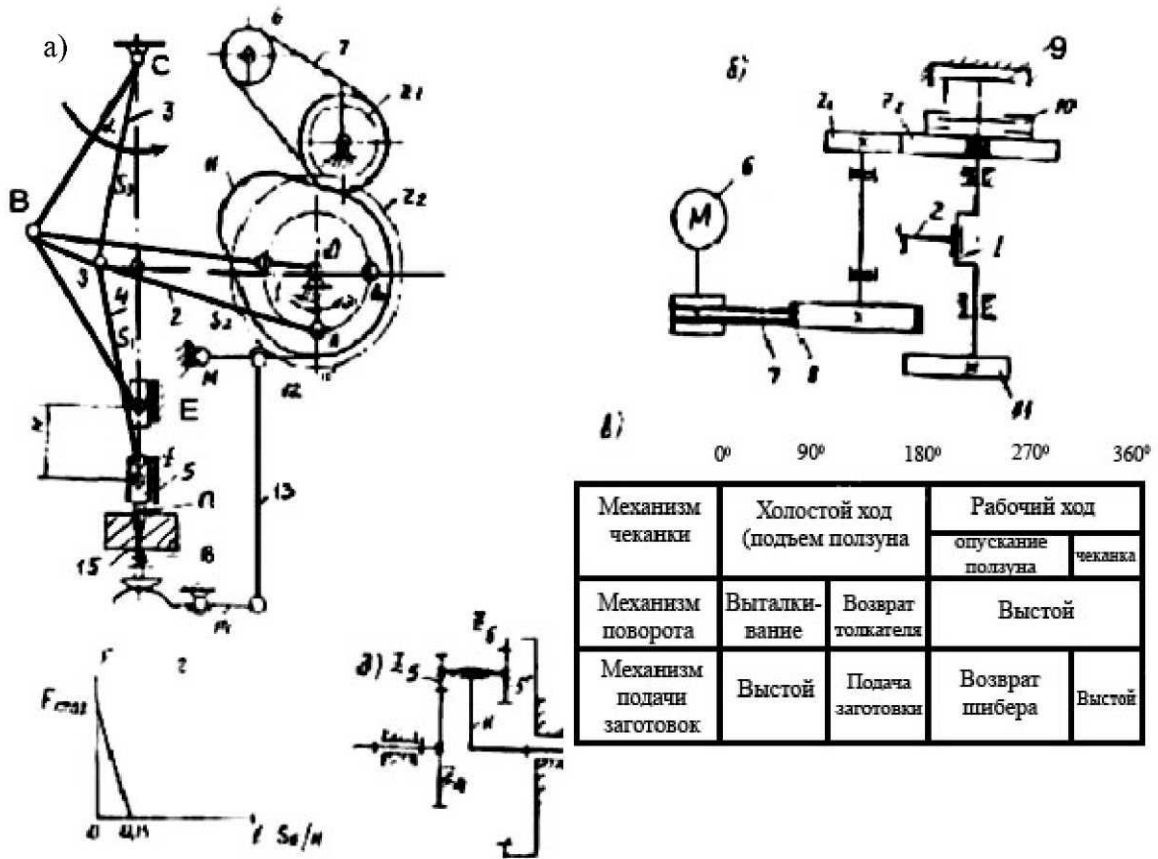


Рис. 11. Чеканный пресс. Механизмы и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизмов

Чеканный пресс (рис. 11, а) предназначен для выполнения операций холодной и горячей обработки, чеканки и т.д.

Операция штамповки осуществляется пуансоном 17, установленным на ползуне 5 кривошипно-ползунного механизма, состоящего из звеньев 1, 2, 3, 4, 5, обеспечивающего невысокую скорость деформирования в конце хода ползуна, где происходит чеканка, а также большие усилия на инструмент в конце рабочего хода. Кривошип I приводится во вращение электродвигателем 6 через ременную передачу 7, зубчатую пару Z_1, Z_2 , муфту 10; остановка кривошипно-ползунного механизма происходит при отключении муфты 10 и отключении тормоза 9.

Заготовка в зону штамповки подается с помощью шибера подачи (на схеме не показана). Выталкивание отштампованного изделия из матрицы осуществляется толкателем 15 кулачково-коромыслового механизма 11-15. В исходное состояние выталкивающее устройство возвращается под действием пружины 16.

Циклограмма механизмов чеканного пресса дана на рис. 11, в. График изменения усилий F на ползуне 5 дан на рис. 11, г.

Для всех вариантов принять:

1. Кривошип 1 уравновешен.
2. Центры масс звеньев 2, 3, 4 – посередине длины.
3. Допустимый угол давления кулачкового механизма $\vartheta_{дон} = 45^\circ$
4. $l_{BC} = l_{BE}$
5. При крайнем положении ползуна в конце рабочего хода звенья 3 и 4 находятся на линии CE .

6. В связи с отсутствием в чеканном прессе планетарной передачи в учебных целях рассмотреть синтез планетарного редуктора (рис. 11, д). Число сателлитов $K = 3$. Редуктор заменяет ременную передачу.

7. Закон движения коромысла при подъеме толкателя – синусоидальный, при опускании – параболический.

12. Кривошипно-коленный пресс [2] (с. 24)

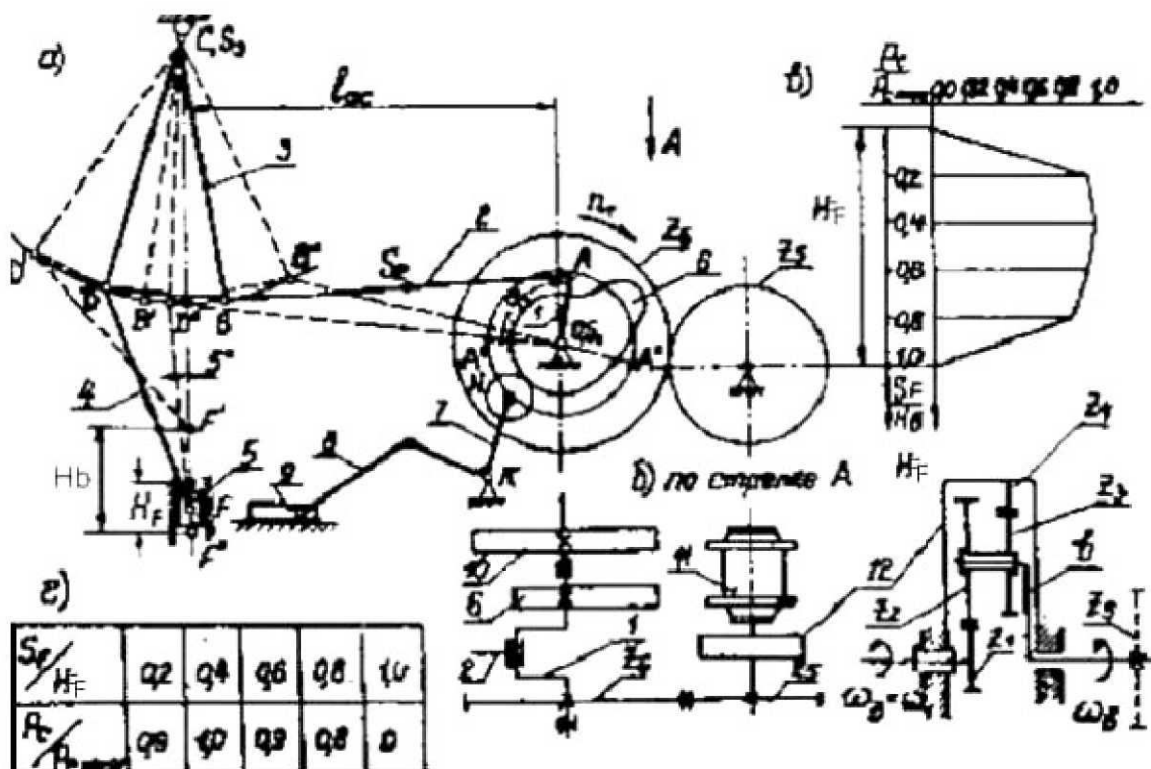


Рис. 12. Кривошипно-коленный пресс. Механизмы и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизма

Кривошипно-коленный пресс (рис. 12, *a*) предназначается для штамповки, холодной калибровки и чеканки. Высадочный (основной) механизм 1, 2, 3, 4, 5 является кривошипно-коромысловым. Коромысло 3 выполнено в виде шарнирного треугольника. Благодаря такой схеме рабочие скорости ползуна в конце хода малы, жесткость механизма прессы увеличивается. Коленчатый вал I высадочного механизма приводится в движение от электродвигателя 11 при помощи планетарного редуктора 12 и зубчатой передачи $Z_5 - Z_6$. Высадочный ползун 5 с закрепленным в нем пуансоном, совершая по вертикали возвратно-поступательные движения, осуществляет деформацию заготовки. Диаграмма усилий высадки представлена на рис. 12, *в*. Значения усилий высадки см. рис. 12, *г*. Подача заготовки производится на холостом ходу (вверх) ползуна 5. Механизм подачи состоит из кулачка 6, закрепленного на коленчатом валу 1, коромыслового толкателя 7 и тяги 8 с ползуном 9, снабженным приспособлением для подачи заготовки (рис. 12, *a*).

Примечание. При проектировании кривошипно-коромыслового механизма *СДК* следует учесть, что угол между вертикалью и шатуном 4 при крайнем нижнем положении (I'') ползуна 5 должен быть не менее 5° .

13. Пресс-автомат для холодного выдавливания [1] (с. 223)

Назначение и краткое описание работы механизмов

Пресс-автомат (рис. 13, *a*) предназначен для получения изделий методом выдавливания. Деформация заготовки осуществляется пуансоном 18, установленным на ползуне 5 кривошипно-коленного механизма, состоящего из звеньев 1 – 2 – 3 – 4 – 5 (рис. 13, *б*). Кривошип 1 приводится во вращение электродвигателем 6 через планетарную передачу $Z_1-Z_2-Z_3-H$, зубчатые колеса Z_4 , и Z_5 . Из бункера 16 заготовки по лотку 17 поступают в механизм подачи, включающий кулачок 13, шибер 15 с роликом 14. Шибер подает заготовку в штамповую зону, затем пуансон 18 заталкивает ее в матрицу 19. Готовое изделие выталкивается из матрицы выталкивателем 11, движение которого обеспечивается кулачком 7, установленным на валу кривошипа 1, посредством ролика 8, толкателя 9 и рычага 10.

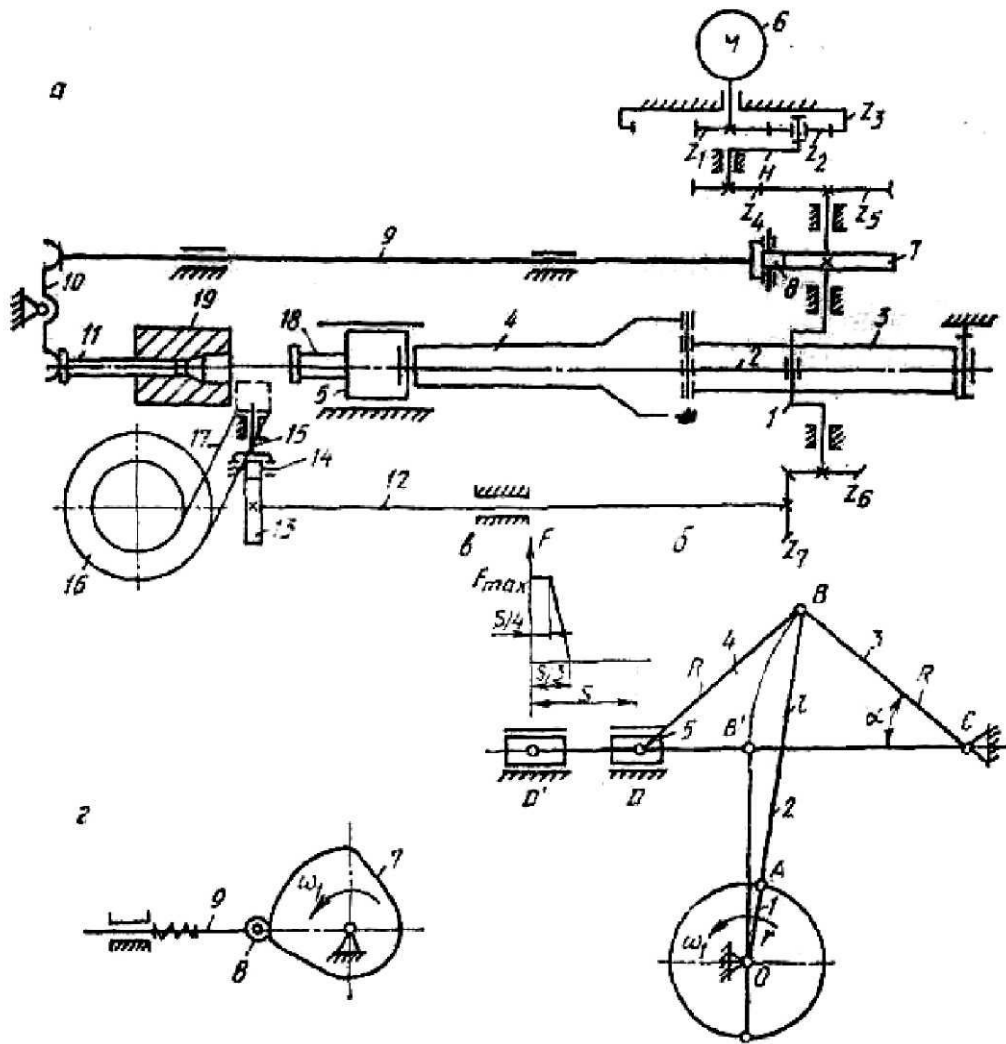


Рис. 13. Пресс-автомат для холодного выдавливания

1-й механизм (выдавливания)	Холостой ход (ход назад)		Рабочий ход	
			Ход вперед	выдавливание
2-й механизм (выталкивания)	Выталкивание	выстой	Ход назад	выстой
3-й механизм (подачи заготовки)	выстой	Подача (ход вперед)	Выстой	Ход назад

Циклограмма механизмов пресса-автомата приведена на рис. 13, *д*, график изменения усилия F на ползуне 5 – на рис. 13, *в*.

Синтезу подлежит кулачковый механизм выталкивания заготовки (рис. 13, *з*).

Для всех вариантов принять: 1) кривошип уравновешен; 2) центры масс звеньев 2, 3, 4 – посередине длины; 3) максимальный угол давления в кулачковом механизме $\nu = 30^\circ$; 4) $I_{DB} = I_{BC}$; 5) холостой ход начинается из положения, когда звенья 3 и 4 вытянуты в одну линию; 6) масса толкателя 9 составляет $m_T = 10m_7$

14. Пресс-автомат с плавающим ползуном [1] (с. 225)

Назначение и краткое описание работы механизмов

Пресс-автомат с плавающим ползуном предназначен для вырубных и гибочных операций (рис. 14, а). Движение от электродвигателя 11 через планетарный редуктор $Z_1-Z_2-Z_3-H$ и зубчатую пару Z_4-Z_5 передается на вал кривошипа 1 (рис. 14, б). Рычажный механизм звеньев 1-2-3-4-5 обеспечивает движение ползуна 4 по эллиптической кривой. Подача ленты 6 осуществляется с помощью подвижного прижима 7, установленного на ползуне 4. Штамповка материала пуансоном 10 происходит в процессе подачи ленты. На холостом ходу лента фиксируется неподвижным прижимом (на схеме не показан). Резка отходов ведется ножом, установленным на толкателе 9 кулачкового механизма 8 – 9.

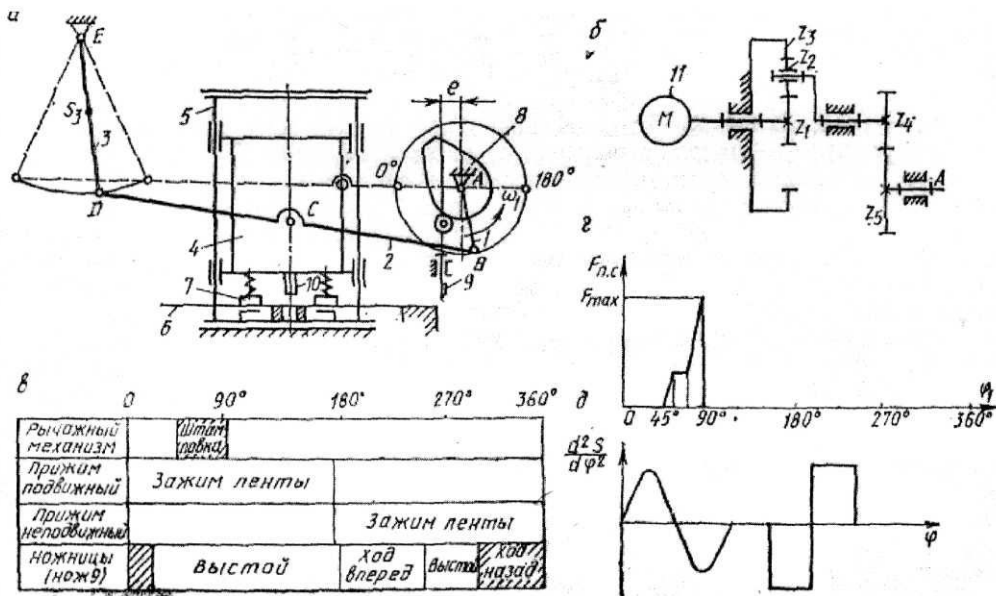


Рис. 14. Пресс-автомат с плавающим ползуном

Циклограмма работы пресса-автомата дана на рис. 14, в, закон изменения ускорения ножа показан на рис. 14, д, усилие штамповки изменяется в соответствии с графиком, приведенным на рис. 14, г.

Для всех вариантов принять: 1) кривошип 1 уравновешен; 2) центры масс звеньев 2, 3 – посередине длины; 3) $l_{BC} = l_{CD}$; 4) массы звеньев $m_6 = ql_{BD}$, $m_3 = ql_{ED}$, $m_4 = 4m_2$; $m_5 = 2m_2$; $q = 30$ кг/м; 5) максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{дон} = 30^\circ$; 6) масса толкателя 9 составляет $m_T = m_8$.

15. Вытяжной пресс-автомат [5] (с. 61)

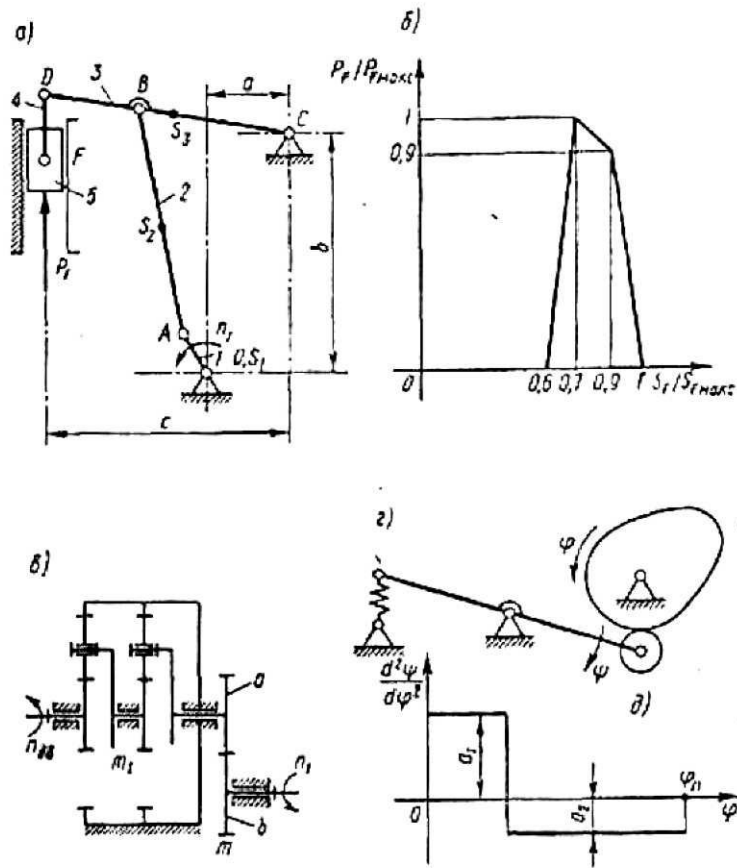


Рис. 15. Выпускной пресс-автомат. Схемы и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизма

Пресс-автомат (рис. 15, а) предназначен для вытяжки изделий из тонкого листового или полосового металла. Деформация заготовки осуществляется в матрице пуансоном, установленным на ползуне 5 кривошипно-коленного механизма, состоящего из звеньев 1-2-3-4-5. Распределение усилий вытяжки представлено на диаграмме (рис. 15, б). Кривошип 1 приводится во вращение электродвигателем через ступенчатую передачу, включающую планетарные и простую ступени (рис. 15, в). Схема кулачкового механизма выталкивателя готовых деталей приводится на рис. 2. Кулачок сидит на валу кривошипа 1 и выталкивает деталь через систему рычагов (не показано) как только пуансон покинет матрицу (на холостом ходу). На рис. 15, д показан график изменения аналога ускорений коромысла кулачкового механизма.

16. Вытяжной пресс-автомат с выровненным ходом [5] (с. 88)

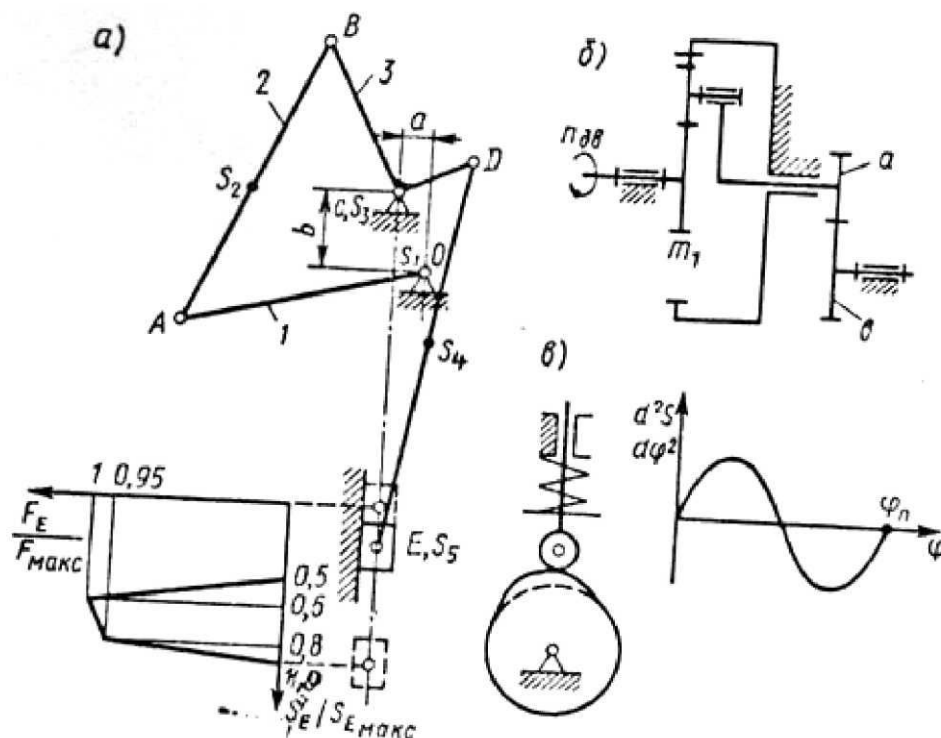


Рис. 16. Выпускной пресс-автомат. Схемы и диаграммы

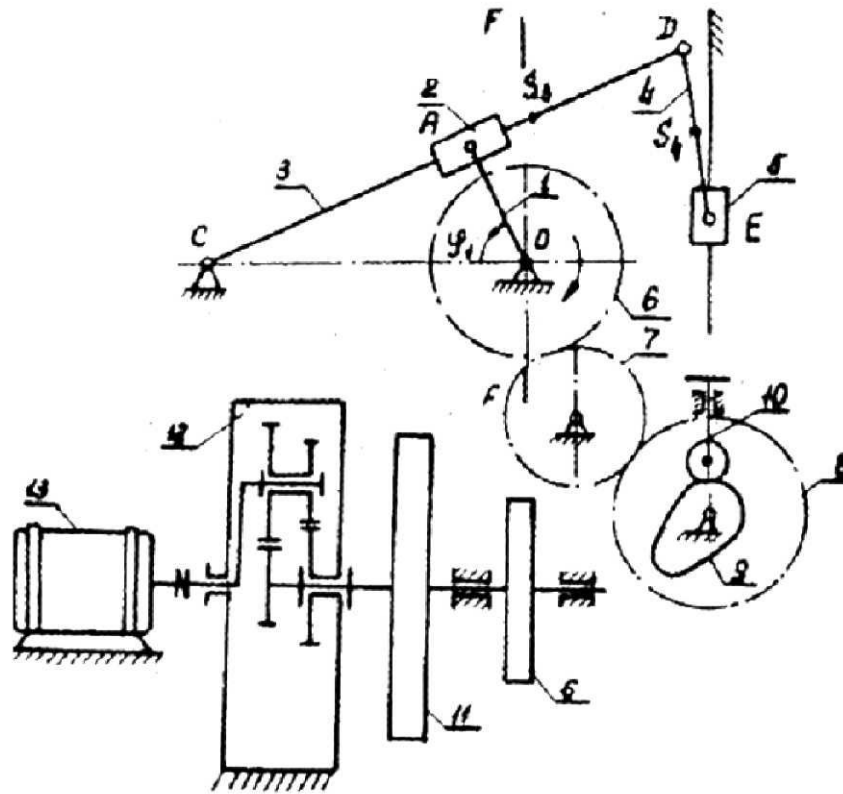
Назначение и краткое описание работы механизма

Пресс-автомат (рис. 16) предназначен для вытяжки изделий из тонкого листового или полосового металла с прижимом заготовки. Деформация заготовки осуществляется в матрице пуансоном, установленным на ползуне 5 двухкривошипного коленного механизма, состоящего из звеньев 1-2-3-4-5 (рис. 16, а). На рис. 16, а представлена и диаграмма изменения усилий вытяжки.

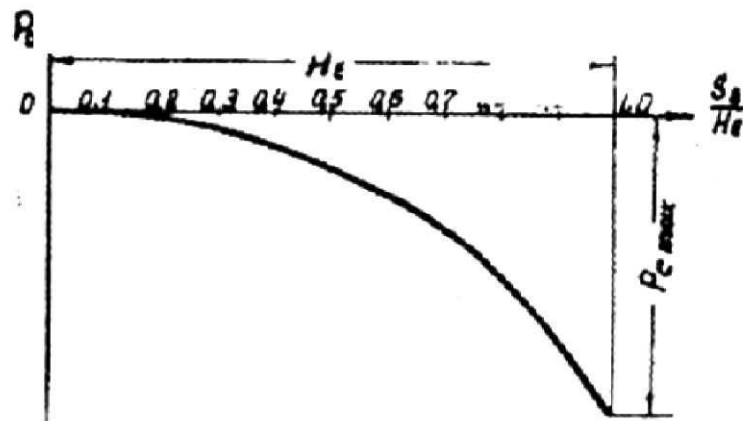
Кривошип 1 приводится во вращение электродвигателем через ступенчатую передачу (рис. 16, б), включающую планетарную и простую ступени. Кулачковый механизм зажимного устройства прижимает деталь к столу во время обработки ее в матрице пуансоном. Кулачок посажен на вал кривошипа 1. График изменения аналога ускорений изображен на рис. 16, в.

Наличие в механизме второго кривошипа 3 позволяет сократить до минимума количество звеньев с возвратно-поступательным движением, увеличить маховые массы пресса, повысить запас кинетической энергии звеньев, увеличить динамическую устойчивость работы автомата.

17. Брикетировочный автомат [2] (с. 29)



а) механизмы брикетировочного автомата



б) диаграмма сил сопротивления при прессовании

Рис. 17. Брикетировочный автомат и диаграмма нагрузки

Назначение и краткое описание механизмов

Брикетировочный автомат (рис. 17) предназначен для прессования брикетов из различных материалов. Основным механизмом автомата является кулисный механизм (рис. 17, а). Движение от электродвигателя 13 через планетарный редуктор 12 передается кривошипу 1, который скользит вдоль

кулисы 3, заставляя ее совершать возвратно-вращательные движение вокруг опоры С. Через шатун 4 движение передается ползуну 5, производящему прессование (брикетирование) материала. Диаграмма сил сопротивления, действующих на ползун 5 при прессовании, представлена на рис. 17, б, данные для построения указанной диаграммы приведены в таблице.

Механизм выталкивателя готовых брикетов (на чертеже не показан) включает кулачок 9 с поступательно движущимся центральным роликовым толкателем 10. Кулачок приводится в движение от вала *O* кривошипа 1 через зубчатую передачу, состоящую из колес 6, 7, 8. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя. Маховик 11 установлен на выходном валу редуктора 12.

Примечание. При проектировании кривошипно-кулисного механизма ось ползуна 5 проводить через середину стрелы прогиба дуги, стягивающей крайние положения точки *D* кулисы *CD*.

Таблица распределения силы сопротивления

$\frac{S_E}{H}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{P_C}{P_{C_{max}}}$	0	0,025	0,059	0,110	0,174	0,265	0,375	0,575	0,708	1,0

18. Стержевая машина [1] (с. 260)

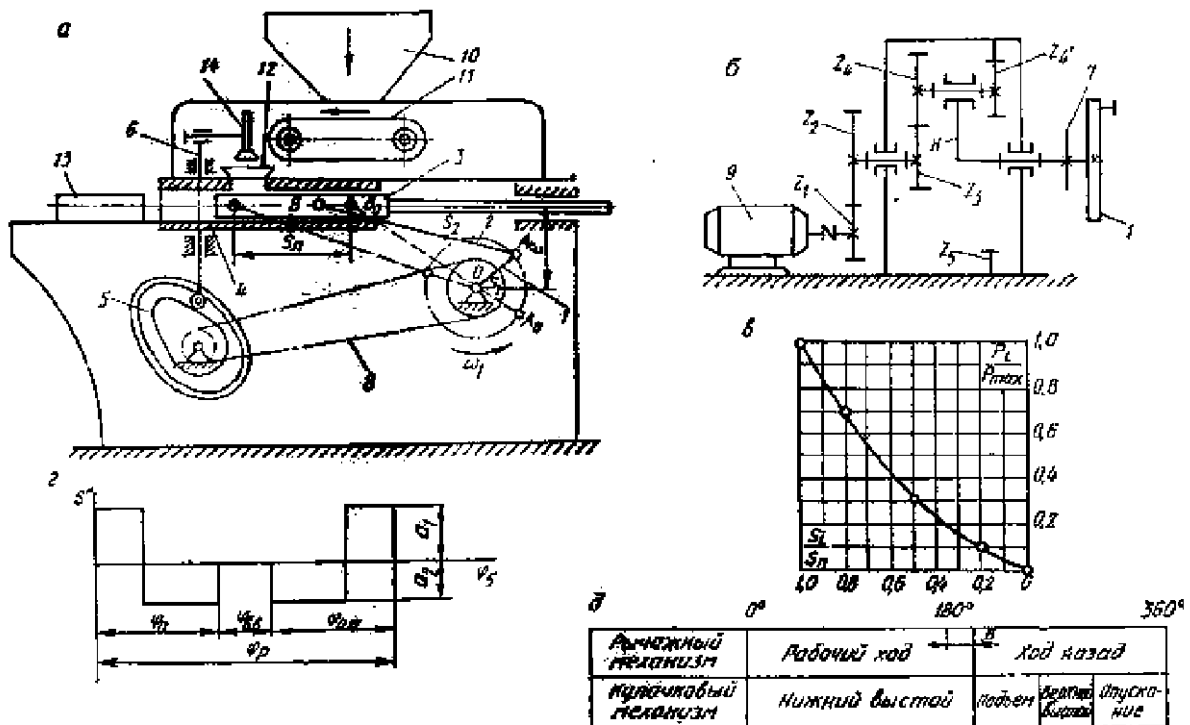


Рис. 18. Стержевая машина. Механизмы и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизмов станка

Стержневая машина (рис. 18) предназначена для изготовления стержней постоянного сечения в формовочном производстве литейных цехов. Смесь загружается в бункер 10 машины (рис. 18, а) и ленточным транспортером 11 подается в приемную воронку 12. Плунжер 3 совершает возвратно-поступательное движение по направляющим 4. Во время рабочего хода плунжер через мундштуки насадки проталкивает порцию смеси, уплотняя ее и образуя стержни. Сформованные стержни на приемном столе 13 разрезаются на куски определенной длины и далее транспортируются на сушку.

Плунжер 3 приводится в движение рычажным механизмом, состоящим из кривошипа 1 и шатуна 2, от электродвигателя 9 (рис. 18, б) через открытую зубчатую передачу $Z_1 - Z_2$ и планетарный редуктор с колесами $Z_3 - Z_5$.

Для предотвращения зависания в воронке 12 подаваемой смеси установлен разрыхлитель 14 с пальцами, который получает движение от кулачкового механизма с толкателем 6 и кулачком 5. Кулачку сообщается движение от вала кривошипа через цепную передачу 8 со звездочкой 7.

График изменения давления прессования смеси (p_i, s_i) представлен на рис. 18, в, а график изменения ускорения толкателя (s'', φ_5) – на рис. 18, з. На рис. 18, д показана циклограмма работы механизмов стержневой машины.

Для всех вариантов принять: 1) кривошип уравновешен; 2) центральный момент инерции шатуна $I_{s2} = 0,17m_2l_{AB}^2$; 3) $l_{AS2} = 0,35 l_{AB}$; 4) фазовые углы поворота кулачка $\varphi_n = \varphi_{on}, \varphi_{в.в} = 10^\circ$; 5) модуль зубчатых колес планетарного редуктора $m = 4$ мм; 6) число сателлитов в планетарном редукторе $k = 3$; 7) массой и моментами инерции звеньев, значения которых не указаны, в расчетах пренебречь.

19. Пальцевой транспортер [6] (с. 21)

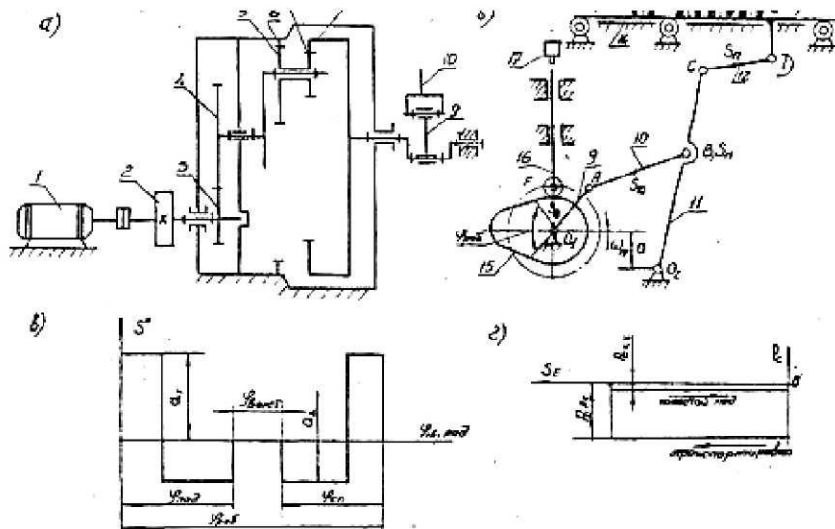


Рис. 19. Пальцевой транспортер. Механизмы и диаграммы

Назначение и краткое описание работы механизмов транспортера

Пальцевой транспортер является частью технологической линии по изготовлению крупногабаритных деталей транспортных машин. Он предназначен для транспортировки отливок (поковок) к накопителю. Привод транспортера (рис. 19, а) осуществляется от электродвигателя 1 через муфту 2, зубчатую передачу 3-4 и планетарный редуктор 5-6-7-8. В механизме пальцевого транспортера используется шестизвенный механизм (рис. 19, б), состоящий из кривошипа 9, шатунов 10, 12, коромысла II и ползуна-линейки 13. К последнему шарнирно прикреплены пальцы-толкатели. Ползун-линейка движется в прорезях лотка 14.

При движении ползуна-линейки влево пальцы-толкатели выхватывают отливки и перемещают их по лотку. При обратном ходе пальцы-толкатели поворачиваются вокруг осей крепления и опускаются, в результате чего отливки остаются на месте, а затем в очередном цикле работы сталкиваются по наклонному лотку в накопитель. Крышка накопителя открывается отдельным устройством, команда на включение которого подается с помощью концевого переключателя 17 от толкателя 16 кулачкового механизма. Чтобы обеспечить необходимую равномерность движения, на валу электродвигателя устанавливается маховик 2.

График изменения сил сопротивления (P_C, S_E), где S_E – перемещение звена 13, при транспортировке и на холостом ходу показан на рис. 19, г. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения толкателя (S'' , φ_{15}) (рис. 19, в).

20. Шаговый транспортер автоматической линии [1] (с. 247)

Назначение и краткое описание работы механизмов транспортера

Шаговый транспортер (рис. 20, а, б) предназначен для прерывистого перемещения деталей с одной позиции на другую при последовательной обработке деталей 11 на нескольких станках 19, объединенных в автоматическую линию. Расстояние между рабочими позициями станков равно шагу H транспортера. Перемещение ленты 10 транспортера осуществляется с помощью штанги 5 и подпружиненных захватов, которые при рабочем ходе штанги вправо тянут ленту 10 транспортера, а при холостом ходе штанги влево подгибаются и проскальзывают под лентой.

Привод транспортера состоит из электродвигателя, планетарного редуктора 14 и зубчатой передачи Z_4-Z_5 , рычажного механизма привода штанги 5, кулачкового механизма управления выключателем 9, корпуса 6. Главный рычажно-кулисный механизм привода транспортера состоит из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, ползуна 4, штанги 5. При повороте кривошипа на угол $\varphi_{p,x}$ штанга через захваты 12 тянет ленту 10 транспортера и

перемещает детали на ход H с одной позиции на другую. На холостом ходу лента транспортера стоит, и в это время осуществляется загрузка деталей в позиции I, зажим деталей губками 17 от пневмоприводных механизмов 18 в позиции II, обработка деталей в позициях I, II, III, IV, ..., N. Сигнал начала загрузки и обработки подается выключателем 9, управляемым кулачковым механизмом 7, 8.

Силы сопротивления на штанге 5 показаны на рис. 20, в. Согласование работы механизмов транспортера иллюстрируется циклограммой (рис. 20, г).

Загрузка деталей 11 в позиции I осуществляется роботом 20 с помощью конвейера 25. Робот включает в себя пневмоприводные механизмы: ИМ₁-сжатие-разжатие схвата 22, ИМ₂-выдвижение руки 23, ИМ₃-поворота колонны 24 на 90°. Управление работой ИМ осуществляется логической системой управления СУ.

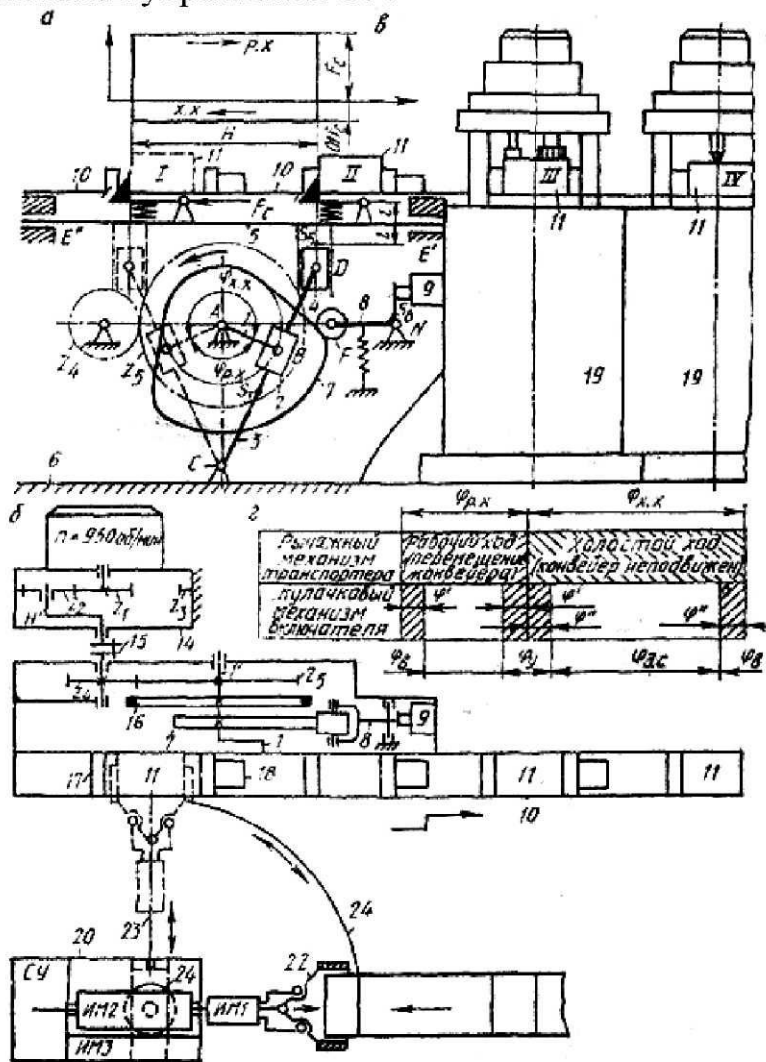


Рис. 20. Шаговый транспортер автоматической линии. Механизмы и диаграммы

Для всех вариантов принять: 1) $l_{S3C} = 1/2 l_{CD}$; 2) центры масс: S2 – в точке B2, S4 – в точке D; 3) углы циклограммы $\varphi' = 0,1\varphi_{p.x}$; $\varphi'' = 0,08\varphi_{x.x}$.

Литература

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов / под общ. ред. Г. Н. Девойно. – Минск : Выш. шк., 1986. – 285 с.
2. Задания для курсового проекта по теории механизмов / МВТУ им. Н. Э. Баумана. Вып. 2. – М., 1970.
3. Сборник заданий для курсового проекта по теории механизмов / МВТУ им. Н. Э. Баумана. – М., 1967.
4. Левитский Н. И., Солдаткин Л. П. Теория механизмов и машин : метод. указания и задания на контрольные работы и курсовые проекты / Н. И. Левитский, Л. П. Солдаткин. – М. : Высш. шк., 1983.
5. Левитский Н. И., Солдаткин Л. П. Теория механизмов и машин : метод. указания и задания на контрольные работы и курсовые проекты / Н. И. Левитский, Л. П. Солдаткин. – М. : Высш. шк., 1989.
6. Методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ. – Минск : БГПА, 1986.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Таблица интерполяционного выбора входных параметров синтеза шарнирного четырехзвенника с известными значениями θ и $\gamma_{пред}$.

Таблица 1

$\theta = 6$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi$	ψ°	№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давле-																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	38,2	29,8	26,7	25,8	26,0	26,8	28,0	29,4	31,0	32,7	34,6	36,5	38,5	40,5	42,6	44,7	46,8	49,0
		-29,3	-15,4	-7,3	-1,4	3,3	7,4	11,0	14,4	17,6	20,7	23,7	26,6	29,4	32,1	34,9	37,6	40,2	42,9
4,6	4	38,9	30,2	27,0	25,9	25,9	26,5	27,6	28,8	30,3	31,9	33,6	35,4	37,3	39,2	41,2	43,1	45,1	47,2
		-30,2	-16,4	-8,3	-2,4	2,3	6,3	9,9	13,2	16,3	19,3	22,2	25,0	27,7	30,4	33,0	35,6	38,1	40,7
4,3	6	39,7	30,9	27,5	26,3	26,2	26,7	27,6	28,8	30,2	31,7	33,3	35,1	36,8	38,7	40,6	42,5	44,4	46,4
		-31,3	-17,5	-9,5	-3,7	0,9	4,8	8,3	11,5	14,4	17,3	20,0	22,7	25,2	27,7	30,2	32,7	35,1	37,4
4,1	8	40,7	31,8	28,2	26,9	26,7	27,1	28,0	29,1	30,4	31,9	33,5	35,1	36,8	38,6	40,4	42,3	44,2	46,1
		-32,6	-18,9	-10,9	-5,3	-0,8	3,0	6,3	9,3	12,2	14,9	17,4	19,9	22,3	24,7	27,0	29,3	31,5	33,8
3,9	10	41,8	32,8	29,2	27,8	27,5	27,8	28,6	29,7	30,9	32,3	33,9	35,4	37,1	38,8	40,5	42,3	44,1	45,9
		-33,9	-20,4	-12,6	-7,1	-2,7	0,9	4,1	6,9	9,6	12,2	14,6	16,9	19,2	21,4	23,6	25,7	27,8	29,9
3,7	12	43,0	34,0	30,3	28,8	28,4	28,7	29,5	30,5	31,6	33,0	34,4	35,9	37,5	39,1	40,7	42,4	44,1	45,8
		-35,4	-22,1	-14,4	-9,0	-4,9	-1,4	1,6	4,4	6,9	9,3	11,6	13,8	15,9	18,0	20,0	22,0	24,0	26,0
3,4	14	44,3	35,3	31,6	30,0	29,6	29,8	30,4	31,3	32,4	33,7	35,0	36,4	37,9	39,4	41,0	42,5	44,1	45,7
		-37,0	-23,9	-16,4	-11,1	-7,1	-3,8	-0,9	1,7	4,1	6,3	8,5	10,5	12,5	14,5	16,4	18,3	20,2	22,0
3,2	16	45,7	36,8	33,0	31,3	30,8	31,0	31,5	32,3	33,3	34,5	35,7	37,0	38,4	39,8	41,3	42,7	44,2	45,7
		-38,7	-25,9	-18,5	-13,4	-9,5	-6,3	-3,6	-1,1	1,2	3,3	5,3	7,2	9,1	11,0	12,8	14,5	16,3	18,0
3,0	18	47,3	38,3	34,5	32,8	32,2	32,2	32,7	33,4	34,3	35,3	36,5	37,7	38,9	40,2	41,6	42,9	44,3	45,7
		-40,5	-27,9	-20,7	-15,8	-12,0	-9,0	-6,3	-4,0	-1,8	0,2	2,1	3,9	5,7	7,4	9,1	10,8	12,4	14,0
2,8	20	48,9	40,1	36,1	34,3	33,6	33,6	33,9	34,5	35,3	36,2	37,3	38,4	39,5	40,7	41,9	43,2	44,5	45,7
		-42,5	-30,2	-23,1	-18,3	-14,6	-11,7	-9,2	-6,9	-4,9	-3,0	-1,2	0,5	2,2	3,8	5,4	6,9	8,5	10,0
2,6	22	50,8	41,9	37,9	36,0	35,2	35,0	35,2	35,7	36,4	37,2	38,1	39,1	40,1	41,2	42,3	43,4	44,6	45,8
		-44,5	-32,5	-25,6	-20,9	-17,4	-14,5	-12,1	-9,9	-8,0	-6,2	-4,5	-2,9	-1,3	0,2	1,6	3,1	4,5	5,9
2,3	24	52,5	43,8	39,8	37,8	36,8	36,5	36,6	37,0	37,5	38,2	39,0	39,8	40,8	41,7	42,7	43,7	44,8	45,8
		-46,7	-35,0	-28,2	-23,6	-20,2	-17,4	-15,1	-13,0	-11,2	-9,5	-7,9	-6,4	-4,9	-3,5	-2,1	-0,8	0,5	1,8
2,1	26	54,4	45,9	41,8	39,6	38,5	38,1	38,1	38,3	38,7	39,3	39,9	40,7	41,4	42,3	43,2	44,1	45,0	45,9
		-49,0	-37,6	-31,0	-26,5	-23,1	-20,4	-18,2	-16,2	-14,4	-12,8	-11,3	-9,9	-8,5	-7,2	-6,0	-4,7	-3,5	-2,3
1,9	28	56,5	48,1	43,9	41,6	40,4	39,8	39,6	39,7	40,0	40,4	40,9	41,5	42,2	42,9	43,6	44,4	45,2	46,0
		-51,4	-40,4	-33,9	-29,5	-26,2	-23,5	-21,3	-19,4	-17,8	-16,2	-14,8	-13,5	-12,2	-11,0	-9,8	-8,7	-7,6	-6,5
1,7	30	58,7	50,5	46,2	43,8	42,4	41,7	41,3	41,2	41,3	41,6	42,0	42,5	43,0	43,6	44,2	44,8	45,5	46,2
		-53,9	-43,3	-37,0	-32,7	-29,4	-26,8	-24,7	-22,8	-21,2	-19,7	-18,4	-17,1	-16,0	-14,8	-13,7	-12,7	-11,7	-10,7
1,4	32	61,0	53,0	48,8	46,2	44,6	43,7	43,1	42,9	42,9	43,0	43,2	43,5	43,9	44,3	44,8	45,3	45,9	46,4
		-56,6	-46,5	-40,3	-36,1	-32,8	-30,3	-28,2	-26,4	-24,8	-23,4	-22,1	-20,9	-19,8	-18,8	-17,8	-16,8	-15,9	-15,0
1,2	34	63,5	55,8	51,5	48,8	47,1	45,9	45,2	44,8	44,6	44,5	44,6	44,7	44,9	45,2	45,5	45,9	46,3	46,7
		-59,5	-49,9	-43,9	-39,7	-36,6	-34,0	-32,0	-30,2	-28,7	-27,3	-26,1	-24,9	-23,9	-22,9	-22,0	-21,1	-20,2	-19,4
1,0	36	66,2	58,9	54,6	51,8	49,9	48,6	47,6	47,0	46,6	46,3	46,2	46,2	46,2	46,3	46,5	46,7	47,0	47,3
		-62,6	-53,6	-47,9	-43,8	-40,7	-38,2	-36,1	-34,3	-32,8	-31,5	-30,3	-29,2	-28,2	-27,3	-26,4	-25,5	-24,8	-24,0
0,8	38	69,2	62,4	58,2	55,3	53,3	51,7	50,6	49,7	49,1	48,6	48,3	48,1	47,9	47,9	47,9	47,9	48,0	48,1
		-66,0	-57,8	-52,4	-48,5	-45,4	-42,9	-40,8	-39,1	-37,6	-36,2	-35,0	-34,0	-33,0	-32,1	-31,2	-30,4	-29,7	-29,0
0,6	40	72,5	66,5	62,5	59,7	57,5	55,8	54,5	53,4	52,5	51,8	51,3	50,8	50,5	50,2	50,0	49,8	49,7	49,6
		-69,9	-62,7	-57,8	-54,1	-51,1	-48,7	-46,6	-44,9	-43,3	-42,0	-40,8	-39,7	-38,7	-37,8	-36,9	-36,2	-35,4	-34,8
0,3	42	76,6	71,6	68,2	65,5	63,4	61,7	60,2	59,0	57,9	57,0	56,2	55,5	54,9	54,4	53,9	53,5	53,2	52,8
		-74,6	-68,7	-64,6	-61,3	-58,7	-56,4	-54,4	-52,7	-51,2	-49,9	-48,8	-47,5	-46,5	-45,6	-44,7	-43,9	-43,2	-42,5
0,1	44	82,3	79,3	77,0	75,2	73,6	72,2	71,0	69,9	68,9	68,0	67,1	66,4	65,6	65,0	64,3	63,7	63,2	62,7
		-81,2	-77,6	-75,0	-72,8	-71,0	-69,3	-67,9	-66,5	-65,3	-64,2	-63,1	-62,1	-61,2	-60,4	-59,6	-58,8	-58,1	-57,4

Таблица 2

 $\theta = 8$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi\psi^\circ$	№	№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давле-																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	43,7	34,8	31,3	29,9	29,8	30,2	31,2	32,4	33,9	35,5	37,2	39,0	40,9	42,9	44,9	46,9	49,0	51,1
		-33,7	-19,2	-10,4	-4,0	1,1	5,6	9,5	13,1	16,5	19,8	22,9	25,9	28,8	31,7	34,5	37,2	39,9	42,6
4,6	4	44,3	35,3	31,5	30,0	29,6	29,9	30,7	31,7	33,0	34,5	36,0	37,7	39,4	41,2	43,1	45,0	46,9	48,9
		-34,6	-20,1	-11,4	-5,0	0,2	4,5	8,4	12,0	15,4	18,5	21,6	24,5	27,4	30,1	32,9	35,6	38,2	40,9
4,3	6	45,1	35,9	32,0	30,3	29,7	29,9	30,5	31,5	32,6	34,0	35,4	37,0	38,6	40,3	42,1	43,9	45,7	47,6
		-35,7	-21,3	-12,5	-6,2	-1,1	3,2	7,0	10,5	13,7	16,8	19,7	22,5	25,3	27,9	30,5	33,1	35,6	38,1
4,1	8	45,9	36,7	32,6	30,8	30,1	30,2	30,7	31,6	32,7	33,9	35,3	36,8	38,3	40,0	41,6	43,4	45,1	46,9
		-36,8	-22,6	-13,9	-7,7	-2,7	1,5	5,2	8,5	11,7	14,6	17,4	20,0	22,6	25,2	27,6	30,0	32,4	34,7
3,9	10	46,9	37,6	33,5	31,5	30,8	30,8	31,2	32,0	33,0	34,2	35,5	36,9	38,4	39,9	41,5	43,2	44,9	46,6
		-38,1	-24,0	-15,5	-9,4	-4,5	-0,5	3,1	6,3	9,3	12,1	14,7	17,3	19,7	22,1	24,4	26,6	28,9	31,1
3,7	12	48,0	38,7	34,5	32,5	31,6	31,5	31,9	32,6	33,5	34,6	35,8	37,2	38,6	40,1	41,6	43,2	44,8	46,4
		-39,5	-25,7	-17,3	-11,3	-6,5	-2,6	0,8	3,9	6,7	9,4	11,9	14,2	16,5	18,8	20,9	23,1	25,2	27,2
3,4	14	49,2	40,0	35,7	33,6	32,7	32,5	32,8	33,4	34,2	35,2	36,4	37,6	38,9	40,3	41,8	43,3	44,8	46,3
		-41,0	-27,4	-19,2	-13,3	-8,7	-4,9	-1,6	1,3	4,0	6,5	8,8	11,1	13,3	15,4	17,4	19,4	21,4	23,3
3,2	16	50,5	41,4	37,0	34,8	33,8	33,6	33,8	34,3	35,0	36,0	37,0	38,2	39,4	40,7	42,0	43,4	44,8	46,3
		-42,7	-29,3	-21,2	-15,5	-11,1	-7,4	-4,2	-1,4	1,1	3,5	5,7	7,8	9,9	11,9	13,8	15,7	17,5	19,3
3,0	18	51,9	42,9	38,5	36,2	35,1	34,8	34,9	35,3	35,9	36,8	37,7	38,8	39,9	41,1	42,3	43,6	44,9	46,3
		-44,4	-31,4	-23,5	-17,9	-13,5	-10,0	-7,0	-4,3	-1,8	0,4	2,5	4,5	6,4	8,3	10,1	11,9	13,6	15,3
2,8	20	53,4	44,5	40,0	37,7	36,5	36,1	36,1	36,4	36,9	37,7	38,5	39,5	40,5	41,6	42,7	43,8	45,0	46,3
		-46,2	-33,5	-25,8	-20,3	-16,1	-12,7	-9,8	-7,2	-4,9	-2,8	-0,8	1,1	2,9	4,7	6,4	8,0	9,6	11,2
2,6	22	55,0	46,2	41,8	39,3	38,1	37,5	37,4	37,6	38,0	38,6	39,4	40,2	41,1	42,1	43,1	44,1	45,2	46,3
		-48,1	-35,8	-28,3	-22,9	-18,9	-15,5	-12,7	-10,3	-8,0	-6,0	-4,1	-2,3	-0,6	1,0	2,6	4,1	5,6	7,1
2,3	24	56,7	48,0	43,6	41,1	39,7	39,0	38,8	38,9	39,2	39,7	40,3	41,0	41,8	42,6	43,5	44,4	45,4	46,4
		-50,2	-38,2	-30,9	-25,7	-21,7	-18,5	-15,8	-13,4	-11,3	-9,3	-7,5	-5,8	-4,2	-2,7	-1,2	0,2	1,6	3,0
2,1	26	58,5	50,0	45,5	43,0	41,5	40,6	40,3	40,2	40,4	40,8	41,2	41,8	42,5	43,2	44,0	44,8	45,7	46,5
		-52,3	-40,8	-33,6	-28,6	-24,7	-21,6	-18,9	-16,6	-14,6	-12,7	-11,0	-9,4	-7,9	-6,5	-5,1	-3,8	-2,5	-1,2
1,9	28	60,4	52,1	47,7	45,0	43,4	42,4	41,9	41,7	41,8	42,0	42,3	42,8	43,3	43,9	44,5	45,2	46,0	46,7
		-54,6	-43,5	-36,6	-31,6	-27,8	-24,8	-22,2	-20,0	-18,0	-16,3	-14,7	-13,1	-11,7	-10,4	-9,1	-7,8	-6,6	-5,4
1,7	30	62,4	54,4	49,9	47,2	45,4	44,3	43,7	43,3	43,2	43,3	43,5	43,8	44,2	44,7	45,2	45,7	46,3	46,9
		-56,9	-46,4	-39,7	-34,9	-31,2	-28,2	-25,7	-23,5	-21,6	-19,9	-18,4	-16,9	-15,6	-14,3	-13,1	-12,0	-10,8	-9,8
1,4	32	64,5	56,8	52,4	49,6	47,7	46,4	45,6	45,1	44,9	44,8	44,8	45,0	45,2	45,5	45,9	46,3	46,8	47,3
		-59,5	-49,4	-43,0	-38,3	-34,7	-31,8	-29,4	-27,3	-25,4	-23,8	-22,3	-20,9	-19,6	-18,5	-17,3	-16,2	-15,2	-14,2
1,2	34	66,7	59,5	55,1	52,2	50,2	48,8	47,8	47,2	46,7	46,5	46,4	46,4	46,4	46,6	46,8	47,1	47,4	47,7
		-62,1	-52,7	-46,6	-42,1	-38,6	-35,7	-33,3	-31,3	-29,5	-27,9	-26,5	-25,1	-23,9	-22,8	-21,7	-20,7	-19,7	-18,8
1,0	36	69,2	62,4	58,1	55,2	53,1	51,6	50,4	49,6	49,0	48,5	48,2	48,0	48,0	48,0	48,0	48,1	48,3	48,5
		-65,0	-56,4	-50,6	-46,2	-42,8	-40,1	-37,7	-35,7	-33,9	-32,4	-31,0	-29,7	-28,5	-27,4	-26,4	-25,5	-24,6	-23,7
0,8	38	71,8	65,6	61,6	58,7	56,5	54,8	53,5	52,5	51,7	51,1	50,6	50,2	50,0	49,8	49,7	49,6	49,6	49,6
		-68,2	-60,4	-55,0	-51,0	-47,7	-45,0	-42,7	-40,8	-39,0	-37,5	-36,1	-34,9	-33,7	-32,7	-31,7	-30,8	-29,9	-29,1
0,6	40	74,8	69,4	65,7	62,9	60,7	59,0	57,6	56,4	55,4	54,6	53,9	53,4	52,9	52,5	52,2	51,9	51,7	51,5
		-71,8	-65,0	-60,2	-56,5	-53,5	-51,0	-48,8	-46,9	-45,2	-43,7	-42,3	-41,1	-39,9	-38,9	-37,9	-37,0	-36,2	-35,4
0,3	42	78,4	74,0	70,9	68,4	66,4	64,7	63,3	62,1	61,0	60,0	59,2	58,4	57,8	57,2	56,7	56,2	55,8	55,4
		-76,1	-70,7	-66,7	-63,6	-61,0	-58,7	-56,8	-55,0	-53,4	-52,0	-50,7	-49,5	-48,4	-47,4	-46,4	-45,5	-44,7	-43,9
0,1	44	83,4	80,7	78,8	77,1	75,7	74,5	73,4	72,4	71,5	70,6	69,9	69,1	68,4	67,8	67,2	66,6	66,1	65,6
		-82,1	-78,8	-76,4	-74,4	-72,7	-71,2	-69,8	-68,5	-67,4	-66,3	-65,3	-64,3	-63,4	-62,6	-61,8	-61,0	-60,3	-59,6

Таблица 3

 $\theta = 10$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi\psi^\circ$		№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	48,0	39,1	35,2	33,6	33,2	33,4	34,2	35,3	36,6	38,1	39,7	41,5	43,3	45,2	47,1	49,1	51,2	53,2
		-37,1	-22,2	-13,0	-6,2	-0,7	4,0	8,1	12,0	15,5	18,9	22,1	25,2	28,2	31,2	34,0	36,9	39,6	42,4
4,6	4	48,5	39,5	35,4	33,6	33,0	33,0	33,6	34,5	35,7	37,0	38,4	40,0	41,6	43,4	45,1	47,0	48,8	50,7
		-38,0	-23,2	-14,0	-7,2	-1,7	3,0	7,1	10,9	14,4	17,7	20,9	24,0	26,9	29,8	32,7	35,4	38,1	40,8
4,3	6	49,2	40,1	35,9	33,8	33,0	33,0	33,4	34,1	35,1	36,3	37,6	39,1	40,6	42,2	43,8	45,5	47,3	49,1
		-39,0	-24,3	-15,1	-8,4	-3,0	1,7	5,7	9,5	12,9	16,1	19,2	22,2	25,1	27,9	30,6	33,3	35,9	38,5
4,1	8	50,0	40,8	36,5	34,3	33,4	33,2	33,5	34,1	35,0	36,1	37,3	38,6	40,0	41,5	43,1	44,7	46,4	48,1
		-40,1	-25,6	-16,5	-9,8	-4,5	0,1	4,1	7,7	11,0	14,1	17,1	20,0	22,7	25,4	28,0	30,5	33,0	35,4
3,9	10	51,0	41,7	37,2	35,0	33,9	33,6	33,8	34,3	35,1	36,1	37,3	38,5	39,9	41,3	42,8	44,3	45,9	47,5
		-41,3	-27,0	-18,0	-11,4	-6,2	-1,8	2,1	5,6	8,8	11,8	14,6	17,3	19,9	22,5	24,9	27,3	29,6	31,9
3,7	12	52,0	42,7	38,2	35,8	34,7	34,3	34,4	34,8	35,5	36,4	37,5	38,7	39,9	41,3	42,7	44,2	45,7	47,2
		-42,6	-28,5	-19,7	-13,3	-8,1	-3,8	-0,1	3,3	6,3	9,2	11,9	14,5	16,9	19,3	21,6	23,9	26,1	28,2
3,4	14	53,1	43,9	39,3	36,9	35,6	35,1	35,1	35,5	36,1	36,9	37,9	39,0	40,2	41,4	42,8	44,1	45,6	47,0
		-44,1	-30,3	-21,6	-15,3	-10,3	-6,1	-2,5	0,8	3,7	6,4	9,0	11,4	13,7	16,0	18,2	20,3	22,3	24,4
3,2	16	54,3	45,2	40,5	38,0	36,7	36,1	36,0	36,3	36,8	37,6	38,5	39,5	40,6	41,7	43,0	44,2	45,6	46,9
		-45,6	-32,1	-23,6	-17,4	-12,5	-8,5	-5,0	-1,9	0,9	3,5	5,9	8,2	10,4	12,5	14,6	16,6	18,5	20,4
3,0	18	55,5	46,6	41,9	39,3	37,9	37,3	37,1	37,3	37,7	38,3	39,1	40,0	41,0	42,1	43,2	44,4	45,6	46,9
		-47,2	-34,1	-25,8	-19,7	-15,0	-11,1	-7,7	-4,7	-2,0	0,4	2,7	4,9	7,0	9,0	10,9	12,8	14,6	16,4
2,8	20	56,9	48,1	43,4	40,8	39,3	38,5	38,2	38,3	38,7	39,2	39,9	40,7	41,6	42,5	43,6	44,6	45,8	46,9
		-48,9	-36,2	-28,1	-22,2	-17,6	-13,8	-10,5	-7,7	-5,1	-2,7	-0,5	1,5	3,5	5,4	7,2	8,9	10,7	12,3
2,6	22	58,4	49,7	45,1	42,4	40,8	39,9	39,5	39,5	39,7	40,2	40,7	41,4	42,2	43,0	44,0	44,9	45,9	47,0
		-50,8	-38,4	-30,5	-24,8	-20,3	-16,6	-13,5	-10,7	-8,2	-6,0	-3,9	-1,9	-0,1	1,7	3,4	5,0	6,6	8,2
2,3	24	59,9	51,5	46,8	44,1	42,4	41,4	40,9	40,8	40,9	41,2	41,7	42,2	42,9	43,6	44,4	45,3	46,2	47,1
		-52,7	-40,7	-33,1	-27,5	-23,1	-19,6	-16,5	-13,9	-11,5	-9,4	-7,4	-5,5	-3,8	-2,1	-0,5	1,1	2,6	4,0
2,1	26	61,6	53,3	48,7	45,9	44,1	43,1	42,4	42,2	42,2	42,3	42,7	43,1	43,7	44,3	44,9	45,7	46,4	47,2
		-54,7	-43,2	-35,8	-30,4	-26,2	-22,7	-19,7	-17,2	-14,9	-12,8	-10,9	-9,2	-7,5	-5,9	-4,4	-3,0	-1,6	-0,2
1,9	28	63,3	55,3	50,8	47,9	46,0	44,8	44,1	43,7	43,6	43,6	43,8	44,1	44,5	45,0	45,5	46,1	46,8	47,5
		-56,8	-45,8	-38,7	-33,4	-29,3	-26,0	-23,1	-20,6	-18,4	-16,5	-14,6	-13,0	-11,4	-9,9	-8,5	-7,1	-5,8	-4,6
1,7	30	65,1	57,5	53,0	50,0	48,1	46,8	45,9	45,4	45,1	45,0	45,0	45,2	45,5	45,8	46,2	46,7	47,2	47,8
		-59,1	-48,6	-41,8	-36,7	-32,7	-29,4	-26,7	-24,3	-22,1	-20,2	-18,5	-16,9	-15,4	-14,0	-12,7	-11,4	-10,2	-9,0
1,4	32	67,0	59,8	55,4	52,4	50,4	48,9	47,9	47,3	46,8	46,6	46,5	46,5	46,6	46,8	47,1	47,4	47,8	48,2
		-61,5	-51,6	-45,1	-40,2	-36,3	-33,1	-30,5	-28,1	-26,1	-24,2	-22,6	-21,0	-19,6	-18,3	-17,0	-15,8	-14,7	-13,6
1,2	34	69,1	62,2	58,0	55,0	52,9	51,3	50,2	49,4	48,8	48,4	48,1	48,0	48,0	48,0	48,1	48,3	48,5	48,8
		-64,0	-54,8	-48,6	-44,0	-40,2	-37,2	-34,6	-32,3	-30,3	-28,5	-26,9	-25,4	-24,1	-22,8	-21,6	-20,5	-19,4	-18,4
1,0	36	71,3	65,0	60,9	57,9	55,8	54,1	52,9	51,9	51,1	50,6	50,2	49,9	49,7	49,6	49,5	49,5	49,6	49,7
		-66,7	-58,3	-52,5	-48,1	-44,6	-41,6	-39,1	-36,9	-35,0	-33,2	-31,7	-30,2	-28,9	-27,7	-26,6	-25,5	-24,5	-23,5
0,8	38	73,7	68,0	64,1	61,3	59,1	57,4	56,0	54,9	54,0	53,3	52,7	52,3	51,9	51,6	51,4	51,2	51,1	51,1
		-69,7	-62,2	-56,9	-52,8	-49,5	-46,7	-44,3	-42,1	-40,3	-38,6	-37,1	-35,7	-34,4	-33,2	-32,1	-31,1	-30,1	-29,2
0,6	40	76,4	71,4	68,0	65,3	63,2	61,5	60,1	58,9	57,9	57,0	56,2	55,6	55,1	54,6	54,2	53,9	53,6	53,3
		-73,1	-66,6	-62,0	-58,3	-55,3	-52,7	-50,4	-48,4	-46,7	-45,1	-43,6	-42,3	-41,0	-39,9	-38,8	-37,8	-36,9	-36,0
0,3	42	79,7	75,7	72,8	70,5	68,7	67,1	65,7	64,5	63,4	62,4	61,6	60,8	60,1	59,5	59,0	58,4	58,0	57,6
		-77,1	-72,0	-68,2	-65,2	-62,6	-60,4	-58,4	-56,7	-55,1	-53,6	-52,3	-51,0	-49,9	-48,8	-47,8	-46,8	-45,9	-45,1
0,1	44	84,1	81,8	80,0	78,5	77,2	76,1	75,1	74,2	73,4	72,6	71,8	71,2	70,5	69,9	69,3	68,8	68,3	67,8
		-82,6	-79,6	-77,4	-75,5	-73,9	-72,4	-71,1	-69,9	-68,8	-67,7	-66,7	-65,8	-64,9	-64,1	-63,3	-62,6	-61,9	-61,2

Таблица 4

 $\theta = 12$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\varphi\psi^\circ$	№.№ точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ	№.№ точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ																																			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18																		
4,8	2	51,5	42,7	38,7	36,9	36,3	36,4	37,0	38,0	39,2	40,6	42,1	43,8	45,6	47,4	49,3	51,3	53,3	55,3	-39,7	-24,8	-15,2	-8,1	-2,4	2,5	6,9	10,9	14,6	18,1	21,4	24,6	27,7	30,7	33,6	36,5	39,4	42,1
4,6	4	52,0	43,1	38,9	36,9	36,1	36,0	36,4	37,2	38,2	39,4	40,8	42,3	43,8	45,5	47,2	49,0	50,8	52,7	-40,6	-25,7	-16,2	-9,1	-3,4	1,5	5,9	9,9	13,5	17,0	20,3	23,4	26,5	29,5	32,4	35,2	38,0	40,7
4,3	6	52,6	43,6	39,3	37,1	36,1	35,8	36,1	36,7	37,6	38,6	39,8	41,2	42,6	44,1	45,7	47,3	49,0	50,7	-41,5	-26,8	-17,3	-10,3	-4,6	0,3	4,6	8,5	12,1	15,5	18,7	21,8	24,8	27,7	30,5	33,3	36,0	38,7
4,1	8	53,4	44,3	39,8	37,5	36,3	36,0	36,1	36,5	37,3	38,2	39,3	40,5	41,9	43,3	44,7	46,2	47,8	49,4	-42,6	-28,0	-18,6	-11,7	-6,0	-1,2	3,0	6,8	10,3	13,6	16,7	19,7	22,6	25,4	28,1	30,7	33,3	35,9
3,9	10	54,2	45,1	40,6	38,1	36,8	36,3	36,3	36,7	37,3	38,1	39,1	40,3	41,5	42,8	44,2	45,6	47,1	48,6	-43,8	-29,4	-20,1	-13,2	-7,7	-3,0	1,1	4,8	8,2	11,4	14,4	17,3	20,0	22,7	25,3	27,8	30,2	32,6
3,7	12	55,1	46,1	41,4	38,9	37,5	36,9	36,8	37,0	37,6	38,3	39,2	40,3	41,4	42,6	43,9	45,3	46,7	48,2	-45,0	-30,9	-21,8	-15,0	-9,6	-5,0	-1,0	2,6	5,9	8,9	11,8	14,5	17,1	19,7	22,1	24,5	26,8	29,0
3,4	14	56,1	47,2	42,5	39,8	38,4	37,6	37,4	37,6	38,1	38,7	39,5	40,5	41,5	42,7	43,9	45,2	46,5	47,9	-46,4	-32,6	-23,6	-17,0	-11,7	-7,2	-3,3	0,1	3,3	6,2	9,0	11,6	14,1	16,4	18,7	21,0	23,1	25,3
3,2	16	57,2	48,4	43,7	40,9	39,4	38,6	38,3	38,4	38,7	39,3	40,0	40,9	41,8	42,9	44,0	45,2	46,4	47,7	-47,9	-34,3	-25,6	-19,1	-13,9	-9,6	-5,8	-2,5	0,6	3,4	6,0	8,4	10,8	13,0	15,2	17,3	19,4	21,4
3,0	18	58,4	49,7	45,0	42,2	40,5	39,6	39,3	39,2	39,5	40,0	40,6	41,4	42,3	43,2	44,2	45,3	46,5	47,7	-49,4	-36,2	-27,7	-21,4	-16,3	-12,1	-8,5	-5,2	-2,3	0,3	2,8	5,2	7,4	9,5	11,6	13,6	15,5	17,4
2,8	20	59,7	51,1	46,4	43,6	41,8	40,9	40,4	40,3	40,4	40,8	41,3	42,0	42,8	43,6	44,6	45,5	46,6	47,7	-51,0	-38,3	-29,9	-23,8	-18,9	-14,8	-11,3	-8,2	-5,4	-2,8	-0,4	1,8	3,9	5,9	7,8	9,7	11,5	13,3
2,6	22	61,0	52,7	48,0	45,1	43,3	42,2	41,6	41,4	41,5	41,7	42,2	42,7	43,4	44,1	44,9	45,8	46,8	47,7	-52,8	-40,4	-32,3	-26,3	-21,6	-17,6	-14,2	-11,2	-8,5	-6,1	-3,8	-1,7	0,3	2,2	4,0	5,8	7,5	9,1
2,3	24	62,5	54,3	49,6	46,7	44,9	43,7	43,0	42,7	42,6	42,8	43,1	43,5	44,1	44,7	45,4	46,2	47,0	47,8	-54,6	-42,7	-34,9	-29,1	-24,4	-20,6	-17,3	-14,4	-11,8	-9,5	-7,3	-5,3	-3,4	-1,6	0,1	1,8	3,4	4,9
2,1	26	64,0	56,1	51,5	48,5	46,6	45,3	44,5	44,1	43,9	43,9	44,1	44,4	44,9	45,4	46,0	46,6	47,3	48,0	-56,5	-45,1	-37,6	-31,9	-27,4	-23,7	-20,5	-17,8	-15,3	-13,0	-11,0	-9,0	-7,2	-5,5	-3,9	-2,4	-0,9	0,6
1,9	28	65,6	58,0	53,4	50,4	48,4	47,1	46,2	45,6	45,3	45,2	45,3	45,5	45,8	46,2	46,6	47,1	47,7	48,3	-58,6	-47,7	-40,4	-35,0	-30,6	-27,0	-24,0	-21,3	-18,9	-16,7	-14,7	-12,9	-11,2	-9,6	-8,0	-6,6	-5,2	-3,8
1,7	30	67,2	60,0	55,5	52,5	50,5	49,0	48,0	47,3	46,9	46,7	46,6	46,7	46,8	47,1	47,4	47,8	48,2	48,7	-60,7	-50,4	-43,5	-38,2	-34,0	-30,5	-27,6	-25,0	-22,7	-20,6	-18,7	-16,9	-15,3	-13,8	-12,3	-10,9	-9,6	-8,4
1,4	32	69,0	62,1	57,8	54,8	52,7	51,2	50,0	49,2	48,7	48,3	48,1	48,0	48,0	48,1	48,3	48,6	48,9	49,2	-63,0	-53,3	-46,7	-41,7	-37,7	-34,3	-31,4	-28,9	-26,7	-24,7	-22,9	-21,2	-19,6	-18,2	-16,8	-15,5	-14,3	-13,1
1,2	34	70,9	64,5	60,3	57,4	55,2	53,6	52,3	51,4	50,7	50,2	49,8	49,6	49,5	49,4	49,5	49,6	49,7	49,9	-65,4	-56,4	-50,2	-45,5	-41,6	-38,4	-35,6	-33,2	-31,1	-29,1	-27,4	-25,8	-24,3	-22,9	-21,6	-20,3	-19,2	-18,1
1,0	36	73,0	67,0	63,1	60,2	58,0	56,3	55,0	54,0	53,1	52,5	52,0	51,6	51,3	51,1	51,0	50,9	50,9	51,0	-68,0	-59,8	-54,1	-49,6	-46,0	-42,9	-40,3	-37,9	-35,9	-34,0	-32,3	-30,8	-29,3	-28,0	-26,7	-25,6	-24,5	-23,4
0,8	38	75,2	69,8	66,2	63,4	61,3	59,6	58,2	57,0	56,1	55,3	54,6	54,1	53,7	53,3	53,0	52,8	52,6	52,5	-70,8	-63,5	-58,3	-54,2	-50,9	-48,0	-45,5	-43,3	-41,3	-39,5	-37,9	-36,4	-35,1	-33,8	-32,6	-31,5	-30,4	-29,4
0,6	40	77,7	73,1	69,8	67,3	65,3	63,6	62,2	61,0	59,9	59,0	58,2	57,6	57,0	56,5	56,0	55,6	55,3	55,0	-74,0	-67,8	-63,3	-59,7	-56,6	-54,0	-51,7	-49,7	-47,9	-46,2	-44,7	-43,2	-41,9	-40,7	-39,6	-38,5	-37,5	-36,5
0,3	42	80,6	77,0	74,3	72,2	70,4	68,9	67,6	66,4	65,4	64,4	63,6	62,8	62,1	61,5	60,9	60,4	59,9	59,5	-77,8	-72,9	-69,3	-66,4	-63,9	-61,7	-59,7	-57,9	-56,3	-54,9	-53,5	-52,2	-51,0	-49,9	-48,9	-47,9	-46,9	-46,0
0,1	44	84,7	82,5	80,9	79,6	78,4	77,4	76,4	75,6	74,8	74,1	73,4	72,7	72,1	71,6	71,0	70,5	70,0	69,6	-83,0	-80,2	-78,1	-76,3	-74,7	-73,3	-72,0	-70,9	-69,8	-68,8	-67,8	-66,9	-66,1	-65,3	-64,5	-63,7	-63,0	-62,3

Таблица 5

 $\theta = 14$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\phi$	ψ°	№№ точек на вероятностных интервалах угла ϕ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	54,4	45,9	41,8	39,9	39,2	39,2	39,7	40,5	41,7	43,0	44,5	46,1	47,8	49,6	51,5	53,4	55,4	57,4
		-41,9	-26,9	-17,1	-9,8	-3,9	1,2	5,8	9,9	13,7	17,3	20,7	24,0	27,2	30,3	33,3	36,2	39,1	41,9
4,6	4	54,9	46,2	42,0	39,9	38,9	38,7	39,0	39,7	40,6	41,8	43,1	44,5	46,0	47,6	49,3	51,0	52,8	54,6
		-42,7	-27,8	-18,1	-10,8	-4,8	0,3	4,8	8,9	12,7	16,3	19,7	22,9	26,1	29,1	32,1	35,0	37,8	40,6
4,3	6	55,5	46,7	42,3	40,0	38,9	38,5	38,7	39,1	39,9	40,9	42,0	43,3	44,6	46,1	47,6	49,2	50,8	52,5
		-43,6	-28,9	-19,2	-11,9	-6,0	-1,0	3,5	7,6	11,3	14,9	18,2	21,4	24,5	27,4	30,4	33,2	36,0	38,7
4,1	8	56,2	47,4	42,9	40,4	39,1	38,6	38,6	38,9	39,5	40,4	41,4	42,5	43,7	45,0	46,4	47,9	49,4	50,9
		-44,6	-30,1	-20,5	-13,3	-7,4	-2,4	2,0	6,0	9,6	13,1	16,3	19,4	22,4	25,3	28,1	30,9	33,5	36,2
3,9	10	56,9	48,1	43,5	40,9	39,5	38,9	38,7	38,9	39,4	40,2	41,0	42,1	43,2	44,4	45,7	47,0	48,5	49,9
		-45,8	-31,4	-22,0	-14,8	-9,1	-4,2	0,2	4,0	7,6	11,0	14,1	17,1	20,0	22,8	25,5	28,1	30,6	33,1
3,7	12	57,8	49,0	44,3	41,7	40,1	39,4	39,1	39,2	39,6	40,2	41,0	41,9	43,0	44,1	45,3	46,6	47,9	49,3
		-47,0	-32,9	-23,6	-16,6	-10,9	-6,1	-1,9	1,9	5,4	8,6	11,6	14,5	17,2	19,9	22,4	24,9	27,3	29,7
3,4	14	58,7	50,0	45,3	42,5	40,9	40,0	39,7	39,7	40,0	40,5	41,2	42,1	43,0	44,0	45,1	46,3	47,6	48,9
		-48,3	-34,5	-25,4	-18,5	-12,9	-8,2	-4,2	-0,5	2,9	6,0	8,9	11,6	14,2	16,7	19,2	21,5	23,8	26,0
3,2	16	59,7	51,1	46,4	43,6	41,9	40,9	40,4	40,4	40,6	41,0	41,6	42,3	43,2	44,2	45,2	46,3	47,4	48,6
		-49,7	-36,2	-27,3	-20,6	-15,1	-10,6	-6,6	-3,0	0,2	3,2	5,9	8,6	11,0	13,4	15,7	17,9	20,1	22,2
3,0	18	60,8	52,4	47,6	44,8	43,0	41,9	41,4	41,2	41,3	41,6	42,2	42,8	43,6	44,4	45,3	46,3	47,4	48,5
		-51,1	-38,0	-29,3	-22,8	-17,5	-13,1	-9,2	-5,8	-2,7	0,2	2,8	5,3	7,7	9,9	12,1	14,2	16,2	18,2
2,8	20	62,0	53,7	49,0	46,1	44,2	43,1	42,4	42,2	42,2	42,4	42,8	43,4	44,0	44,8	45,6	46,5	47,5	48,5
		-52,7	-40,0	-31,6	-25,2	-20,0	-15,7	-12,0	-8,7	-5,7	-3,0	-0,4	1,9	4,2	6,3	8,4	10,4	12,3	14,1
2,6	22	63,2	55,2	50,5	47,5	45,6	44,4	43,6	43,3	43,2	43,3	43,6	44,1	44,6	45,3	46,0	46,8	47,6	48,5
		-54,4	-42,1	-33,9	-27,7	-22,7	-18,5	-14,9	-11,7	-8,9	-6,2	-3,8	-1,6	0,6	2,6	4,6	6,4	8,2	10,0
2,3	24	64,5	56,7	52,1	49,1	47,1	45,8	45,0	44,5	44,3	44,4	44,6	44,9	45,3	45,9	46,5	47,2	47,9	48,7
		-56,1	-44,3	-36,4	-30,4	-25,6	-21,5	-18,0	-14,9	-12,2	-9,7	-7,3	-5,2	-3,2	-1,2	0,6	2,4	4,1	5,7
2,1	26	65,9	58,4	53,8	50,8	48,8	47,4	46,5	45,9	45,6	45,5	45,6	45,8	46,1	46,5	47,0	47,6	48,2	48,9
		-58,0	-46,7	-39,0	-33,2	-28,6	-24,7	-21,3	-18,3	-15,7	-13,2	-11,0	-9,0	-7,0	-5,2	-3,5	-1,8	-0,2	1,3
1,9	28	67,4	60,2	55,7	52,7	50,6	49,1	48,1	47,4	47,0	46,8	46,8	46,9	47,1	47,4	47,7	48,2	48,7	49,2
		-59,9	-49,2	-41,9	-36,3	-31,8	-28,0	-24,7	-21,9	-19,3	-17,0	-14,9	-12,9	-11,0	-9,3	-7,7	-6,1	-4,6	-3,2
1,7	30	69,0	62,1	57,7	54,7	52,6	51,1	49,9	49,2	48,6	48,3	48,1	48,1	48,1	48,3	48,5	48,9	49,2	49,6
		-61,9	-51,8	-44,8	-39,5	-35,2	-31,5	-28,4	-25,6	-23,2	-20,9	-18,9	-17,0	-15,3	-13,6	-12,1	-10,6	-9,2	-7,8
1,4	32	70,6	64,1	59,9	57,0	54,8	53,2	52,0	51,1	50,4	50,0	49,7	49,5	49,4	49,4	49,5	49,7	49,9	50,2
		-64,1	-54,6	-48,0	-43,0	-38,8	-35,3	-32,3	-29,6	-27,3	-25,1	-23,2	-21,4	-19,7	-18,1	-16,7	-15,3	-13,9	-12,7
1,2	34	72,4	66,3	62,3	59,4	57,2	55,6	54,3	53,3	52,5	51,9	51,5	51,2	50,9	50,8	50,8	50,8	50,9	51,0
		-66,4	-57,7	-51,5	-46,7	-42,8	-39,4	-36,5	-34,0	-31,7	-29,7	-27,8	-26,1	-24,5	-23,0	-21,6	-20,2	-19,0	-17,8
1,0	36	74,3	68,7	64,9	62,1	60,0	58,3	56,9	55,8	54,9	54,2	53,6	53,2	52,8	52,6	52,4	52,3	52,2	52,2
		-68,9	-60,9	-55,3	-50,8	-47,1	-44,0	-41,2	-38,8	-36,6	-34,7	-32,9	-31,2	-29,7	-28,3	-26,9	-25,7	-24,5	-23,4
0,8	38	76,4	71,3	67,9	65,2	63,2	61,5	60,0	58,9	57,9	57,1	56,4	55,8	55,3	54,9	54,6	54,3	54,1	53,9
		-71,6	-64,5	-59,4	-55,4	-52,0	-49,1	-46,5	-44,3	-42,2	-40,3	-38,6	-37,1	-35,6	-34,3	-33,0	-31,8	-30,7	-29,6
0,6	40	78,7	74,4	71,3	68,9	67,0	65,3	63,9	62,7	61,7	60,8	60,0	59,3	58,7	58,1	57,7	57,3	56,9	56,6
		-74,7	-68,7	-64,2	-60,7	-57,7	-55,1	-52,8	-50,7	-48,8	-47,1	-45,5	-44,1	-42,7	-41,4	-40,2	-39,1	-38,0	-37,0
0,3	42	81,4	78,0	75,5	73,5	71,8	70,4	69,1	68,0	67,0	66,1	65,3	64,5	63,8	63,2	62,6	62,1	61,6	61,2
		-78,3	-73,6	-70,1	-67,2	-64,8	-62,6	-60,7	-58,9	-57,3	-55,8	-54,5	-53,2	-52,0	-50,8	-49,7	-48,7	-47,8	-46,8
0,1	44	85,1	83,1	81,6	80,4	79,3	78,3	77,5	76,7	76,0	75,3	74,6	74,0	73,5	72,9	72,4	71,9	71,5	71,0
		-83,3	-80,6	-78,6	-76,8	-75,3	-74,0	-72,7	-71,6	-70,6	-69,6	-68,6	-67,8	-66,9	-66,1	-65,4	-64,6	-63,9	-63,3

Таблица 6

 $\theta = 16$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\varphi\psi^\circ$		№.№ точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	57,0	48,7	44,7	42,7	41,9	41,8	42,2	43,0	44,0	45,3	46,7	48,3	50,0	51,7	53,6	55,5	57,4	59,4
		-43,7	-28,7	-18,8	-11,3	-5,2	0,1	4,7	9,0	12,9	16,6	20,1	23,5	26,7	29,9	32,9	35,9	38,8	41,7
4,6	4	57,4	49,0	44,8	42,6	41,6	41,3	41,5	42,1	43,0	44,0	45,3	46,6	48,1	49,7	51,3	53,0	54,8	56,6
		-44,5	-29,6	-19,7	-12,3	-6,1	-0,9	3,8	8,0	11,9	15,6	19,1	22,4	25,6	28,7	31,8	34,7	37,6	40,4
4,3	6	57,9	49,5	45,1	42,7	41,5	41,0	41,1	41,5	42,2	43,1	44,1	45,3	46,7	48,0	49,5	51,0	52,6	54,3
		-45,3	-30,6	-20,8	-13,4	-7,3	-2,1	2,5	6,7	10,6	14,2	17,7	21,0	24,1	27,2	30,2	33,1	35,9	38,7
4,1	8	58,5	50,0	45,6	43,0	41,7	41,0	40,9	41,2	41,7	42,5	43,4	44,4	45,6	46,9	48,2	49,6	51,0	52,5
		-46,3	-31,8	-22,1	-14,7	-8,7	-3,5	1,0	5,2	9,0	12,5	15,9	19,1	22,2	25,2	28,1	30,9	33,7	36,4
3,9	10	59,2	50,7	46,2	43,5	42,0	41,3	41,0	41,1	41,5	42,2	43,0	43,9	44,9	46,1	47,3	48,6	49,9	51,3
		-47,4	-33,1	-23,5	-16,2	-10,3	-5,2	-0,7	3,3	7,0	10,5	13,8	16,9	19,9	22,8	25,6	28,3	30,9	33,5
3,7	12	60,0	51,6	46,9	44,2	42,6	41,7	41,3	41,3	41,6	42,1	42,8	43,6	44,6	45,6	46,7	47,9	49,2	50,5
		-48,5	-34,5	-25,1	-17,9	-12,1	-7,1	-2,7	1,2	4,8	8,2	11,4	14,4	17,2	20,0	22,7	25,3	27,8	30,2
3,4	14	60,9	52,5	47,8	45,0	43,3	42,3	41,8	41,7	41,9	42,3	42,9	43,7	44,5	45,4	46,5	47,6	48,7	49,9
		-49,8	-36,1	-26,8	-19,8	-14,1	-9,2	-4,9	-1,1	2,4	5,7	8,7	11,6	14,3	17,0	19,5	21,9	24,3	26,7
3,2	16	61,8	53,5	48,9	46,0	44,2	43,1	42,5	42,3	42,4	42,7	43,2	43,9	44,6	45,5	46,4	47,4	48,5	49,6
		-51,1	-37,8	-28,7	-21,8	-16,2	-11,5	-7,3	-3,6	-0,2	2,9	5,8	8,6	11,2	13,7	16,1	18,4	20,7	22,9
3,0	18	62,8	54,7	50,0	47,1	45,2	44,1	43,4	43,1	43,1	43,3	43,7	44,3	44,9	45,7	46,5	47,4	48,4	49,4
		-52,5	-39,6	-30,8	-24,0	-18,6	-14,0	-9,9	-6,3	-3,1	0,0	2,8	5,4	7,9	10,3	12,5	14,7	16,9	18,9
2,8	20	63,9	56,0	51,3	48,3	46,4	45,2	44,4	44,0	43,9	44,0	44,3	44,8	45,3	46,0	46,8	47,6	48,5	49,4
		-54,0	-41,5	-32,9	-26,4	-21,1	-16,6	-12,7	-9,2	-6,0	-3,2	-0,5	2,0	4,4	6,7	8,8	10,9	12,9	14,9
2,6	22	65,1	57,3	52,7	49,7	47,7	46,4	45,6	45,1	44,9	44,9	45,1	45,4	45,9	46,5	47,1	47,8	48,6	49,4
		-55,6	-43,5	-35,2	-28,9	-23,7	-19,4	-15,6	-12,2	-9,2	-6,4	-3,9	-1,5	0,8	2,9	5,0	7,0	8,8	10,7
2,3	24	66,3	58,8	54,3	51,3	49,2	47,8	46,9	46,3	46,0	45,9	46,0	46,2	46,6	47,0	47,6	48,2	48,8	49,6
		-57,3	-45,7	-37,7	-31,5	-26,6	-22,3	-18,7	-15,4	-12,5	-9,9	-7,4	-5,1	-3,0	-0,9	1,0	2,9	4,7	6,4
2,1	26	67,6	60,4	55,9	52,9	50,8	49,3	48,3	47,7	47,3	47,1	47,0	47,2	47,4	47,7	48,2	48,6	49,2	49,8
		-59,1	-48,0	-40,3	-34,4	-29,6	-25,5	-22,0	-18,8	-16,0	-13,5	-11,1	-8,9	-6,9	-4,9	-3,1	-1,3	0,3	2,0
1,9	28	69,0	62,1	57,7	54,7	52,6	51,0	49,9	49,2	48,7	48,4	48,2	48,2	48,3	48,6	48,9	49,2	49,6	50,1
		-61,0	-50,4	-43,0	-37,4	-32,7	-28,8	-25,4	-22,4	-19,7	-17,3	-15,0	-12,9	-11,0	-9,1	-7,4	-5,7	-4,1	-2,6
1,7	30	70,4	63,9	59,6	56,7	54,5	52,9	51,7	50,9	50,3	49,8	49,6	49,5	49,5	49,5	49,7	50,0	50,3	50,6
		-62,9	-53,0	-46,0	-40,6	-36,1	-32,4	-29,1	-26,2	-23,6	-21,3	-19,1	-17,1	-15,2	-13,5	-11,8	-10,3	-8,8	-7,3
1,4	32	72,0	65,8	61,7	58,8	56,7	55,0	53,7	52,8	52,1	51,5	51,1	50,9	50,8	50,7	50,8	50,9	51,0	51,3
		-65,0	-55,7	-49,1	-44,0	-39,8	-36,2	-33,0	-30,3	-27,8	-25,5	-23,5	-21,6	-19,8	-18,1	-16,5	-15,1	-13,6	-12,3
1,2	34	73,6	67,9	64,0	61,2	59,0	57,3	56,0	55,0	54,1	53,5	53,0	52,6	52,3	52,2	52,1	52,0	52,1	52,2
		-67,2	-58,6	-52,5	-47,7	-43,7	-40,3	-37,3	-34,7	-32,3	-30,2	-28,2	-26,4	-24,7	-23,1	-21,6	-20,2	-18,8	-17,6
1,0	36	75,4	70,1	66,5	63,8	61,7	60,0	58,6	57,5	56,6	55,8	55,2	54,7	54,3	54,0	53,8	53,6	53,5	53,4
		-69,6	-61,8	-56,2	-51,8	-48,0	-44,8	-42,0	-39,5	-37,3	-35,3	-33,4	-31,6	-30,0	-28,5	-27,1	-25,8	-24,5	-23,3
0,8	38	77,3	72,6	69,3	66,8	64,7	63,1	61,7	60,5	59,5	58,7	58,0	57,3	56,8	56,4	56,0	55,7	55,4	55,2
		-72,3	-65,4	-60,3	-56,3	-52,9	-50,0	-47,4	-45,0	-42,9	-41,0	-39,3	-37,6	-36,1	-34,7	-33,4	-32,1	-30,9	-29,8
0,6	40	79,5	75,4	72,5	70,3	68,4	66,8	65,5	64,3	63,3	62,4	61,6	60,9	60,2	59,7	59,2	58,7	58,3	58,0
		-75,2	-69,3	-65,0	-61,5	-58,5	-55,9	-53,6	-51,5	-49,6	-47,9	-46,2	-44,7	-43,3	-42,0	-40,8	-39,6	-38,5	-37,4
0,3	42	82,0	78,8	76,5	74,6	73,0	71,7	70,4	69,4	68,4	67,5	66,7	66,0	65,3	64,7	64,1	63,6	63,1	62,6
		-78,7	-74,1	-70,7	-67,9	-65,5	-63,4	-61,5	-59,7	-58,1	-56,6	-55,2	-53,9	-52,7	-51,6	-50,5	-49,4	-48,4	-47,5
0,1	44	85,5	83,6	82,2	81,1	80,1	79,2	78,3	77,6	76,9	76,3	75,7	75,1	74,6	74,0	73,6	73,1	72,7	72,2
		-83,6	-80,9	-78,9	-77,3	-75,8	-74,5	-73,3	-72,2	-71,1	-70,2	-69,3	-68,4	-67,6	-66,8	-66,0	-65,3	-64,6	-64,0

Таблица 7

 $\theta = 18$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\varphi\psi^\circ$	№	№№ точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	59,2	51,2	47,3	45,2	44,4	44,2	44,6	45,3	46,3	47,5	48,9	50,5	52,1	53,8	55,6	57,5	59,4	61,4
		-45,2	-30,3	-20,3	-12,6	-6,4	-1,0	3,8	8,2	12,2	16,0	19,6	23,0	26,3	29,5	32,6	35,6	38,6	41,5
4,6	4	59,6	51,5	47,4	45,1	44,1	43,7	43,9	44,4	45,2	46,2	47,4	48,7	50,2	51,7	53,3	55,0	56,7	58,5
		-45,9	-31,1	-21,2	-13,6	-7,3	-1,9	2,9	7,2	11,2	15,0	18,6	22,0	25,2	28,4	31,5	34,5	37,4	40,3
4,3	6	60,1	51,9	47,6	45,2	44,0	43,4	43,4	43,7	44,4	45,2	46,2	47,4	48,6	50,0	51,4	52,9	54,5	56,1
		-46,8	-32,1	-22,3	-14,7	-8,5	-3,1	1,6	6,0	9,9	13,7	17,2	20,6	23,8	26,9	30,0	32,9	35,8	38,6
4,1	8	60,6	52,4	48,0	45,5	44,1	43,4	43,2	43,4	43,8	44,5	45,4	46,4	47,5	48,7	50,0	51,3	52,7	54,2
		-47,7	-33,3	-23,5	-16,0	-9,8	-4,5	0,2	4,4	8,4	12,0	15,5	18,8	22,0	25,0	28,0	30,9	33,7	36,5
3,9	10	61,2	53,1	48,6	45,9	44,4	43,5	43,2	43,2	43,6	44,1	44,8	45,7	46,7	47,8	48,9	50,1	51,4	52,7
		-48,7	-34,5	-24,9	-17,5	-11,4	-6,2	-1,5	2,6	6,5	10,1	13,4	16,7	19,7	22,7	25,6	28,4	31,1	33,8
3,7	12	62,0	53,8	49,3	46,5	44,8	43,9	43,4	43,4	43,6	44,0	44,6	45,4	46,2	47,2	48,2	49,4	50,5	51,8
		-49,9	-35,9	-26,5	-19,2	-13,2	-8,0	-3,5	0,6	4,3	7,8	11,1	14,2	17,2	20,1	22,8	25,5	28,1	30,6
3,4	14	62,8	54,7	50,1	47,3	45,5	44,4	43,9	43,7	43,8	44,1	44,6	45,3	46,0	46,9	47,9	48,9	50,0	51,1
		-51,1	-37,4	-28,1	-21,0	-15,1	-10,1	-5,7	-1,7	2,0	5,3	8,5	11,5	14,4	17,1	19,7	22,3	24,8	27,2
3,2	16	63,6	55,7	51,1	48,2	46,3	45,2	44,5	44,2	44,2	44,4	44,9	45,4	46,1	46,8	47,7	48,6	49,6	50,7
		-52,3	-39,1	-30,0	-23,0	-17,2	-12,3	-8,0	-4,2	-0,6	2,6	5,7	8,6	11,3	13,9	16,4	18,8	21,2	23,5
3,0	18	64,6	56,8	52,2	49,2	47,3	46,1	45,3	44,9	44,8	45,0	45,3	45,7	46,3	47,0	47,7	48,6	49,5	50,4
		-53,7	-40,8	-32,0	-25,1	-19,5	-14,8	-10,6	-6,8	-3,4	-0,3	2,7	5,4	8,0	10,5	12,9	15,2	17,4	19,6
2,8	20	65,6	58,0	53,4	50,4	48,4	47,1	46,3	45,8	45,6	45,6	45,8	46,2	46,7	47,3	47,9	48,7	49,5	50,3
		-55,2	-42,7	-34,1	-27,4	-22,0	-17,4	-13,3	-9,7	-6,4	-3,4	-0,6	2,1	4,6	6,9	9,2	11,4	13,5	15,5
2,6	22	66,7	59,2	54,7	51,7	49,7	48,3	47,4	46,8	46,5	46,5	46,6	46,8	47,2	47,7	48,2	48,9	49,6	50,4
		-56,7	-44,7	-36,4	-29,9	-24,6	-20,1	-16,2	-12,7	-9,5	-6,6	-3,9	-1,4	1,0	3,2	5,4	7,4	9,4	11,3
2,3	24	67,8	60,6	56,2	53,2	51,1	49,7	48,7	48,0	47,6	47,4	47,4	47,6	47,9	48,2	48,7	49,2	49,8	50,5
		-58,3	-46,8	-38,8	-32,5	-27,4	-23,1	-19,3	-15,9	-12,9	-10,1	-7,5	-5,1	-2,8	-0,7	1,4	3,3	5,2	7,0
2,1	26	69,0	62,1	57,8	54,8	52,7	51,1	50,1	49,3	48,8	48,6	48,5	48,5	48,7	48,9	49,3	49,7	50,2	50,7
		-60,0	-49,0	-41,3	-35,3	-30,4	-26,2	-22,6	-19,3	-16,4	-13,7	-11,2	-8,9	-6,8	-4,7	-2,8	-0,9	0,8	2,5
1,9	28	70,3	63,7	59,5	56,5	54,4	52,8	51,6	50,8	50,2	49,9	49,6	49,6	49,6	49,8	50,0	50,3	50,7	51,1
		-61,8	-51,4	-44,0	-38,3	-33,6	-29,5	-26,0	-22,9	-20,1	-17,5	-15,2	-13,0	-10,9	-9,0	-7,1	-5,4	-3,7	-2,1
1,7	30	71,7	65,4	61,3	58,4	56,3	54,6	53,4	52,5	51,8	51,3	51,0	50,8	50,7	50,8	50,9	51,1	51,3	51,6
		-63,7	-53,9	-46,9	-41,5	-37,0	-33,1	-29,7	-26,7	-24,0	-21,6	-19,3	-17,2	-15,2	-13,4	-11,7	-10,0	-8,4	-6,9
1,4	32	73,1	67,2	63,3	60,5	58,3	56,7	55,4	54,4	53,6	53,0	52,6	52,3	52,1	52,0	52,0	52,0	52,1	52,3
		-65,8	-56,6	-50,0	-44,9	-40,6	-36,9	-33,7	-30,8	-28,2	-25,9	-23,7	-21,7	-19,9	-18,1	-16,5	-14,9	-13,4	-12,0
1,2	34	74,7	69,2	65,5	62,7	60,6	58,9	57,6	56,5	55,7	55,0	54,4	54,0	53,7	53,5	53,3	53,2	53,2	53,2
		-67,9	-59,5	-53,4	-48,5	-44,5	-41,0	-38,0	-35,3	-32,8	-30,6	-28,5	-26,6	-24,8	-23,2	-21,6	-20,1	-18,7	-17,4
1,0	36	76,3	71,3	67,9	65,3	63,2	61,5	60,1	59,0	58,1	57,3	56,6	56,1	55,7	55,3	55,0	54,8	54,7	54,6
		-70,2	-62,6	-57,0	-52,5	-48,8	-45,6	-42,7	-40,2	-37,9	-35,7	-33,8	-32,0	-30,3	-28,7	-27,3	-25,9	-24,5	-23,3
0,8	38	78,1	73,7	70,5	68,1	66,1	64,5	63,1	62,0	61,0	60,1	59,4	58,8	58,2	57,7	57,3	57,0	56,7	56,5
		-72,8	-66,0	-61,0	-57,0	-53,6	-50,7	-48,1	-45,7	-43,6	-41,6	-39,8	-38,1	-36,5	-35,0	-33,7	-32,3	-31,1	-29,9
0,6	40	80,1	76,3	73,6	71,4	69,6	68,1	66,8	65,6	64,6	63,7	63,0	62,2	61,6	61,0	60,5	60,1	59,7	59,3
		-75,6	-69,9	-65,6	-62,2	-59,2	-56,6	-54,3	-52,2	-50,3	-48,5	-46,8	-45,3	-43,9	-42,5	-41,2	-40,0	-38,9	-37,8
0,3	42	82,5	79,5	77,3	75,6	74,1	72,7	71,6	70,5	69,6	68,8	68,0	67,3	66,6	66,0	65,4	64,9	64,4	64,0
		-79,0	-74,6	-71,2	-68,5	-66,1	-64,0	-62,1	-60,4	-58,7	-57,3	-55,9	-54,6	-53,3	-52,2	-51,0	-50,0	-49,0	-48,0
0,1	44	85,8	84,0	82,7	81,6	80,7	79,8	79,1	78,4	77,7	77,1	76,5	76,0	75,5	75,0	74,5	74,1	73,7	73,3
		-83,8	-81,2	-79,2	-77,6	-76,2	-74,9	-73,7	-72,6	-71,6	-70,7	-69,8	-68,9	-68,1	-67,3	-66,6	-65,9	-65,2	-64,5

Таблица 8

 $\theta = 20$ $\gamma_{доп} = 45$

$\Delta\varphi\psi^\circ$	№	№№ точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4,8	2	61,2	53,5	49,6	47,6	46,7	46,5	46,9	47,5	48,5	49,7	51,1	52,5	54,2	55,9	57,6	59,5	61,4	63,4
		-46,5	-31,6	-21,6	-13,8	-7,4	-1,9	3,0	7,4	11,5	15,4	19,1	22,5	25,9	29,1	32,3	35,4	38,4	41,3
4,6	4	61,5	53,7	49,7	47,5	46,4	46,0	46,1	46,6	47,4	48,3	49,5	50,8	52,2	53,7	55,3	56,9	58,7	60,4
		-47,2	-32,5	-22,5	-14,7	-8,4	-2,9	2,0	6,5	10,6	14,4	18,1	21,5	24,9	28,1	31,2	34,2	37,2	40,1
4,3	6	61,9	54,1	49,9	47,5	46,2	45,7	45,6	45,9	46,5	47,3	48,2	49,4	50,6	51,9	53,3	54,8	56,3	57,9
		-48,0	-33,5	-23,5	-15,8	-9,5	-4,0	0,8	5,2	9,3	13,1	16,7	20,2	23,5	26,7	29,7	32,7	35,7	38,6
4,1	8	62,4	54,6	50,3	47,8	46,3	45,6	45,3	45,5	45,9	46,5	47,3	48,3	49,3	50,5	51,7	53,1	54,4	55,8
		-48,9	-34,6	-24,7	-17,1	-10,8	-5,4	-0,6	3,8	7,8	11,5	15,1	18,5	21,7	24,8	27,9	30,8	33,7	36,5
3,9	10	63,0	55,2	50,8	48,1	46,5	45,7	45,3	45,3	45,5	46,0	46,7	47,5	48,4	49,5	50,6	51,7	53,0	54,3
		-49,9	-35,8	-26,1	-18,6	-12,4	-7,0	-2,3	2,0	6,0	9,6	13,1	16,4	19,6	22,6	25,6	28,4	31,2	34,0
3,7	12	63,7	55,9	51,4	48,7	47,0	46,0	45,5	45,3	45,5	45,8	46,4	47,1	47,9	48,8	49,8	50,8	51,9	53,1
		-51,0	-37,2	-27,6	-20,2	-14,1	-8,9	-4,2	0,0	3,9	7,5	10,8	14,0	17,1	20,1	22,9	25,7	28,3	31,0
3,4	14	64,4	56,7	52,2	49,4	47,6	46,5	45,8	45,6	45,6	45,9	46,3	46,9	47,6	48,4	49,3	50,2	51,3	52,3
		-52,1	-38,6	-29,3	-22,0	-16,0	-10,9	-6,3	-2,2	1,5	5,0	8,3	11,4	14,4	17,2	19,9	22,6	25,1	27,6
3,2	16	65,2	57,6	53,1	50,2	48,3	47,1	46,4	46,1	46,0	46,1	46,5	46,9	47,5	48,2	49,0	49,9	50,8	51,8
		-53,4	-40,2	-31,1	-24,0	-18,1	-13,1	-8,7	-4,7	-1,0	2,4	5,5	8,5	11,3	14,1	16,7	19,2	21,6	24,0
3,0	18	66,1	58,6	54,1	51,2	49,3	48,0	47,2	46,7	46,5	46,6	46,8	47,2	47,7	48,3	49,0	49,8	50,6	51,5
		-54,7	-41,9	-33,0	-26,1	-20,4	-15,5	-11,2	-7,3	-3,8	-0,5	2,5	5,4	8,1	10,7	13,2	15,6	17,9	20,1
2,8	20	67,0	59,7	55,3	52,3	50,3	49,0	48,1	47,5	47,2	47,2	47,3	47,6	48,0	48,5	49,1	49,8	50,5	51,3
		-56,1	-43,7	-35,1	-28,4	-22,8	-18,1	-13,9	-10,1	-6,7	-3,6	-0,7	2,1	4,7	7,2	9,5	11,8	14,0	16,1
2,6	22	68,1	60,9	56,5	53,6	51,5	50,1	49,1	48,5	48,1	48,0	48,0	48,2	48,5	48,9	49,4	50,0	50,6	51,3
		-57,6	-45,7	-37,3	-30,8	-25,4	-20,8	-16,8	-13,1	-9,9	-6,8	-4,0	-1,4	1,1	3,4	5,7	7,8	9,9	11,9
2,3	24	69,1	62,2	57,9	55,0	52,9	51,4	50,3	49,6	49,2	48,9	48,9	48,9	49,1	49,4	49,8	50,3	50,8	51,4
		-59,1	-47,7	-39,7	-33,4	-28,2	-23,7	-19,8	-16,3	-13,2	-10,3	-7,6	-5,1	-2,7	-0,5	1,7	3,7	5,7	7,6
2,1	26	70,3	63,6	59,4	56,5	54,4	52,8	51,7	50,9	50,4	50,0	49,9	49,8	49,9	50,1	50,4	50,8	51,2	51,7
		-60,8	-49,9	-42,2	-36,2	-31,2	-26,9	-23,1	-19,7	-16,7	-13,9	-11,3	-8,9	-6,7	-4,5	-2,5	-0,6	1,3	3,1
1,9	28	71,5	65,2	61,1	58,2	56,0	54,4	53,2	52,4	51,7	51,3	51,0	50,9	50,9	51,0	51,1	51,4	51,7	52,0
		-62,5	-52,2	-44,9	-39,1	-34,3	-30,2	-26,6	-23,3	-20,4	-17,8	-15,3	-13,0	-10,8	-8,8	-6,9	-5,1	-3,3	-1,6
1,7	30	72,8	66,8	62,8	60,0	57,8	56,2	54,9	54,0	53,3	52,7	52,4	52,1	52,0	52,0	52,0	52,1	52,3	52,6
		-64,4	-54,7	-47,7	-42,2	-37,7	-33,7	-30,3	-27,2	-24,4	-21,8	-19,5	-17,3	-15,2	-13,3	-11,5	-9,8	-8,1	-6,5
1,4	32	74,1	68,5	64,7	61,9	59,8	58,2	56,9	55,8	55,0	54,4	53,9	53,6	53,3	53,2	53,1	53,1	53,2	53,3
		-66,4	-57,3	-50,8	-45,6	-41,3	-37,5	-34,2	-31,3	-28,6	-26,2	-24,0	-21,9	-19,9	-18,1	-16,4	-14,7	-13,2	-11,7
1,2	34	75,6	70,4	66,8	64,1	62,0	60,4	59,0	58,0	57,1	56,3	55,8	55,3	55,0	54,7	54,5	54,4	54,3	54,3
		-68,5	-60,1	-54,1	-49,2	-45,2	-41,7	-38,6	-35,8	-33,3	-31,0	-28,8	-26,9	-25,0	-23,3	-21,6	-20,1	-18,6	-17,2
1,0	36	77,1	72,4	69,1	66,5	64,5	62,9	61,5	60,4	59,4	58,6	58,0	57,4	57,0	56,6	56,3	56,0	55,8	55,7
		-70,7	-63,2	-57,7	-53,2	-49,5	-46,2	-43,3	-40,7	-38,3	-36,2	-34,2	-32,3	-30,6	-28,9	-27,4	-25,9	-24,5	-23,2
0,8	38	78,8	74,6	71,6	69,3	67,4	65,8	64,4	63,3	62,3	61,4	60,7	60,1	59,5	59,0	58,6	58,2	57,9	57,7
		-73,2	-66,5	-61,6	-57,6	-54,2	-51,3	-48,6	-46,2	-44,1	-42,1	-40,2	-38,5	-36,9	-35,3	-33,9	-32,5	-31,3	-30,0
0,6	40	80,7	77,1	74,5	72,5	70,7	69,3	68,0	66,9	65,9	65,0	64,2	63,5	62,9	62,3	61,8	61,3	60,9	60,5
		-76,0	-70,3	-66,1	-62,7	-59,8	-57,2	-54,8	-52,7	-50,8	-49,0	-47,3	-45,8	-44,3	-42,9	-41,6	-40,4	-39,2	-38,1
0,3	42	83,0	80,2	78,1	76,4	74,9	73,7	72,6	71,6	70,7	69,9	69,1	68,4	67,8	67,2	66,6	66,1	65,6	65,2
		-79,3	-74,9	-71,6	-68,9	-66,6	-64,5	-62,6	-60,9	-59,3	-57,8	-56,4	-55,1	-53,8	-52,6	-51,5	-50,5	-49,4	-48,5
0,1	44	86,0	84,4	83,2	82,1	81,2	80,4	79,7	79,0	78,4	77,8	77,3	76,8	76,3	75,8	75,4	75,0	74,6	74,2
		-83,9	-81,4	-79,5	-77,9	-76,5	-75,2	-74,0	-73,0	-72,0	-71,1	-70,2	-69,3	-68,5	-67,8	-67,0	-66,3	-65,6	-65,0

Таблица 9

 $\theta = 22$ $\gamma_{\text{доп}} = 45$

$\Delta\varphi$	ψ°	NN точек на вероятностных интервалах угла φ и пределы угла давления γ																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14'	15	16	17	18
4.8	2	62.9	55.6	51.8	49.8	48.9	48.7	49.0	49.7	50.6	51.8	53.1	54.6	56.2	57.9	59.6	61.5	63.4	65.3
		-47.6	-32.8	-22.7	-14.9	-8.4	-2.8	2.2	6.7	10.9	14.9	18.6	22.1	25.5	28.8	32.0	35.1	38.2	41.1
4.6	4	63.2	55.8	51.9	49.7	48.6	48.2	48.2	48.7	49.4	50.4	51.5	52.8	54.2	55.7	57.2	58.9	60.6	62.3
		-48.3	-33.7	-23.6	-15.8	-9.3	-3.7	1.3	5.8	10.0	13.9	17.6	21.1	24.5	27.8	31.0	34.0	37.0	40.0
4.3	6	63.6	56.1	52.0	49.7	48.4	47.8	47.7	48.0	48.5	49.3	50.2	51.3	52.5	53.8	55.2	56.6	58.1	59.7
		-49.1	-34.6	-24.6	-16.9	-10.4	-4.9	0.1	4.6	8.7	12.6	16.3	19.8	23.2	26.4	29.5	32.6	35.6	38.5
4.1	8	64.1	56.5	52.4	49.9	48.4	47.6	47.4	47.5	47.9	48.4	49.2	50.1	51.2	52.3	53.5	54.8	56.1	57.5
		-49.9	-35.7	-25.8	-18.1	-11.8	-6.2	-1.3	3.1	7.2	11.1	14.7	18.2	21.5	24.6	27.7	30.7	33.7	36.5
3.9	10	64.6	57.1	52.8	50.2	48.6	47.7	47.3	47.2	47.5	47.9	48.5	49.3	50.2	51.2	52.2	53.4	54.6	55.8
		-50.9	-36.9	-27.2	-19.6	-13.3	-7.8	-3.0	1.4	5.5	9.2	12.8	16.2	19.4	22.5	25.5	28.5	31.3	34.1
3.7	12	65.2	57.7	53.4	50.7	49.0	47.9	47.4	47.2	47.3	47.6	48.1	48.8	49.5	50.4	51.3	52.3	53.4	54.5
		-51.9	-38.2	-28.6	-21.2	-15.0	-9.6	-4.8	-0.5	3.4	7.1	10.6	13.9	17.0	20.0	23.0	25.8	28.5	31.2
3.4	14	65.9	58.5	54.1	51.3	49.5	48.4	47.7	47.4	47.4	47.6	48.0	48.5	49.1	49.9	50.7	51.6	52.6	53.6
		-53.0	-39.6	-30.3	-22.9	-16.8	-11.6	-6.9	-2.7	1.1	4.7	8.1	11.3	14.3	17.2	20.0	22.8	25.4	28.0
3.2	16	66.7	59.3	55.0	52.1	50.2	49.0	48.2	47.8	47.7	47.8	48.0	48.5	49.0	49.6	50.4	51.2	52.1	53.0
		-54.2	-41.2	-32.0	-24.9	-18.9	-13.8	-9.2	-5.1	-1.4	2.1	5.4	8.4	11.4	14.2	16.9	19.5	22.0	24.4
3.0	18	67.5	60.3	55.9	53.0	51.1	49.8	48.9	48.4	48.2	48.2	48.3	48.6	49.1	49.6	50.3	51.0	51.8	52.6
		-55.5	-42.9	-33.9	-27.0	-21.1	-16.1	-11.7	-7.7	-4.1	-0.7	2.4	5.4	8.2	10.9	13.4	15.9	18.3	20.6
2.8	20	68.3	61.3	57.0	54.1	52.1	50.7	49.7	49.2	48.8	48.7	48.8	49.0	49.4	49.8	50.3	51.0	51.6	52.4
		-56.9	-44.6	-36.0	-29.2	-23.5	-18.7	-14.4	-10.6	-7.0	-3.8	-0.8	2.1	4.8	7.3	9.8	12.1	14.4	16.6
2.6	22	69.3	62.5	58.2	55.3	53.2	51.8	50.8	50.1	49.7	49.5	49.4	49.6	49.8	50.1	50.6	51.1	51.7	52.3
		-58.3	-46.5	-38.2	-31.6	-26.1	-21.4	-17.3	-13.5	-10.2	-7.0	-4.1	-1.4	1.2	3.6	6.0	8.2	10.3	12.4
2.3	24	70.3	63.7	59.5	56.6	54.5	53.0	51.9	51.2	50.7	50.4	50.2	50.3	50.4	50.6	51.0	51.4	51.9	52.4
		-59.8	-48.5	-40.5	-34.2	-28.9	-24.3	-20.3	-16.7	-13.5	-10.5	-7.7	-5.1	-2.6	-0.3	1.9	4.1	6.1	8.1
2.1	26	71.4	65.0	60.9	58.1	56.0	54.4	53.2	52.4	51.8	51.4	51.2	51.1	51.2	51.3	51.5	51.8	52.2	52.6
		-61.4	-50.7	-43.0	-36.9	-31.8	-27.4	-23.6	-20.1	-17.0	-14.1	-11.4	-8.9	-6.6	-4.4	-2.3	-0.3	1.7	3.5
1.9	28	72.5	66.5	62.5	59.7	57.5	55.9	54.7	53.8	53.1	52.7	52.3	52.2	52.1	52.1	52.2	52.4	52.7	53.0
		-63.1	-52.9	-45.6	-39.8	-34.9	-30.7	-27.0	-23.7	-20.7	-18.0	-15.4	-13.0	-10.8	-8.7	-6.7	-4.8	-3.0	-1.2
1.7	30	73.7	68.0	64.2	61.4	59.3	57.7	56.4	55.4	54.6	54.1	53.7	53.4	53.2	53.1	53.1	53.2	53.4	53.6
		-64.9	-55.3	-48.4	-42.9	-38.3	-34.3	-30.7	-27.6	-24.7	-22.1	-19.6	-17.4	-15.3	-13.2	-11.3	-9.5	-7.8	-6.2
1.4	32	75.0	69.6	66.0	63.3	61.2	59.6	58.3	57.2	56.4	55.7	55.2	54.8	54.6	54.4	54.3	54.2	54.3	54.3
		-66.9	-57.9	-51.4	-46.2	-41.9	-38.1	-34.7	-31.7	-29.0	-26.5	-24.2	-22.0	-20.0	-18.1	-16.3	-14.6	-13.0	-11.4
1.2	34	76.4	71.4	68.0	65.4	63.3	61.7	60.4	59.3	58.4	57.6	57.0	56.6	56.2	55.9	55.7	55.5	55.4	55.4
		-68.9	-60.7	-54.7	-49.8	-45.7	-42.2	-39.0	-36.2	-33.6	-31.3	-29.1	-27.0	-25.1	-23.3	-21.6	-20.0	-18.5	-17.0
1.0	36	77.9	73.3	70.1	67.7	65.7	64.1	62.8	61.7	60.7	59.9	59.2	58.7	58.2	57.8	57.4	57.2	57.0	56.8
		-71.1	-63.7	-58.2	-53.8	-50.0	-46.7	-43.8	-41.1	-38.7	-36.5	-34.5	-32.6	-30.8	-29.1	-27.5	-26.0	-24.5	-23.2
0.8	38	79.5	75.4	72.6	70.3	68.5	66.9	65.6	64.5	63.5	62.7	61.9	61.3	60.7	60.2	59.8	59.4	59.1	58.8
		-73.5	-67.0	-62.1	-58.1	-54.7	-51.8	-49.1	-46.7	-44.5	-42.5	-40.6	-38.8	-37.2	-35.6	-34.1	-32.7	-31.4	-30.1
0.6	40	81.2	77.8	75.3	73.4	71.7	70.3	69.0	68.0	67.0	66.1	65.4	64.7	64.0	63.5	62.9	62.5	62.1	61.7
		-76.2	-70.7	-66.6	-63.2	-60.2	-57.6	-55.3	-53.2	-51.2	-49.4	-47.7	-46.2	-44.7	-43.3	-41.9	-40.7	-39.5	-38.3
0.3	42	83.3	80.7	78.7	77.1	75.7	74.5	73.5	72.5	71.6	70.8	70.1	69.4	68.8	68.2	67.7	67.2	66.7	66.2
		-79.5	-75.2	-72.0	-69.3	-67.0	-64.9	-63.0	-61.3	-59.7	-58.2	-56.8	-55.5	-54.2	-53.0	-51.9	-50.8	-49.8	-48.8
0.1	44	86.2	84.7	83.5	82.6	81.7	81.0	80.3	79.6	79.0	78.5	78.0	77.5	77.0	76.6	76.1	75.7	75.4	75.0
		-84.0	-81.5	-79.7	-78.1	-76.7	-75.5	-74.3	-73.3	-72.3	-71.4	-70.5	-69.7	-68.9	-68.1	-67.4	-66.7	-66.0	-65.3

Вопросы к экзамену

1. Требования к машинам. Задачи курса ТММ и М.
2. Задачи проектирования машин. Критерии и стадии проектирования в ЕСКД. Содержание технического предложения.
3. Классификация машин.
4. Основные сведения из теории производительности машин.
5. Машинный агрегат. Общее устройство.
6. Назначение, устройство и основные виды механизмов.
7. Строение механизмов. Кинематические пары. Подвижность кинематических пар и механизмов.
8. Стадии движения машинного агрегата. Установившееся движение. Энергетические соотношения при установившемся движении машин. Цикловой КПД.
9. Основы выбора приводного электродвигателя.
10. Назначение, основные свойства и виды простейших рычажных механизмов.
11. Образование сложных рычажных механизмов.
12. Цели и задачи метрического синтеза механизмов. Методы синтеза.
13. Порядок синтеза механизмов по критериям производительности машин.
14. Порядок уточнения и поиска параметров механизмов на ЭВМ.
15. Назначения и виды передач. Устройство и основные размеры зубчатого колеса.
16. Уравнения и свойства эвольвентной боковой поверхности зуба.
17. Основной закон в эвольвентном зубчатом зацеплении. Коэффициент перекрытия.
18. Кинематика изготовления зубчатых колес. Способ исправления зубьев. Минимальное число зубьев некоррегированного колеса.
19. Виды и кинематика зубчатых механизмов с неподвижными осями колес.
20. Червячная передача. Устройство, кинематика и синтез.
21. Назначение, виды и устройство эпициклических зубчатых механизмов.

22. Кинематика планетарной передачи.
23. Кинематика дифференциального механизма.
24. Условия синтеза эпициклических механизмов. Условие соосности.
25. Условие соседства в эпициклическом механизме.
26. Условия сборки в эпициклическом механизме.
27. Основы синтеза планетарных передач по методу сомножителей.
28. Управление машинами-автоматами с помощью механизмов. Виды кулачковых механизмов.
29. Цель и порядок составления циклограммы. Примеры.
30. Параметры закона движения кулачкового механизма. Основы выбора.
31. Закон равной скорости кулачкового механизма. Преимущества и недостатки.
32. Закон равных ускорений кулачкового механизма. Преимущества и недостатки.
33. Синусоидальный и другие законы движения кулачкового механизма. Преимущества и недостатки.
34. Угол давления и его связь с основными размерами кулачкового механизма.
35. Учет угла давления при синтезе кулачкового механизма с поступательным и вращательным движением толкателя.
36. Профилирование кулачка по методу обращения движения.
37. Обобщенная инертность машинного агрегата.
38. Вычисление передаточной функции методами планов и диаграмм.
39. Вычисление передаточной функции аналитическим методом.
40. Исследование движения машинного агрегата с помощью диаграммы энергомасс.
41. Постановка задачи о регулировании движения машинного агрегата.
42. Назначение маховика и определение его момента инерции.
43. Определение запаса кинетической энергии звеньев машины.
44. Цель, теоретические основы и порядок силового исследования машин. Статически определяемые кинематические цепи.
45. Определение параметров закона движения главного вала машинного агрегата.
46. Учет сил инерции звеньев машин.
47. Порядок уточнения КПД машины и интенсивность износа кинематических пар.
48. Уравновешивание вращающихся роторов.
49. Полное статическое уравновешивание рычажных механизмов.

50. Частичное статическое уравнивание рычажных механизмов.
51. Конструкторские приемы уравнивания машин.
52. Назначение и способы виброзащиты. Динамическое виброгашение.
53. Манипуляторы. Виды систем управления манипуляторами.
54. Подвижность и маневренность манипуляторов. Структурный синтез.
55. Зона обслуживания. Угол и коэффициент сервиса.
56. Кинематика манипулятора по методу преобразования координат.
57. Решение прямой задачи манипулятора. Пример.
58. Решение обратной задачи манипулятора. Пример.
59. Динамика манипуляторов.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
РАБОЧАЯ ПРОГРАММА	5
БАЗОВЫЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ.....	12
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАШИНАХ.....	12
1.1. Машины. Требования к машинам. Задачи курса ТММ и М.....	12
1.2. Классификация машин	13
1.3. Производительность технологических машин	13
2. СТРУКТУРА МАШИН	16
2.1. Машинный агрегат. Общее устройство	16
2.2. Движущий и рабочий органы машин.....	17
2.3. Передаточный механизм и его составляющие.....	20
3. МЕХАНИЗМЫ МАШИН	21
3.1. Строение механизмов. Классификация звеньев и кинематических пар.....	21
3.2. Подвижность механизмов	23
3.3. Избыточные связи и их устранение	26
4. ОБЩИЕ МЕТОДЫ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМОВ МАШИН	27
4.1. Общие сведения	27
4.2. Аналитический способ определения передаточных функций	28
4.3. Графический способ	30
4.4. Графо-аналитический способ определения передаточных функций механизмов и машин	31
5. ПРОСТЕЙШИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ И СИНТЕЗА	36
5.1. Стандартное прямозубое эвольвентное цилиндрическое зубчатое зацепление. Устройство и кинематика	36
5.2. Цилиндрические передачи с косыми зубьями. Зацепление Новикова.....	48
5.3. Коническое зубчатое зацепление	51
5.4. Червячная передача.....	52
5.5. Многоступенчатые зубчатые механизмы с неподвижными осями колес.....	53
5.6. Эпициклические механизмы и передачи.....	55
5.7. Волновые передачи. Устройство и кинематика.....	61

5.8. Плоские рычажные механизмы. Виды, свойства, модификации.....	62
5.9. Кулачковые механизмы.....	76
6. ДИНАМИКА МАШИН.....	91
6.1. Исследование движения машинного агрегата.....	91
6.2. Регулирование движения машинного агрегата. Постановка задачи и ее решение.....	99
6.3. Предварительная оценка масс и структуры энергозатрат машин.....	104
6.4. Силовое исследование машин.....	105
7. ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ.....	115
7.1. Трение в кинематических парах.....	115
8. ОСНОВЫ ВИБРОЗАЩИТЫ ЧЕЛОВЕКА И МАШИНЫ.....	117
8.1. Дифференциальное уравнение малых колебаний механических систем.....	117
8.2. Защита воздействием на возмущающие силы.....	118
8.3. Защита введением дополнительного колебательного контура.....	128
9. МАНИПУЛЯТОРЫ И РОБОТЫ.....	130
9.1. Общее устройство. Три поколения роботов.....	130
9.2. Основные технические характеристики манипуляторов.....	131
9.3. Синтез манипулятора промышленного робота по размерам зоны обслуживания.....	132
9.4. Синтез манипулятора по коэффициенту сервиса.....	134
9.5. Способы передачи движения через шарниры.....	136
9.6. Кинематика манипулятора промышленного робота. Прямая и обратная задачи.....	137
9.7. Кинематика манипулятора по методу преобразования координат.....	138
9.8. Динамика манипуляторов.....	139
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	142
ЗАДАЧИ И МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ С ПРИМЕРАМИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ.....	146
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ.....	189
Введение.....	189
Лабораторная работа № 1. Простейшие механизмы.....	189
Лабораторная работа № 2. Структурные схемы и подвижность механизма. Устранение избыточных связей.....	194
Лабораторная работа № 3. Графическая кинематика механизмов.....	200

Лабораторная работа № 4. Исследование кинематики зубчатых механизмов.....	205
Лабораторная работа № 5. Кинематика изготовления зубчатых колес.....	212
Лабораторная работа № 6. Определение приведенного момента инерции механизмов	220
Лабораторная работа № 7. Определение КПД винтовых механизмов	225
Лабораторная работа № 8. Определение механических характеристик электрических двигателей	233
Лабораторная работа № 9. Балансировка роторов при неизвестных векторах дисбалансов	238
Литература	243
ПРИЛОЖЕНИЯ	246
Приложение 1	246
Приложение 2	249
Приложение 3	255
Приложение 4	285
Приложение 5	294