

# Les Robots

TOME 4

Constituants  
Technologiques

par

Pierre Andre — Jean-Marie Kauffmann  
François Lhote — Jean-Pierre Taillard

HERMES PUBLISHING  
(FRANCE)  
1983

**П.Андре  
Ж-М.Кофман  
Ф.Лот  
Ж-П.Тайар**

## **Конструирование роботов**

Перевод с французского

**Д. М. Далечиной, М. С. Фанченко**

и канд. техн. наук

**В. И. Чебуркова**

под редакцией д-ра техн. наук

**А. М. Долгова**



**МОСКВА  
«МИР»  
1986**

6090.1

ББК 32.816

К65

УДК 621.865.8\*

**Конструирование роботов:** Пер. с франц./Андре П.,  
К 65 Кофман Ж.-М., Лот Ф., Тайар Ж.-П. — М.: Мир, 1986. —  
360 с., ил.

Монография французских специалистов по робототехнике посвящена вопросам проектирования отдельных узлов роботов и их функционирования. Рассмотрены принципы действия и конструкции различных схватов манипуляторов, механических передач, электро-, пневмо- и гидродвигателей, используемых в робототехнике. Материал иллюстрирован большим числом схем и чертежей.

Для инженеров, проектирующих роботы, а также аспирантов и студентов, специализирующихся в области робототехники.

К 2404000000-051  
041(01)-86

ББК 32.816  
6Ф0.1

*Редакция литературы по информатике и электронике*

Copyright © Hermes Publishing  
(France), 1983  
© перевод на русский язык, «Мир», 1986

## ПРЕДИСЛОВИЕ РЕДАКТОРА ПЕРЕВОДА

Разработка и изготовление промышленных роботов и создание на их основе гибких автоматизированных производственных систем являются важными условиями ускорения научно-технического прогресса в народном хозяйстве нашей страны. Применение роботов обеспечивает значительное повышение производительности труда, снижение себестоимости выпускаемой продукции и увеличение коэффициента смежности оборудования. Но основное достоинство их использования заключается в заманчивых перспективах внедрения в промышленность и сельское хозяйство принципиально новых технологических процессов, не зависящих от ограничений, налагаемых непосредственным участием человека.

Выпускаемые в нашей стране роботы предназначены для использования главным образом в технологических комплексах машиностроения, механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ. Однако, как показывает зарубежный опыт, роботы могут применяться также при решении задач полной автоматизации производственных операций в металлургии, горнодобывающей и нефтеперерабатывающих отраслях промышленности, при разработке подводных месторождений полезных ископаемых и т. д.

Авторы предлагаемой книги поставили цель обобщить достигнутый опыт создания роботов за рубежом и рассмотреть основные направления их технического оснащения. Отметим, что это отнюдь не просто, так как в настоящее время в мире производством промышленных роботов занято более 150 фирм, выпускающих свыше 250 типов роботов<sup>1)</sup>. К сожалению, книги на данную тему немногочисленны. Из отечественных изданий можно назвать книгу «Устройство промышленных роботов» Е. И. Юевича и др. (Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1980 — 333 с.), которая посвящена устройству современных промышленных роботов и их компонентов.

В предлагаемой книге рассматриваются принципы действия и конструкции многих зарубежных роботов. Описаны конкретные примеры устройств схватов, сборочных механизмов, пневмо-, гидро-, электроприводов и т. д. Много внимания уделяется обзору двигателей, получивших распространение в робототехнике, и тенденциям в их разработке и применении. Интересны приводимые при обсуждении двигателей постоянного тока характеристики магнитов, сделанных из различных материалов, методы расчета нагрева ротора и схемы включения питания обмоток якоря. Много места в книге отводится конструкциям и режимам работы шаговых электродвигателей, а также пневмо- и гидродвигателей различных типов. При изложении материалов широко используются данные западноевропейских и японских фирм. Особенно интересна гл. 6, посвященная механическим передачам и иллюстрированная большим числом чертежей, схем и изображений различных конструкций зарубежных манипуляторов.

<sup>1)</sup> См., например, Робототехника. Под ред. Попова. — М.: Машиностроение, 1984.

Книга предназначена для инженеров, занимающихся созданием роботов, аспирантов и студентов, специализирующихся в области робототехники. Она может быть полезна также инженерам, работающим в смежных отраслях промышленности и сельского хозяйства.

Перевод выполнен Д. М. Далечиной (гл. 1—4), В. И. Чебурковым (гл. 5—7), М. С. Фанченко (гл. 7—9).

*А. М. Долгов*

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Воспользовавшись правом, любезно предоставленным мне авторами, я с большим удовольствием ознакомился с содержанием книги, в которой изложены многие важные проблемы современной робототехники. В настоящее время имеется большое число публикаций по роботам, их применениям, интеллектуальным возможностям и искусственным чувствам. Однако конструкция роботов и устройствам управления ими до сих пор уделялось мало внимания. Цель авторов книги состояла в том, чтобы восполнить этот пробел в литературе о роботах, о которых писатель Азимов мог мечтать лишь в своих фантастических рассказах. Читатель легко убедится, что авторам удалось успешно осуществить свой замысел. В книге подробно проанализированы различные конструкции роботов и условия их применения, что поможет разработчикам робототехнических систем ускорить процесс создания будущего производства, в котором робототехника будет играть основную роль.

Обратим внимание на то, что робототехника не ограничивается изучением только роботов, а включает и создание целого ряда новейших систем, основанных на современной технологии. Поэтому крайне важно быть в курсе всех достижений в данной области, чтобы иметь возможность оценить достоинства и недостатки существующих систем, не прибегая к глобальным исследованиям.

Авторами изложен большой экспериментальный материал, накопленный в промышленности, с привлечением новейших данных и его теоретическим обобщением, что облегчает чтение книги.

Подобный труд свидетельствует о глубоких знаниях затронутых проблем, приобретенных авторами при активном участии в создании робототехнических систем в рамках раздела «Механика и технология» национальной программы «Развитие автоматизации и робототехники». Большую роль в создании книги сыграли исследования в области механики, проводимые в департаменте Франш-Конте. Книга отражает также опыт преподавания авторов в Безансонском университете на отделении механики и микротехники. Можно только позавидовать студентам этого университета, которые выбрали новую во Франции специальность «Автоматизация и робототехника» и которым посчастливилось прослушать курс лекций по данному предмету, прочитанному авторами книги.

В заключение отметим, что книга может рассматриваться как малая энциклопедия по робототехнике.

*Морис Петито,  
Генеральный директор  
фирмы SORMEL и JAS  
INDUSTRIE (группа MATRA)*

*Безансон, 31 марта 1983 г.*

## ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРОВ

Книга посвящена исследованию конструкций роботов, которые рассматриваются как машины для осуществления сложных действий с учетом влияния внешней среды. Основные проблемы, возникающие в робототехнике, связаны с обработкой внешней информации и управлением движением манипулятора. Однако робот отличается от вычислительной машины. Он представляет собой все-таки машину, способную выполнять различные механические (захват, перемещение, ориентация) или физические (сварка, склепка, зачистка) операции при неполноте известных данных о рабочей среде. Эта машина обладает архитектурой (габаритами, массой, структурой, занимаемым пространством) и рабочими характеристиками (мощностью, скоростью, точностью, надежностью).

Книга предназначена в основном для специалистов, которые конструируют, изготавливают и эксплуатируют робототехнические системы. Поэтому в ней описываются основные устройства и освещаются некоторые специальные проблемы, связанные с функционированием роботов. Авторы не претендуют на полноту изложения материала, так как в робототехнике используются знания из самых разных областей науки и техники. Однако мы надеемся, что книга будет полезной при решении ряда проблем конструирования манипуляторов и технических средств приведения их в движение, связанных с применением систем автоматического регулирования.

## ГЛАВА 1

# Конструкция робота. Общие положения

### 1.1. СТРУКТУРА

Под рабочим местом в промышленности подразумевается *среда*, в которой производятся действия и которая состоит из различных предметов: подвижных или неподвижных, жестких или деформируемых, свободных или связанных между собой. Это приходится учитывать при решении различных задач, каждая из которых состоит из совокупности непрерывных или прерывистых действий, выполняемых для получения требуемого изменения среды.

В широком понимании *робот* может быть определен как техническая система, способная замещать человека или помогать ему в выполнении различных задач. При определении робота приходится прибегать к следующим понятиям (рис. 1.1): 1) *рабочая среда*; 2) *источник энергии*, необходимый для обеспечения функционирования робота; 3) *источник информации* для описания поставленной человеком-оператором задачи.

Необходимо иметь в виду, что робот выполняет две функции, реализуемые различными устройствами (рис. 1.2): информационными и исполнительными.

*Информационные устройства* вырабатывают команды в зависимости от результатов обработки поступающей информации трех видов: цели выполняемой задачи, измерений текущего состояния исполнительного устройства и наблюдений над рабочей средой, находящейся в непосредственной близости или на расстоянии от робота.

Конструкции этих устройств не рассматриваются в данной книге. Все внимание в ней уделено исполнительным устройствам.

*Исполнительные устройства* воздействуют на рабочую среду в соответствии с командами путем преобразования и расходования получаемой извне энергии. Они состоят из следующих конструктивных элементов, которые подробно проанализированы в данной книге: органов взаимодействия с рабочей средой,

органов манипулятора (звенья, сочленения), модуляторов энергии (усилители, распределители), преобразователей энергии (двигатели, силовые установки и т. д.), датчиков.

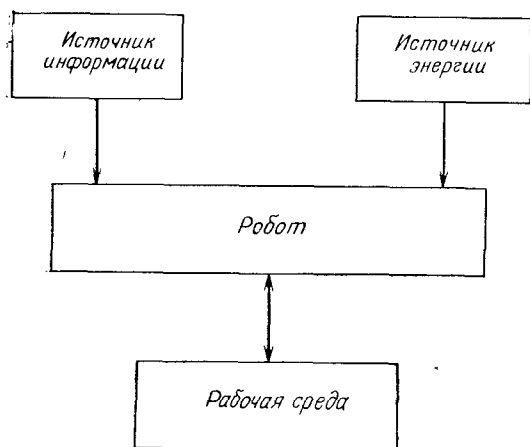


Рис. 1.1. Робот, рабочая среда и источник энергии и информации.

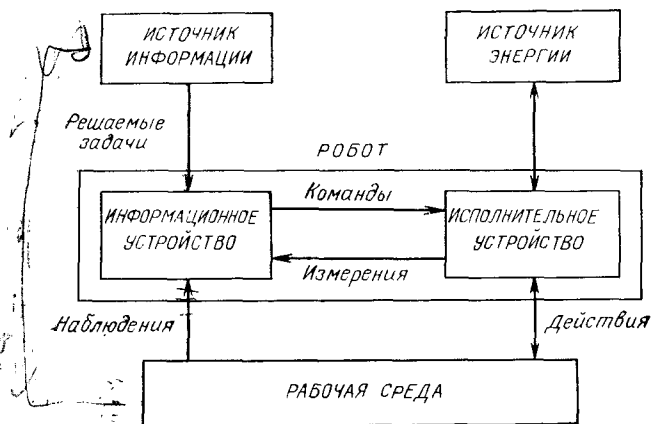


Рис. 1.2. Принципиальная схема процесса принятия решений и выполнения действий роботом.

## 1.2. О ВОЗМОЖНОСТЯХ РОБОТА

Во многих работах по робототехнике встречается понятие об *универсальном роботе* — искусственной машине, способной совершать любую работу вместо человека. Поэтому многие разработчики стремятся придать роботам антропоморфные

черты, что приводит в ряде случаев к чрезвычайно громоздким конструкциям. Этот абстрактный подход имеет смысл только в фундаментальных исследованиях, но совершенно непригоден при разработке промышленных роботов. В действительности же робот должен предназначаться для осуществления конкретных целей, т. е. для решения определенного ряда задач в среде заданного типа.

### 1.2.1 Задачи

*Неподвижный* робот может выполнять следующие основные операции:

- Погрузочно-разгрузочные (перемещение предметов и их размещение).
- Изменение облика предметов: нанесение вещества на предмет (окраска, порошковое напыление и т. д.); снятие вещества с предмета (механическая обработка, сверление, шлифование, полирование и т. д.); изменение формы предмета (ковка, штамповка и т. д.).
- Монтаж (сборка нескольких предметов для получения одного целого изделия).
- Демонтаж (операция, обратная монтажу — разборка изделия на составные части).
- Фиксация: сборка предметов с окончательным их соединением (склейка, сварка, клепка и т. д.).
- Измерения: получение количественной информации о некоторых физических характеристиках объекта.

Некоторые задачи, например установка или сборка изделий, состоят из многих перечисленных выше операций. Другие задачи предполагают *мобильность робота*, т. е. возможность действовать в пространстве, намного превышающем его размеры:

- Сопровождение (транспортировка предметов между складскими помещениями или между рабочими местами, находящимися на большом расстоянии).
- Обследование (перемещение органов восприятия, позволяющее передавать на расстояние информацию о среде, в которой находится робот).
- Сбор, захват и перенос предметов, находящихся в различных местах.
- Воздействия на отдаленные предметы при их осмотре.

### 1.2.2. Рабочая среда

Выполнение роботом операций зависит не только от типа его действий, но и состояния рабочей среды:

- Ограничений, накладываемых характером обтекания жидкости или газа.

- Вида работы над объектами.

Сначала определим основные виды работ, которые должен выполнять робот:

- Изготовление предметов (в металлообрабатывающей, автомобильной, текстильной промышленности).

- Строительные работы (сооружение зданий, путепроводов, судов).

- Добыча и переработка сырья (шахты, карьеры, цементные заводы).

- Сельскохозяйственные и лесные работы.

- Работы, опасные для жизни человека (на больших глубинах в морях и океанах, в космическом пространстве, в зонах земной поверхности, загрязненных вредными веществами, в особо опасных производствах).

- Работа в медицинских учреждениях (в больницах, в биологических лабораториях и т. д.).

Затем следует определить основные характеристики предметов, с которыми робот взаимодействует. К ним можно отнести: форму, объем, массу, температуру, габариты, состояние поверхности, внутреннюю структуру, изменимость размеров, ограничение движений, связанное с возможностью повреждения предмета, и т. д.

Поэтому длинному перечню видно, что невозможно полностью предсказать поведение роботов в процессе их эксплуатации. При этом необходимо учитывать различные задачи и условия работы робота, чтобы предвидеть изменение программы решений в соответствии со сложившейся ситуацией.

### 1.3. КОНСТРУКЦИЯ РОБОТА

Возможности робота в значительной степени определяются взаимодействием его рабочего органа с внешней средой. Рабочий орган играет основную роль, так как воздействует на внешние предметы и поэтому определяет основные требования ко всем остальным конструктивным элементам робота.

#### 1.3.1. Рабочие органы

Ими могут быть разнообразные инструменты: клещи, присоски (захват), сопла, горелка (в дуговой сварке) и т. д. Употребляемые термины часто противоречивы, а иногда антропоморфны (руки или головки). При конструировании рабочего органа все операции тщательно анализируются. Не вдаваясь в подробности, которые будут рассмотрены в дальнейшем, отметим, что рабочий орган обладает следующими свойствами:

- является сложной системой, которую редко можно представить в виде единого не поддающегося деформации элемента;

- относится к типу приспособлений, состоящих из нескольких приводов;

- часто содержит чувствительные датчики, позволяющие обеспечить его адаптацию к конкретным условиям задачи.

Следует отметить, что наряду с монофункциональными схватами иногда встречаются мультифункциональные (двойные клещи, четырехоперационные головки и т. д.).

#### 1.3.2. Звенья

При решении производственных задач рабочий орган используется для выполнения заданных движений. Звенья манипулятора образуют механическую систему с изменяемой геометрией, связанную с корпусом робота и позволяющую при помощи движений ограниченной амплитуды перемещать и ориентировать рабочий орган. Движения звеньев манипулятора производятся относительно неподвижной платформы робота. Робот на подвижной платформе представляет собой свободную механическую систему, способную неограниченно перемещаться (автотележка, подводный робот и т. д.).

#### 1.3.3. Манипуляторы

Манипулятором называется механическая система, состоящая из звеньев и рабочего органа. Например, существуют манипуляторы для выполнения погрузочно-разгрузочных ра-

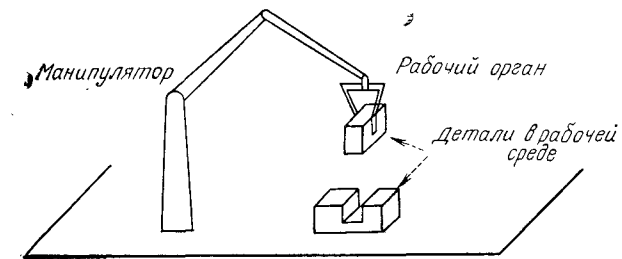


Рис. 1.3. Схема робота на неподвижном основании (одноманипуляторного).

бот, сварки, шлифовки и т. д. Промышленный робот может состоять из нескольких манипуляторов, расположенных на одной платформе и управляемых с помощью одной вычислительной машины. Если платформа неподвижна, робот не перемещается

(рис. 1.3), а если робот установлен на тележке, он становится мобильным (рис. 1.4).

*Примечание.* Промышленные роботы бывают с одним манипулятором и с несколькими («многорукий робот») (рис. 1.5).

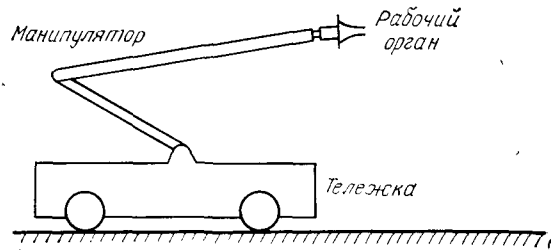


Рис. 1.4. Схема мобильного робота (одноманипуляторного).

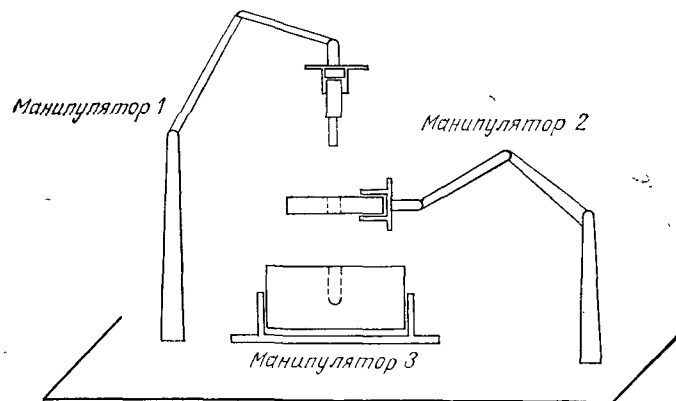


Рис. 1.5. Схема трехманипуляторного робота на неподвижном основании.

## 1.4. УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ

До сих пор рассматривалась структура звеньев и рабочих органов манипулятора, определяющих внешний вид робота. Теперь перейдем к источникам энергии, обеспечивающим его работу. Помимо энергии, расходуемой на выполнение операций, например сварки, необходимо затрачивать дополнительную энергию на перемещение звеньев. Для приведения в движение звеньев манипулятора требуется обеспечить (рис. 1.6):

- распределение первичной энергии (обычно электрической, пневматической, гидравлической);

- превращение первичной энергии в механическую;
- передачу механической энергии звеньям;
- управление движением (по положению, скорости, усилию, ускорению и т. д.).

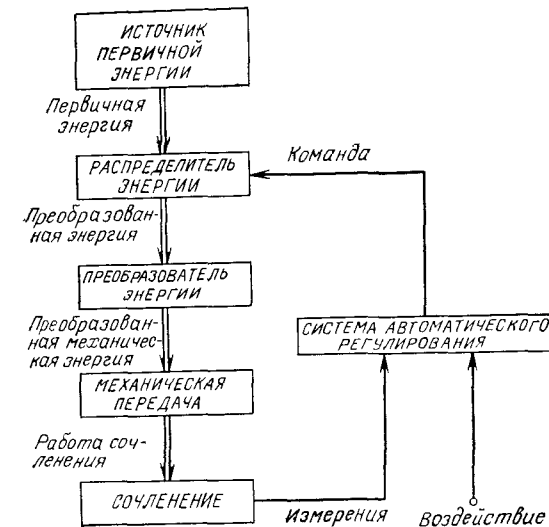


Рис. 1.6. Принципиальная схема управления движением звена манипулятора.

### 1.4.1. Непосредственное управление движением

Управление движением проще всего производить с помощью приводов, каждый из которых непосредственно связан с осью соответствующего сочленения. Однако такое решение применяется довольно редко по следующим причинам:

- многие преобразователи механической энергии по своей конструкции сообщают высокие скорости исполнительным органам, но создают малые усилия, что требует применения редукторов;
- механизм привода с редуктором имеет большие габариты, что препятствует выполнению задания (в особенности если привод размещается вблизи рабочего органа);
- каждый привод имеет массу и моменты инерции, которые увеличивают массу и моменты инерции звеньев и всей системы. Эти дополнительные нагрузки необходимо учитывать при выборе приводов, расположенных на звеньях, так как они существенно увеличивают общую массу.

### 1.4.2. Централизованное управление движением

В отличие от изложенного выше решения можно перенести все преобразующие устройства на платформу робота и передавать движения сочленениям при помощи соответствующих кинематических цепей. Очевидно этот способ приводит к утяжелению платформы и звеньев, особенно когда приходится обеспечивать их высокую прочность. Кроме того, приходится учитывать следующее:

- передача движения через многие сочленения усложняется в механической системе с изменяемой геометрией;
- трение в механических передачах приводит к потере энергии и в особенности к снижению точности (вследствие влияния, с одной стороны, перемены усилий и, с другой — люфта, вызванного износом шестерен);
- упругость некоторых элементов может приводить к возникновению ударов и вибраций.

### 1.4.3. Смешанное управление движением

Кроме названных выше двух типов конструкций могут существовать промежуточные варианты, в которых найдены лучшие компромиссные решения для преобразования энергии, учитывающие технические требования на решаемые задачи. Тем не менее часто масса звеньев оказывается больше массы полезной нагрузки в 10—100 раз (и даже больше), что требует рационального подхода при конструировании. На решение большое влияние оказывает физическая природа первичной энергии, хотя в ряде случаев этим влиянием можно пренебречь. Не приводя здесь сравнительные оценки, можно указать, что гидравлический привод более выгоден, так как обладает мощностью на единицу массы двигателя в 10 раз большей, чем аналогичный электрический двигатель, что сильно влияет на конструкцию робота.

## 1.5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Большой интерес представляет возможность изложения рациональной методики определения оптимальных типов исполнительных приводов для решения различных задач, выполняемых роботами с соответствующей технологической проработкой. Однако наука о роботах слишком молода и пока не поддается формализации. Поэтому развитие роботов происходит различными путями.

В этой книге основное внимание уделено не описанию существующих конструкций, а общим принципам их действия и тенденциям в использовании, что поможет разработчику роботов сделать правильный выбор.

Вначале изучены конструкции рук манипуляторов, которые соединяются с рабочим органом робота.

ГЛАВА 2

**Механика манипуляторов.  
Архитектура и составные части**

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

2.1.1. Звенья и сочленения

Манипулятор представляет собой многосвязный механизм (рис. 2.1), который состоит из следующих частей:

- звеньев  $S_i$  (жестких, твердых тел, способных совершать движения по отношению к основанию манипулятора);
- сочленений  $A_i$  (систем двусторонних связей, ограничивающих возможность движения по отношению к смежным звеньям). По крайней мере одно из звеньев сочленено с основанием, которое называется (не совсем удачно) начальным звеном  $S_0$ . Звено, несущее рабочий орган, называется конечным звеном  $S_n$ .

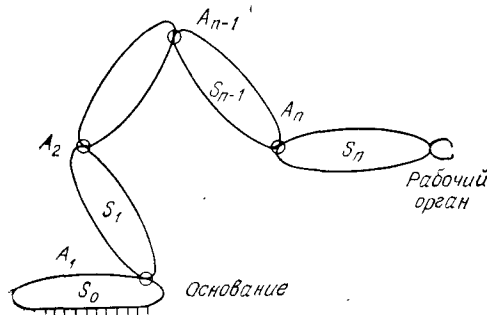


Рис. 2.1. Кинематическая схема манипулятора.

2.1.2. Степени свободы

Назначение манипулятора состоит в том, чтобы перемещать рабочий орган; поэтому он должен обладать также способностью перемещать и ориентировать конечное звено, что необходимо для решения ряда задач. Введем понятие степени

свободы твердого тела. Свободное твердое тело  $S$  обладает шестью степенями свободы, так как его положение в любой момент времени можно задать шестью независимыми параметрами (рис. 2.2), например вектором  $X$  с составляющими  $\lambda, \theta, \rho, x, y, z$ , где  $\lambda, \theta, \rho$  — соответственно углы Эйлера, определяющие

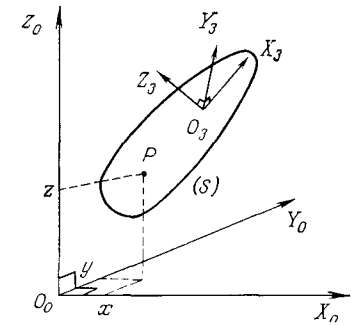


Рис. 2.2. Степени свободы твердого тела.

ориентацию системы координат  $R_3$ , связанной с телом  $S$  относительно базовой системы координат  $R_0$  (рис. 2.3), а  $x, y, z$  — координаты произвольной точки  $P$  тела  $S$ .

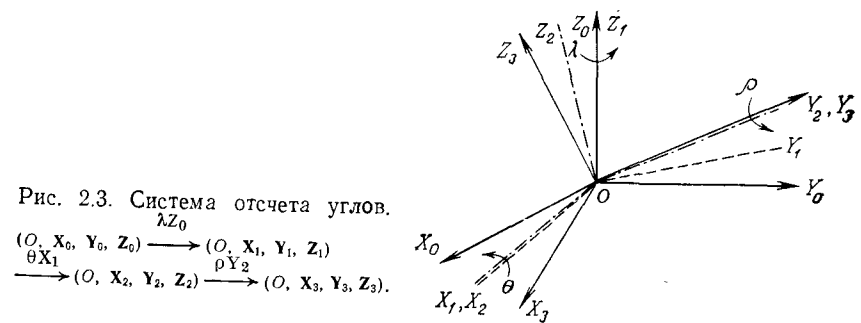


Рис. 2.3. Система отсчета углов.  
 $(O, X_0, Y_0, Z_0) \xrightarrow{\lambda Z_0} (O, X_1, Y_1, Z_1)$   
 $\xrightarrow{\theta X_1} (O, X_2, Y_2, Z_2) \xrightarrow{\rho Y_2} (O, X_3, Y_3, Z_3)$

Твердое тело, связанное с другими твердыми телами, имеет определенное число степеней свободы  $d$ , которое может быть меньше или равно 6. Число степеней свободы манипулятора равно по определению числу степеней свободы конечного звена и зависит от числа звеньев, а также типа и структуры связей между ними.

2.2. ТИПЫ СОЧЛЕНЕНИЙ

Сочленение  $A_i$  последовательно соединяет звенья  $S_{i-1}$  и  $S_i$ , т. е. ограничивает число степеней свободы звена  $S_i$  по отношению к звену  $S_{i-1}$  до величины  $m_i$ , называемой степенью подвижности связи:  $0 < m_i < 6$ .

### 2.2.1. Простые сочленения (подвижность равна 1)

Простые сочленения ограничивают число степеней свободы сложных звеньев до 1. Ниже мы будем различать сочленения «нормальные» и «специальные».

**Нормальные сочленения.** Существуют два типа нормальных сочленений.

**Вращательное сочленение ( $R$ )** представляет собой связь типа шарнирной и допускает лишь вращение  $S_i$  относительно оси  $\Delta_i$ , общей для  $S_{i-1}$  и  $S_i$ . Движение описывается одним параметром — углом относительного вращения  $r_i$ , обычно ограниченным соотношением

$$r_{im} \leq r_i \leq r_{iM}.$$

Схематическое представление этого сочленения показано на рис. 2.4, а.

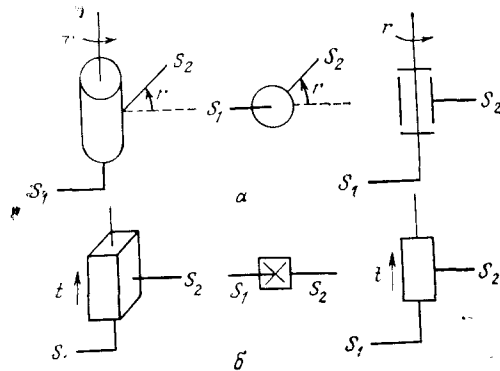


Рис. 2.4. Схематическое представление простых нормальных сочленений.  
а — вращательное сочленение; б — призматическое сочленение.

**Призматическое сочленение ( $P$ )** представляет собой связь типа ползун и позволяет осуществлять только поступательное движение тела  $S_i$  вдоль оси  $\Delta_i$ , общей для тел  $S_i$  и  $S_{i-1}$ . Это движение описывается также одним параметром — относительным перемещением  $t_i$ , всегда ограниченным соотношением

$$t_{im} \leq t_i \leq t_{iM}.$$

Схематическое представление этого сочленения показано на рис. 2.4, б.

**Специальные сочленения.** Подвижность связи, равная 1, обычно означает, что каждая точка тела  $S_i$  может описать лишь одну траекторию относительно некоторой определенной точки тела  $S_{i-1}$ ; «специальное» же сочленение описывает траекторию,

которая не является ни окружностью вокруг оси  $\Delta_i$ , ни прямой, параллельной  $\Delta_i$ . Так, система винт — гайка объединяет в одном геликондальном движении поступательное и вращательное движения относительно одной оси.

На практике звенья манипулятора обычно связаны между собой лишь нормальными сочленениями (в отличие от систем передачи движения от двигателей).

### 2.2.2. Сложные сочленения (подвижность больше 1)

Существуют механизмы, которые обладают подвижностями типа  $R$  или  $P$ . К ним относятся связи типа стопора ( $RP$ ), шагового шарнира ( $RRR$ ), опоры поверхности на поверхность ( $PPR$ ) и т. д. В большинстве случаев, в частности когда эти связи являются механическими, они реализуются путем комбинации нормальных сочленений и промежуточных звеньев.

Ниже рассматриваются манипуляторы, имеющие лишь нормальные сочленения.

## 2.3. СТЕПЕНИ СВОБОДЫ МАНИПУЛЯТОРА

Манипулятор приводится в действие с помощью приводов, преобразующих первичную энергию в механическую и осуществляющих вращательное или поступательное движение, которое используется (прямо или косвенно) для приведения в действие вращательного или призматического сочленения. Различные сочленения не всегда приводятся в действие независимо друг от друга. Поэтому необходимо рассмотреть несколько случаев, в частности манипуляторы с шарнирным механизмом с открытой или с замкнутой цепью.

### 2.3.1. Механизмы с открытой цепью

В этих механизмах каждое звено  $S_i$  сочленено с предшествующим ему звеном  $S_{i-1}$  и с последующим звеном  $S_{i+1}$ , а конечное звено  $S_n$  связано только с  $S_{n-1}$ . При этом  $n$  сочленений структурно независимы и могут приводиться в движение одновременно. Положение манипулятора определяется совокупностью параметров сочленений (кинематических пар)  $r_j$  и  $t_k$ .

**Переменные кинематических пар.** При использовании  $n$  различных и отдельно управляемых приводов изменение положения конечного звена во времени может быть описано  $n$  независимыми переменными, образованными из параметров сочленений. Обозначим через  $A$  вектор переменных кинематических

пар. Тогда манипулятор с открытой цепью из шести сочленений, показанный на рис. 2.5, описывается вектором

$$A = (r_1, r_2, r_3, t_4, r_5, r_6)^T.$$

Если же, наоборот, один и тот же привод управляет движением нескольких сочленений, их параметры не являются независимыми переменными (рис. 2.6). То же самое справедливо,

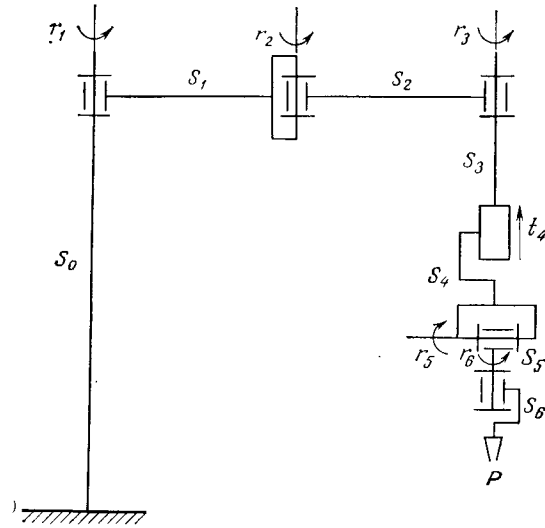


Рис. 2.5. Манипулятор с разомкнутой цепью с шестью переменными.

когда различные двигатели управляются одним сигналом (рис. 2.7).

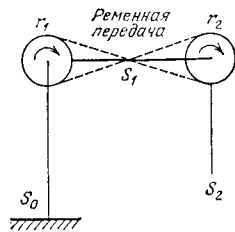


Рис. 2.6. Элемент разомкнутой цепи с одной переменной кинематической пары  $\alpha = r_1 = -r_2$ .

При выводе кинематических уравнений манипулятора для соответствующих сочленений следует «запоминать» лишь ту «переменную», относительно которой выражаются различные связанные между собой параметры кинематических пар.

**Степени свободы.** Выше уже говорилось, что число подвижных соединений манипулятора не всегда совпадает с числом независимых переменных кинематических пар  $n$ . Аналогично размерность  $n$  вектора  $A$  не всегда равна числу степеней сво-

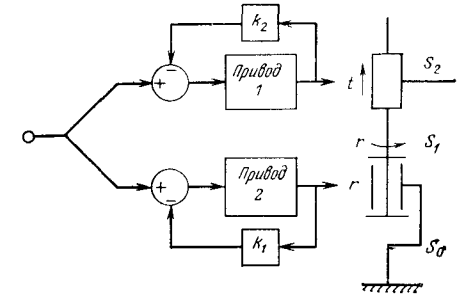


Рис. 2.7. Элемент разомкнутой цепи с одной переменной кинематической пары  $\alpha = k_1 r = k_2 t$ .

боды  $d$  конечного звена  $S_n$ . Это происходит по следующим причинам:

- 1) каково бы ни было число  $n$ , число  $d$  обязательно меньше или равно 6;
- 2) выполнения условия  $n \geq 6$  недостаточно для получения равенства  $d=6$ ; таким образом, манипулятор, приводимый в движение исключительно поворотом вокруг вертикальных осей, обладает не более чем тремя степенями свободы, так как допускает перемещения лишь в горизонтальной плоскости (рис. 2.8). Обозначим через  $X=f(A)$  преобразование, переводя-

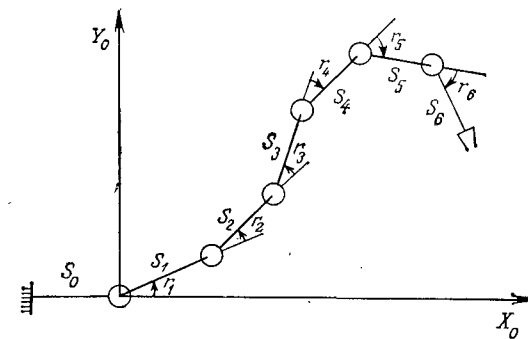


Рис. 2.8. Плоский механизм с тремя степенями свободы.

щее  $R^n$  в  $R^6$ , т. е. определяющее положение конечного звена в зависимости от переменных кинематических пар. По определению число степеней свободы манипулятора равно размерности

подпространства  $V$  пространства  $R^6$ , порожденного свободным движением сочленений:

$$V = f(R^n).$$

Эта размерность определяется локальными соотношениями. Вблизи произвольного положения  $A^*$  конечного звена связь между малыми вариациями  $A$  и  $X$  имеет вид

$$dX = F_A(A^*)dA,$$

где  $F_A(A)$  определяется якобианом  $f$  размерностью  $6 \times n$ :

$$F_{ij}(A) = \frac{\partial f_i}{\partial a_j}(a_1, a_2, \dots, a_n).$$

Если обозначить столбцы  $F_A(A^*)$  как  $X_1(A^*)$ ,  $X_2(A^*)$ ,  $X_n(A^*)$ , то предыдущее выражение можно записать в виде

$$dX = \sum_{j=1}^{j=n} da_j X_j(A^*),$$

где векторы  $X_j$  размерностью 6 образуют матрицу  $F$ .

Пусть  $p$  равно рангу  $F_A(A^*)$ , т. е. максимальной размерности его ненулевых детерминантов. При этом могут возникнуть следующие случаи:

●  $p=6$ . Тогда можно найти 6 линейно-независимых векторов  $X_j$  и  $F$ -матрица составляет семейство, образующих  $R^6$ . Для любых малых скалярных величин  $da_j$  линейная комбинация

$$dX = \sum_{j=1}^{j=n} da_j X_j(A^*)$$

образует пространство размерностью 6.

●  $p < 6$ . В этом случае существует только  $p$  независимых векторов  $X_j$  и  $F$ -матрица образует подпространство размерностью  $p$ , что в свою очередь соответствует двум различным случаям:

1) при  $6 \leq n$  максимальный ранг  $F_A$  равен 6 и условие  $p < 6 \leq n$  соответствует вырождению общего случая;

2)  $n < 6$  максимальный ранг  $F_A$  равен  $n$  и условие  $p \leq n < 6$  представляет общий случай.

Итак, используя  $f$ , мы ставим в соответствие каждому положению  $A^*$  возможность локального движения с  $p$  степенями свободы.

Пусть  $p_{\max}$  — максимальное значение  $p$  при  $A^* \in R^n$ , тогда  $p_{\max}$  определяет во всех случаях размерность  $V$  и меру возможных движений, т. е. число степеней свободы манипулятора  $d = p_{\max}$ .

Назовем уровнем избыточности  $r$  разность между числом переменных кинематических пар и числом степеней свободы

$$r = n - d.$$

Положения  $A$ , соответствующие рангу, меньшему  $d$ , являются особыми, так как возможности локального движения здесь наиболее ограничены, а уровень избыточности наиболее высок.

*Примечание.* В действительности переменные кинематических пар ограничены условиями

$$a_{im} \leq a_i \leq a_{iM}, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

На них могут быть наложены дополнительные ограничения с целью, например, предупреждения возникновения столкновений:

$$h(A) \leq 0.$$

Совокупность этих ограничений сужает область определения  $f$  до области  $D$  размерностью  $n$  (области  $R^n$  в самом простейшем случае).

Совокупность положений, которые может принимать конечное звено, составляет, таким образом, область  $E$  размерностью  $d$ , которая обычно является лишь частью области  $D$ , т. е.

$$A \in D \subset R^n, \quad X = f(A \in E = f(D) \subset V = f(R^n).$$

### 2.3.2. Механизмы с замкнутой цепью

Когда совокупность звеньев манипулятора образует замкнутую цепь, включенные в нее сочленения оказываются структурно зависимыми. В качестве примера рассмотрим три плоских механизма, показанных схематически на рис. 2.9. Пер-

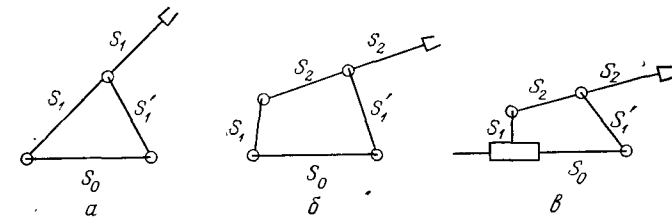


Рис. 2.9. Механизм с замкнутой цепью.

$a$  — с тремя шарнирами;  $b$  — с четырьмя шарнирами;  $v$  — с тремя шарнирами и одной призмой.

вый механизм (рис. 2.9,  $a$ ) состоит из трех шарниров, но образует недеформируемый треугольник, который нельзя описать с помощью переменных кинематических пар. Второй механизм

(рис. 2.9, б) содержит четыре шарнира, но лишь одной из переменных можно произвольно придавать различные значения. Аналогичная ситуация для третьего механизма (рис. 2.9, в), включающего три шарнира и одно призматическое сочленение. Последние два механизма могут применяться для специальной связи между звеньями  $S_0$  и  $S_2$  с подвижностью, равной 1.

При описании движения манипуляторов, содержащих подобные замкнутые цепи, необходимо определить максимальную совокупность  $n$  независимых переменных кинематических пар и выразить в зависимости от них  $q$  параметров других сочленений. Иногда сделать это довольно трудно и целесообразнее ввести вектор  $\mathbf{A}$  размерностью  $n+q$  при наличии  $q$  ограничений в виде независимых равенств. Таким образом, получаем

$$\mathbf{X} = f(\mathbf{A}), \quad \mathbf{O}_q = g(\mathbf{A}).$$

Для заданного положения  $\mathbf{A}^*$  можно записать следующие выражения для приращений:

$$d\mathbf{X} = F_A(\mathbf{A}^*) d\mathbf{A}, \quad d\mathbf{O}_q = G_A(\mathbf{A}^*) d\mathbf{A}.$$

Вследствие независимости наложенных ограничений ранг матрицы  $G_A$  равен  $q$ . При этом перемещения сочленений  $d\mathbf{A}$ , удовлетворяющие ограничениям, принадлежат подпространству  $W$  размерностью  $n$  из  $R^{n+q}$ . Действительно  $q$  столбцов матрицы  $G$  являются линейно-независимыми векторами  $\mathbf{Y}_j$ , которые образуют — подпространство  $U$  из  $R^{n+q}$  размерностью  $q$ . Эти  $q$  соотношений

$$0 = \mathbf{Y}_j^T d\mathbf{A}$$

означают ортогональность  $d\mathbf{A}$  к векторам  $\mathbf{Y}_j$ , а следовательно, к подпространству  $U$ . Отсюда следует, что  $d\mathbf{A}$  есть произвольный вектор подпространства  $W$ , дополняющий подпространство  $U$ .

Пусть  $H$  — матрица размерностью  $(n+q) \times n$ , столбцы которой образуют подпространство  $W$ ; тогда  $\mathbf{A}$  можно записать как линейную комбинацию  $\mathbf{Z}_k$  в виде

$$d\mathbf{A} = \sum_{k=1}^{k=n} db_k \mathbf{Z}_k \quad \text{или} \quad d\mathbf{A} = H(\mathbf{A}^*) d\mathbf{B},$$

где  $d\mathbf{B} = (db_1, db_2, \dots, db_n)^T \in W$ . Отметим, что  $n$  составляющих вектора  $d\mathbf{B}$  являются независимыми. Отсюда

$$d\mathbf{X} = F_A(\mathbf{A}^*) H(\mathbf{A}^*) d\mathbf{B}.$$

Если  $d\mathbf{B}$  описывает  $W$ ,  $d\mathbf{X}$  определяет область размерностью

$$p = \text{Rang}[F_A(\mathbf{A}^*) H(\mathbf{A}^*)] \leq \text{Sup}(6, n).$$

Максимальное значение  $p$  определяет здесь также размерность  $d$  области  $V$  из  $R^6$ , образуемой свободным движением сочленений, т. е. числом степеней свободы рассматриваемого манипулятора. Возможная избыточность по-прежнему определяется превышением  $n$  на  $d$ .

*Примечание.* Понятие степени свободы манипулятора введено не только для устранения искаженных представлений, возникающих из-за распространенных ошибок терминологии, но и для корректной постановки задачи синтеза. Задачи, поставленные перед манипулятором, часто могут быть охарактеризованы совокупностью траекторий в области  $R^6$  или областью  $T$  из  $R^6$ . Задачи такого типа могут выполняться манипулятором с  $d$  степенями свободы, если можно найти систему  $n$  переменных кинематических пар, которые образуют область  $V$ , содержащую  $T$  в своей доступной части. Обычно стремятся уменьшить число  $n$ .

## 2.4. МЕТОДЫ ОПИСАНИЯ

Выше мы говорили о кинематических уравнениях манипулятора. Но как их получить, в частности для случая механизмов с замкнутыми цепями? Ниже мы исследуем механизм (манипулятор робота), который состоит из жестких элементов (твердых тел  $S_i$ ), связанных идеальными кинематическими устройствами (связями  $L_i$ ).

### 2.4.1. Моделирование

Желательно представить кинематическую модель механизма в виде нескольких уравнений, которые объединяют параметры движения, соответствующие связям, переменные кинематических пар и конструкционные параметры твердых тел. Кроме того, необходимо составить все уравнения, которые были бы полезны при описании кинематических особенностей механизма, но при этом желательно, чтобы число этих уравнений не было избыточным (что иногда не очевидно).

**Представление в виде графа.** Любой механизм можно представить в виде неориентированного графа, т. е. в виде совокупности вершин  $S$  и семейства дуг  $L$ . При этом каждому твердому телу  $S_i$  сопоставляется вершина графа, а каждой связи  $(S_j, S_k)$  — дуга  $L_i$ .

На рис. 2.10 приведен граф механизма винт — гайка, предназначенного для управления ползуном. Цепь графа определяется как последовательность смежных дуг. Граф называют связанным, если для любой пары вершин существует цепь, в начале которой находится одна вершина, а в конце — другая.

Циклом графа называется цепь, которая состоит из различных дуг и начало и конец которой совпадают. Понятие цикла графа соответствует понятию «замкнутой цепи» твердых тел в механике.

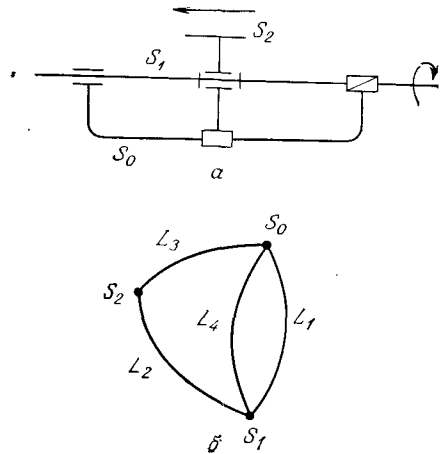


Рис. 2.10. Механизм винт — гайка и соответствующий ему граф.

*a* — кинематическая схема; *b* — граф.

Соединения:  $L_1$  — винтовое;  $L_2$  — шарнирное;  $L_3$  — призматическое;  $L_4$  — стопор.

Циклическое число  $\nu$  графа, имеющего  $m$  дуг,  $s$  вершин и  $c$  смежных дуг, определяется следующим образом:

$$\nu = m - s + c.$$

Оно соответствует размерности цикла графа. Например, в случае механизма винт — гайка  $m=4$ ,  $s=3$  и  $c=1$ ; отсюда  $\nu=2$ .

**Условия замыкания цепи твердых тел.** Чтобы описать функционирование механизма с кинематической точки зрения, необходимо записать в явном виде для замкнутой цепи твердых тел (соответствующей циклу графа) условие «сборки» механизма, получившегося в результате замыкания. Это условие может быть выражено в двух формах: в виде требований к диаграммам распределения скоростей в связях либо в виде геометрического условия «сборки» (реального или виртуального).

При моделировании механизма с одной замкнутой цепью ( $\nu=1$ ) с помощью кинематического описания принимается, что в замкнутой цепи твердых тел ( $S_1, S_2, S_3, \dots, S_p, S_1$ ), соответствующей одному циклу графа, условие существования связи ( $S_1, S_p$ ), совместимой с виртуальным требованием «сборки», определяется из условия идентичности диаграммы распределения скоростей в связи ( $S_1, S_p$ ) диаграмме, характеризующей по-

ложение  $S_1$  относительно  $S_p$ . Это вытекает из свойств исходной разомкнутой цепи ( $S_1, S_2, \dots, S_p$ ).

Если обозначить через  $\{v(S_i, S_j)\}$  диаграмму распределения скоростей в связях ( $S_i, S_j$ ) с центром соединения  $M$ , требуется проверить соотношение

$$\{v(S_1, S_p)\} = \{v(S_1, S_2)\} + \{v(S_2, S_3)\} + \dots + \{v(S_{p-1}, S_p)\}.$$

В общем случае кинематическое условие замыкания простой цепи ( $S_1, \dots, S_p, S_1$ ) записывается в виде

$$\{v(S_1, S_2)\} + \{v(S_2, S_3)\} + \dots + \{v(S_p, S_1)\} = \{0\}.$$

При моделировании механизма с несколькими замкнутыми цепями с помощью кинематического описания достаточно записать предыдущие условия в каждой «базовой» замкнутой цепи (соответствующей базовому циклу на графе). Таким образом мы получаем уравнения (необходимые и достаточные) для описания кинематической модели механизма (не более  $6\nu$  уравнений).

При моделировании механизма с одной замкнутой цепью ( $\nu=1$ ) с помощью геометрического описания в цепи твердых тел ( $S_1, S_2, \dots, S_p, S_1$ ), соответствующих циклу на графе, условие виртуальной сборки может быть представлено в двух эквивалентных формах:

- в виде требования «перестройки» любого из твердых тел за счет его фиктивного разрезания;
- в виде требования «сборки» связей между функциональными поверхностями твердых тел ( $S_1, S_p$ ).

Условие замкнутости определяется исключительно второй эквивалентной формой. Таким образом, необходимо найти изменение положения точки отсчета в разомкнутой цепи до сборки к началу отсчета, определяемому видом этой связи (переход от системы координат, расположенной на функциональной поверхности, которая связана с  $S_1$ , к системе координат, связанной с  $S_p$ ). Например, в случае шарнирной связи ( $S_1, S_j$ ) с центром в точке  $A_{1j}$  и осью  $u$  данное условие записывается в виде

$$(A_{1j})_1(A_{1j})_j = 0, \quad (u)_1 \wedge (u)_j = 0.$$

При моделировании механизма с несколькими замкнутыми цепями ( $\nu>1$ ) с помощью геометрического описания нетрудно показать, что достаточно записать предыдущие условия для каждой «базовой» замкнутой цепи. Полученные зависимости образуют полное и неизбыточное описание механизма.

*Примечание.* Кинематическое описание представляется наиболее простым для применения, однако, хотя полученные системы

эквивалентны, по-видимому, проще решать уравнения, полученные при моделировании с помощью геометрического описания.

**Метод выбора базовых циклов.** Выбор базового цикла может оказаться трудным для сложных механизмов, встречающихся

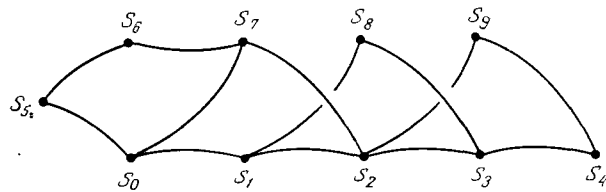


Рис. 2.11. Пример графа сложного механизма.

Базовые циклы:  $(S_0, S_7, S_6, S_5, S_0)$ ,  $(S_0, S_7, S_2, S_1, S_0)$ ,  $(S_1, S_8, S_3, S_2, S_1)$ ,  $(S_2, S_9, S_4, S_3, S_2)$ .

в роботах. Рассмотрим следующий простейший метод (без доказательств):

а) вычисление циклического числа;

б) произвольный выбор цикла графа, который станет первым элементом базы; выбор произвольного цикла, который содержит по крайней мере одну дугу (связь), еще не использованную в базе; процесс продолжается до того момента, как будут использованы все дуги графа;

в) если число полученных таким образом циклов равно  $\nu$ , база графа найдена; если полученное число циклов меньше  $\nu$ , необходимо вернуться к исходной точке базы и выбрать другие циклы (рис. 2.11).

#### 2.4.2. Кинематическая достоверность модели механизма

Целью проведенного выше исследования является возможность получения эффективного средства кинематического анализа структуры робота. Действительно, проектируемая механическая структура может содержать твердые тела, перемещение которых не всегда контролируемо. Мы будем различать три случая представления на уровне интерпретации кинематической модели со следующими исходными данными:  $n$  — число известных переменных кинематических пар  $a_i$ ,  $q$  — число неизвестных параметров связи  $b_j$  и система уравнений, линейных в окрестности изучаемого положения, в виде  $M\mathbf{V} = N\mathbf{A}$ . Обозначим через  $m$  ранг матрицы  $M$ . Тогда возможны три случая:

а) Если  $m = q$ , механизм кинематически определен, и после решения системы уравнений можно найти все положения, которые принимает исполнительный орган робота.

б) Если  $m \neq q$ , механизм кинематически не определен (вектор  $\mathbf{V}$  не определен). В общем случае это означает, что применение такого механизма нецелесообразно (см. пример, приведенный в гл. 6, о роботе в виде хобота).

в) Если  $m < q$ , применение механизма возможно, когда закон движения «вход — выход» однозначно определен: функция  $\mathbf{X} = f(\mathbf{A})$  определена однозначным образом, несмотря на задание произвольных значений  $(q - m)$  параметрам связи  $b_j$ .

Механизм, ассоциированный с роботом, обладает неконтролируемыми внутренними степенями подвижности, которые называются «пассивными», так как обычно они не мешают нормальному функционированию системы.

## 2.5. ОБЩЕПРИНЯТЫЕ СТРУКТУРЫ

### 2.5.1. Взаимосвязь между степенями свободы

Пусть  $\alpha$  и  $\mathbf{x}$  — два вектора размерностью  $n_1$ , а  $\beta$  и  $\mathbf{y}$  — два вектора размерностью  $n_2$ . Система уравнений

$$g(\mathbf{x}, \mathbf{o}) = \alpha, \quad h(\mathbf{o}, \mathbf{y}) = \beta \quad (2.1)$$

называется диагонально-блочной, или состоящей из двух частей. Эта система имеет следующие решения:

$$\mathbf{x}^* = g^{-1}(\alpha), \quad \mathbf{y}^* = h^{-1}(\beta).$$

Рассмотрим теперь систему взаимосвязанных уравнений, которую можно записать в виде

$$g(\mathbf{x}, \mathbf{o}) = \alpha, \quad h(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = \beta. \quad (2.2)$$

Благодаря одностороннему характеру взаимных связей решение блочно-треугольной системы (2.2) не сложнее решения уравнений (2.1). Сначала получаем  $\mathbf{x}^* = g^{-1}(\alpha)$ , а потом, подставив его во второе уравнение, получаем  $\mathbf{y}^*$ , решив при этом уравнение с одной неизвестной:

$$h(\mathbf{x}^*, \mathbf{y}) = \beta.$$

Отсюда следует, что структура робота не всегда соответствует соотношению  $\mathbf{X} = f(\mathbf{A})$  (диагональному или блочно-диагональному). Она должна быть представлена треугольной или блочно-треугольной системой, которая упрощает получение вектора  $\mathbf{A}$ , определяющего заданное положение  $\mathbf{X}^d$  конечного звена.

### 2.5.2. Призматические сочленения

Вектор кинематических пар может быть представлен в виде двух составляющих:

$$A = (r, t)^T,$$

где  $r$  — совокупность переменных вращения,  $t$  — совокупность переменных перемещения. Вектор, представляющий положение конечного звена, можно разложить на две составляющие:

$$X = (X_{or}, X_{po})^T,$$

где три первые компоненты определяют ориентацию  $X_{or}$  конечного звена, а три последующие — положение  $X_{po}$  его заданной точки.

При кинематическом моделировании получаем следующие соотношения:

$$X_{or} = g(r, o), \quad X_{po} = h(r, t). \quad (2.3)$$

Для простоты рассмотрим робот с шестью независимыми переменными кинематических пар и с шестью степенями свободы.

Система уравнений (2.3) имеет вид, который облегчает ее решение (по сравнению со случаем, когда нет поступательного движения). Лишь в случае, когда имеется три призматических сочленения, система (2.3) будет блочно-треугольной размерности  $3 \times 3$ ; тогда  $r^*$  полностью определяется заданной величиной  $X_{or}$ , а  $t^*$  находится из заданной величины  $X_{po}$ .

### 2.5.3. Кисть с пересекающимися осями

Во многих практических задачах целесообразно связывать четыре последних звена с помощью вращательных сочленений с осями, пересекающимися в одной точке  $C$  (рис. 2.12). Это устройство представляет собой механизм ориентирования рабочего органа, часто называемый «кистью», если три последних звена имеют малую длину. Данный механизм работает как пространственный шарнир с центром  $C$  (сложное сочленение с тремя степенями подвижности).

Когда рабочий орган изменяет направление перемещения путем трех вращений механизма, положение точки  $C$  не изменяется. Положение точки  $C$  зависит только от той части манипулятора, которая расположена сверху. Оснащенный длинными звеньями такой манипулятор часто называется кистью и представляет собой механизм, служащий прежде всего для перемещения рабочего органа.

Для описания положения звена  $S_6$  можно взять  $X_{or}$  и  $X_{po}(C)$  вместо  $X_{or}$  и  $X_{po}(P)$ ; параметры первой пары эквивалентны параметрам другой пары, поскольку точка  $C$  принадлежит конечному звену:

$$X_{po}(C) = X_{po}(P) - k(X_{or}).$$

В этом случае система уравнений при обозначении трех последних переменных кинематических пар через  $r_1$  и  $a_2 = (r_2, t)^T$  остальных переменных принимает вид

$$X_{or} = g(r_1, r_2, o), \quad X_{po} = k(o, r_2, t). \quad (2.4)$$

Это система блочно-треугольного вида размерностью  $3 \times 3$ . Второе уравнение системы (2.4) позволяет вычислить  $r_2^*$  и  $t^*$ , исходя из  $X_{po}(C)$ , а первое уравнение  $r_1^*$ , исходя из  $X_{or}$  и  $r_2^*$ .

*Примечание 1.* Если механизм перемещения состоит из трех

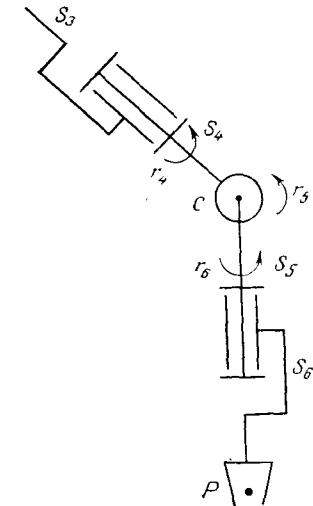


Рис. 2.12. «Кисть» с пересекающимися осями.

призматических сочленений, то  $a_2 = t$ ,  $r_2$  отсутствует и система уравнений (2.4) становится блочно-диагональной. Кроме того, когда оси поступательного движения совпадают с осями неподвижной системы координат  $R_0$ , имеем

$$X_{po} = X_{po}^{ref} + t.$$

Это решение обеспечивает полную развязку между перемещением и ориентированием, но не всегда используется на практике по той причине, что изготовление вращательных сочленений осуществляется гораздо проще.

*Примечание 2.* Управление выполняется наиболее просто, когда точка  $C$  совпадает с центром тяжести предмета, переносимого рабочим органом. Тогда можно изменить ориентацию предмета, не изменяя положения точки  $C$ , а следовательно, не прибегая к переменным  $r_2$  и  $t$ . Эта конфигурация позволяет также получать высокую точность при малых перемещениях.

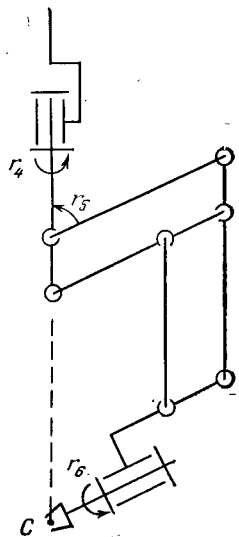


Рис. 2.13. Устройство с тремя осями вращения, расположенными на одной прямой, проходящей через центр рабочего органа.

Рис. 2.13 иллюстрирует возможную конструкцию такого устройства, единственным недостатком которого являются его большие габариты, что уменьшает возможность доступа рабочего органа к захватываемому предмету, а также увеличивает опасность столкновения.

#### 2.5.4. Механизмы перемещения

В предложенной выше системе (в механизме ориентирования методом малых перемещений) рассмотрим ее верхнюю часть. Большие размеры звеньев придают манипулятору характерную архитектуру. Ограничимся анализом избыточных механических систем.

В большинстве случаев три степени свободы реализуются таким образом, что первое сочленение является поступательным или вращательным вокруг оси плоского механизма с двумя степенями свободы. Уравнения перемещения в этом случае при условии правильного выбора координат имеют вид

$$X_1 = g_1(a_1, 0, 0), \quad X_2 = g_2(0, a_2, a_3), \quad X_3 = g_3(0, a_2, a_3). \quad (2.5)$$

Начнем с рассмотрения плоского механизма, который может располагаться вертикально или горизонтально в зависимости от требований к его применению.

**Перемещение в плоскости.** (Для простоты все рисунки изображены в вертикальной плоскости.)

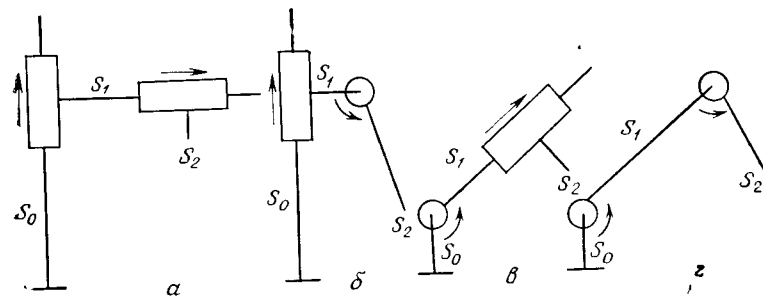


Рис. 2.14. Механизмы перемещения в плоскости.

$a$  — система P—P;  $б$  — система P—R;  $в$  — система R—P;  $г$  — система R—R.

*Механизмы с разомкнутой цепью* сочетают обычно поступательные движения вдоль ортогональных осей, расположенных в плоскости, и/или вращения вокруг осей, перпендикулярных плоскости. Возможны четыре варианта:

1) система P—P (рис. 2.14,  $a$ ) в зависимости от того, находится ли ось горизонтального поступательного движения выше или ниже вертикальной оси, может иметь две разные конфигурации;

2) система P—R (рис. 2.14,  $б$ ): также возможны две конфигурации в зависимости от того, является ли поступательное движение горизонтальным или вертикальным;

3) система R—P (рис. 2.14,  $в$ );

4) система R—R (рис. 2.14,  $г$ ).

*Механизмы с замкнутыми цепями.* Ограничимся здесь рассмотрением некоторых характерных кинематических схем, которые широко применяются на практике.

● Устройство, показанное на рис. 2.15,  $a$ , эквивалентно механизму с разомкнутой цепью, представленному на рис. 2.15,  $б$ . Оно позволяет замещать вращательные устройства поступательными (домкрат с электромотором, соответствующим системе винт — гайка, и т. д.).

● Устройство в виде параллелограмма (рис. 2.16) создает движение, эквивалентное движению, которое можно получить с помощью схемы, приведенной на рис. 2.15,  $б$ .

● Устройство в виде пантиграфа (рис. 2.17) часто используется в подъемных механизмах в роботах с большим выносом

рабочего органа. Оно обычно размещается на колонне и может вращаться вокруг ее оси. Основным достоинством такого устройства является возможность осуществлять большие горизон-

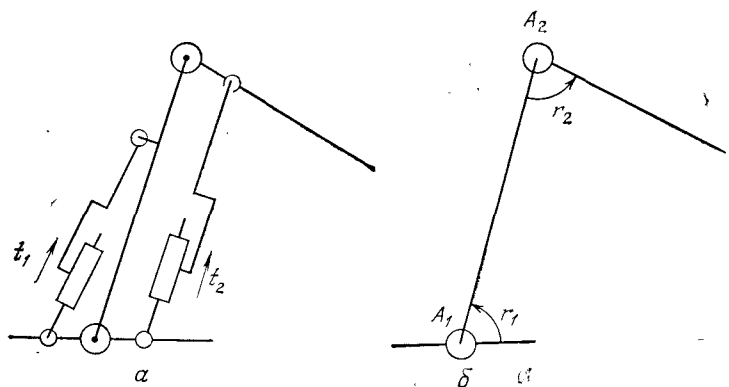


Рис. 2.15. Механизм с двумя замкнутыми цепями, приводящимися в движение линейными домкратами.

тальные и вертикальные перемещения точки  $C$  с помощью приводов малого хода, размещаемых в основании манипулятора.

● Устройство, показанное на рис. 2.18,  $a$ , состоит из нескольких параллелограммов, за счет чего обеспечивает перемещение зве-

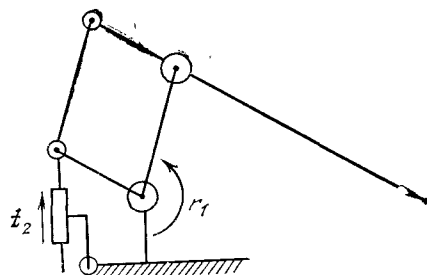


Рис. 2.16. Пример системы с шарнирным параллелограммом.

на  $S_3$ , сохраняя его ориентацию. Последнее равносильно тому, что вращения  $r_1, r_2, r_3$  (рис. 2.18,  $b$ ) связаны соотношением

$$r_3 = 270^\circ - (r_1 + r_2).$$

**Перемещение в пространстве.** Поступательное движение плоских механизмов. Комбинируя плоские перемещения, рассмотренные выше, с поступательным движением вдоль перпендикулярной оси, можно получить множество кинематических

схем, среди которых самыми распространенными являются следующие:

● Система типа PPP (рис. 2.19,  $a$ ). Рабочий орган робота перемещается по траекториям, совокупность которых образует параллелепипед.

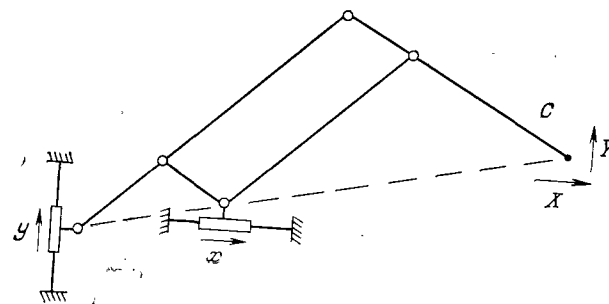


Рис. 2.17. Паитограф ( $X/x=Y/y=k$ ).

● Система типа PRR (рис. 2.19,  $b$ ). Рабочий орган робота перемещается по траекториям, совокупность которых образует цилиндр. При этом оси поступательного и вращательного движений совпадают. Изменяя последовательности звеньев, можно

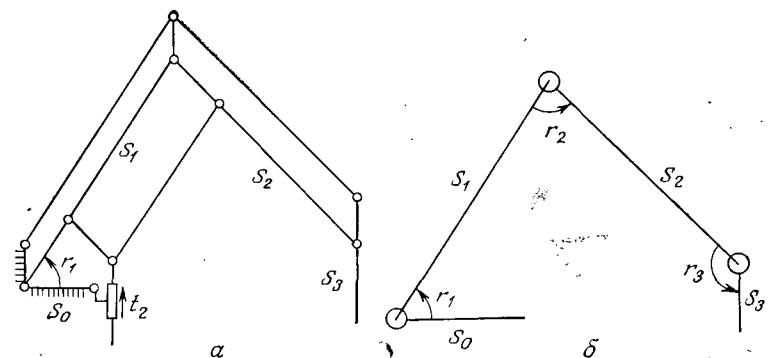


Рис. 2.18. Механизм перемещения с постоянной ориентацией.

менять последовательность этих движений без изменения результатов, что соответствует сложной связи с двумя степенями подвижности (стопор).

● Система типа PRR (рис. 2.19,  $c$ ). Рабочий орган робота перемещается по цилиндрической поверхности. Поступательное и два вращательных движения имеют параллельные оси, поэтому существуют две эквивалентные системы типа RPR или RRP.

Эта система чаще всего встречается при вертикальном расположении осей.

*Вращательное движение плоских механизмов.* Если поворачивать плоскость вокруг вертикальной или горизонтальной пря-

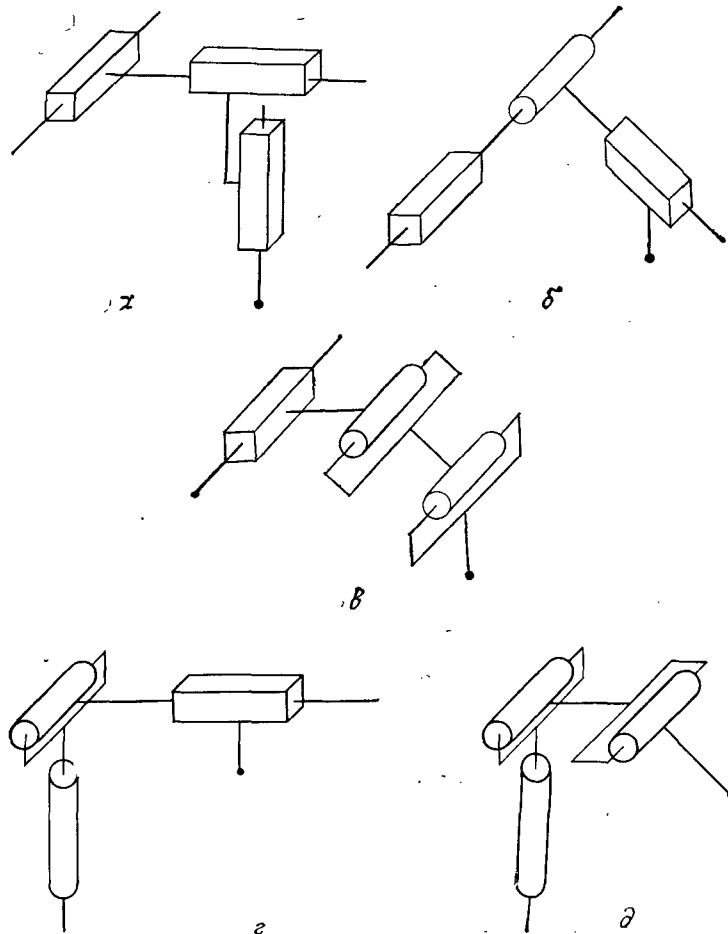


Рис. 2.19. Перемещение в пространстве с помощью поступательного движения (а—в) и вращения плоского механизма (г—д).

мой, получаются различные структуры, из которых наиболее распространенными являются следующие:

Система типа RRP (рис. 2.19, в). Робот с рабочим органом перемещаются внутри сферы.

Система типа RRR (рис. 2.19, д). Робот с рабочим органом перемещаются внутри тора.

Ниже более подробно исследованы возможности создания реальных конструкций на базе рассмотренных выше кинематических схем.

## 2.6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ

### 2.6.1. Общие положения

Выбор звеньев и их связей (класс, кинематика, размеры, материалы и др.) осуществляется на основе большого числа критериев. Основными из них являются механическое сопротивление, жесткость, распределение масс, люфты при сборке, трение, стоимость производства и эксплуатации и т. д.

*Связями скольжения* будем называть такие связи, в которых контакты между твердыми телами (движущимися или неподвижными) происходят по поверхности большой площади, не изменяющейся при движении. Эти связи применяются, например, в станинах или ползунах, совершающих поступательное движение и широко используемых в станкостроении.

*Связями качения* будем называть такие связи, в которых контакты между твердыми телами происходят по «линиям» или в «точках», т. е. по поверхности небольшой площади, изменяющейся в зависимости от взаимного расположения. Они применяются в различных подшипниках (в шариковых или роликовых подшипниках, шариковых муфтах, последовательных цепях роликов и т. д.), используемых в связях с вращением, с поступательным движением или в сложных связях (в геликоидальном движении или в движении плоскости по плоскости).

В общем случае оказывается, что при одних и тех же размерах и материалах связи скольжения имеют существенно большие величины жесткости, сопротивления и долговечности по сравнению со связями качения.

Однако связи качения могут иметь разные величины трения и зазоров. Зазор может быть нулевым даже в случае износа. Трение в связях качения существенно меньше трения в связях скольжения, что снижает потери энергии, увеличивает сроки жизни оборудования и облегчает решение задач управления. Действительно, величина трения зависит от давления при контакте, от скорости скольжения, используемых материалов, смазки и т. д. Поэтому учитывать законы изменения трения в роботах, геометрия которых постоянно изменяется, т. е. функционирование нестационарно, достаточно сложно, и поэтому конструкторы роботов часто выбирают связи качения.

В основном проектирование манипулятора аналогично проектированию любых других механизмов, и мы не будем описывать его подробно; отметим лишь следующее:

- нагрузка на материалы, используемые в соединениях и звеньях, определяется с помощью классического моделирования состояния напряжений в твердых телах;
- при определении способности выдерживать «статические» нагрузки используется теория сопротивления материалов;
- выносливость, т. е. способность испытывать циклические нагрузки, учитывается при помощи статистических критериев (в зависимости от усталости материалов);
- стоимость обычно оценивается методами анализа стоимости производства, сборки, контроля, наладки и эксплуатации робота.

В дальнейшем особое внимание мы будем обращать на проблемы, связанные с жесткостью твердых тел, элементарных связей качения, сложных связей качения и связей с плавающей опорой. Мы не рассматриваем связи скольжения при контакте поверхностей, так как они мало используются в робототехнике; нетрудно убедиться, что их жесткость эквивалентна жесткости твердых тел, которые они соединяют.

### 2.6.2. Жесткость звеньев

Относительные величины жесткости звеньев и систем связи с двигателями определяются в зависимости от задачи, стоящей перед роботом (окраска, сварка, сборка и т. д.). Деформация звена под нагрузкой не учитывается, так как датчики состояния манипулятора расположены на уровне сочленений или приводов. Чтобы найти общие соотношения между жесткостью твердых тел и их конструкцией, ниже рассмотрим кратко некоторые определения и характеристики, относящиеся к длинным твердым телам.

**Определения.** Жесткость  $K_{ij}$  элемента балки  $P_0P_1$  в общем виде определяется выражением

$$K_{ij} = \delta F_i / \delta \Delta_j,$$

где  $\Delta_j$  — перемещение (вращение или поступательное движение вдоль оси, параллельной  $x_j$ ), соответствующее нагрузке, приложенной в точке  $P_1$ , относительно точки  $P_0$ ;  $F_i$  — нагрузка в точке  $P_1$  (или проекция момента на ось  $x_j$ ).

Если применить это определение к твердому телу большой длины (длинная балка), являющемуся, например, звеном робота, то получим обычные формулы для вычисления жесткости балок в некоторых частных случаях. Для их нахождения используем результаты описаний деформаций упругих однородных сред.

**Частный случай:** прямоугольная балка одинакового сечения. Рассмотрим жесткость такой балки под действием сил растяжения, изгиба и кручения.

Продольная жесткость балки под действием сил растяжения зависит от модуля продольной упругости материала  $E$ , поперечного сечения  $S$  и длины балки  $l$  (рис. 2.20 а).

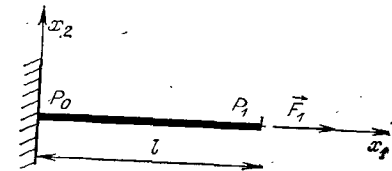


Рис. 2.20а. Балка под действием силы растяжения. Заделка в точке  $P_0$ , и сила  $F_1$  приложена в точке  $P_1$ .  $K_{11} = ES/l$ .

Поперечная жесткость балки под нагрузкой при изгибе зависит от модуля продольной упругости, длины и момента инерции сечения  $I_3$  относительно оси  $x_3$  (рис. 2.20б).

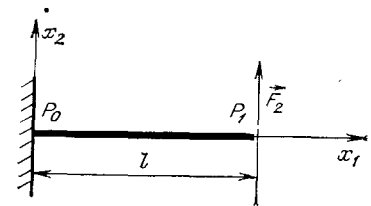


Рис. 2.20б. Балка под действием силы изгиба. Заделка в точке  $P_0$ , и сила  $F_2$  приложена в точке  $P_1$ .  $K_{22} = 3EI_3/l^3$ ,  $I_3 = \int_S x_2^2 ds$ .

В балке под нагрузкой при кручении жесткость изменяется в зависимости от модуля поперечной упругости  $G$ , длины и момента инерции сечения  $I_1^0$  относительно оси  $x_1$  (рис. 2.20в).

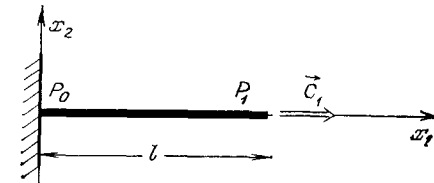


Рис. 2.20в. Балка под действием момента кручения. Заделка в точке  $P_0$  и момент кручения  $C_1$  приложен в точке  $P_1$ .  $K_{44} = GI_1^0/l$ ;  $I_1^0 = \int_S (x_2^2 + x_3^2) ds$ .

**Примечания.** 1. Можно сразу же убедиться в том, что продольная жесткость балки существенно превышает поперечную (вычислив эти величины для какого-нибудь сечения балки).

2. Отметим, что жесткость при кручении и изгибе непосредственно зависит от выбора формы сечения балки, которое определяется с помощью значений моментов инерции сечений (см. рис. 2.21).

Ниже в таблице приведены некоторые физические характеристики для применяемых материалов.

**Жесткость «длинных балок».** Для описания поведения балок под нагрузкой выберем произвольные длинные балки, т. е.

непрямоугольные балки с переменным сечением, и будем пользоваться формулами для определения деформации балки в соответствии с общими положениями теории сопротивления материалов (в особенности с понятиями упругости, изотропности, однородности, изменения сечения балки по длине). Если дефор-

Материал	$E$ , Н/мм <sup>2</sup>	$G$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$E/\rho$ , Н/кг
Сталь	20 000	8000	7800	2,56
Дюралюминий	7 300	2800	2700	2,7
Магний	4 500	1700	1800	2,5
Титан	11 000	4000	4500	2,45
Композитный материал	10 000	—	1400	7,2

мации, возникающие под действием нормальных и касательных нагрузок, существенно меньше деформаций изгиба и кручения, можно пользоваться формулой Навье — Бresse. Обозначим через  $\omega$  угол поворота сечения балки в точке  $P_1$  для жестко закрепленной в точке  $P_0$  балки  $P_0P_1$  и через  $u$  смещение точки  $P_1$ . Нагрузка в точке  $P_1$  будет определяться суммарным действием силы  $F$  и вращающего момента  $C$ . Произвольно выбранную точку  $P'$  оси балки опишем, с одной стороны, криволинейной абсциссой  $\sigma$  и, с другой стороны, локальными единичными векторами  $(i, j, k)$  где орт  $i$  касателен к оси. Момент кручения в точке  $P$  обозначим  $M$ , а моменты инерции сечения — соответственно  $I_0, I_1, I_0'$ . Тогда смещения, обусловленные внутренними деформациями, записываются следующим образом:

$$\omega = - \int_{\sigma_0}^{\sigma_1} \left\{ \frac{(Mi)}{\sigma I_0} i + \frac{(Mj)}{EI} j + \frac{(Mk)}{EI'} k \right\} d\sigma,$$

$$u = - \int_{\sigma_0}^{\sigma_1} \left\{ \frac{(Mi)}{\sigma I_0} i + \frac{(Mj)}{EI} j + \frac{(Mk)}{EI'} k \right\} \Delta P P_1 d\sigma.$$

**Примечания.** 1) С помощью этих формул можно найти решения для случаев, приведенных на рис. 2.20а — 2.20в.

2) Отметим, что колебания балок из обычных (некомпозитных) материалов будут практически одинаковыми, так как отношение  $E/\rho$  для них мало изменяется.

3) В отличие от длинных балок в общем случае жесткости звеньев нелинейно зависят от нагрузки.

**Жесткость системы звеньев.** При конструировании роботов обычно сначала определяют закон изменения сечения звена.

При этом задается постоянное максимальное напряжение в каждом сечении балки (критерий равного сопротивления). Затем отыскивается профиль сечения балки, имеющий номинальные жесткость и массу или момент инерции. Если преобладающей нагрузкой является момент изгиба, лучшим профилем оказывается такой профиль, который имеет прямоугольное сечение

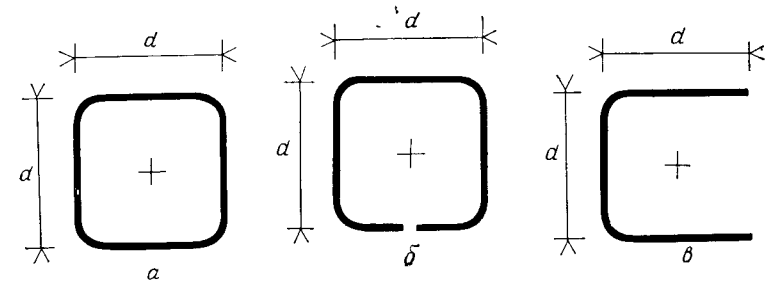


Рис. 2.21. Жесткость и максимальные напряжения при действии момента кручения балок в зависимости от профиля поперечного сечения.  $a$  — для профиля 1:  $K=GS^3/4d^2$ ,  $T_{\max}=2Md/S^2$ ;  $b$  — для профиля 2:  $K=GS^3/48d^2$ ,  $T_{\max}=12Md/S^2$ ;  $в$  — для профиля 3:  $K=GS^3/27d^2$ ,  $T_{\max}=9Md/S^2$ .  $K$  — жесткость кручения на единицу длины;  $S$  — площадь поверхности профиля;  $M$  — момент кручения.

с малой длиной и большой шириной (соответствующей возможностям изготовления). Если нельзя пренебречь моментом кручения, необходимо отыскивать профиль, который в первую очередь удовлетворяет требованиям по жесткости кручения.

На трех примерах (рис. 2.21) проиллюстрированы соответствующие характеристики некоторых профилей с тонкими перегородками.

При одинаковой массе и, следовательно, одинаковых площади профиля  $S$  и ширины  $d$  жесткость кручения на единицу длины и значение статической прочности могут быть различными. Профиль 1 имеет жесткость, в шесть раз большую, чем профиль 3, и в 12 раз большую, чем профиль 2. Кроме того, при равной нагрузке статическая прочность профиля 1 в четыре раза больше, чем в профиле 3, и в шесть раз больше, чем в профиле 2.

Однако следует отметить, что профиль 3 проще получить при литье, чем другие профили, независимо от того, имеют они прямоугольное или круглое сечение.

**Примечания.** 1) Профили 1, 2 и 3 соответствуют балкам с одинаковой продольной жесткостью.

2) Поперечная жесткость при изгибе одинакова для профилей 1 и 2.

## 2.6.3. Жесткость связей качения

Жесткость элементарных связей качения. Элементарными можно назвать связи типа контакта в точке или вдоль прямой линии деталей с шариками, цилиндрами, шестернями, винтами, гайками и т. д. Законы, описывающие поведение таких связей, весьма сложны.

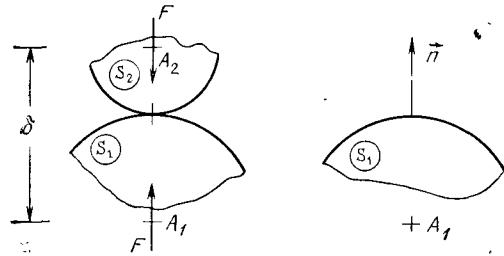


Рис. 2.22. Точечный контакт (простая модель).

Точечный контакт (рис. 2.22). Принято считать, что основные деформации, возникающие при таком соединении, происходят в области, близкой к точке касания твердых тел. Ниже приведены формулы для изменения расстояния между точками  $A_1A_2$  твердых тел  $S_1$  и  $S_2$ , удаленными от области касания, под действием нормальной нагрузки.

Нормальная жесткость определяется следующим выражением:

$$K_N = \partial F / \partial (\delta_{A_1A_2}), \quad \delta_{A_1A_2} = (A_1A_2 - A'_1A'_2) \cdot n,$$

где  $F$  — нормальная нагрузка.

В частном случае сферических тел

$$K_N = \frac{3F^{1/3}}{2 \left\{ \frac{9\pi^2}{16} \left[ \frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2} \right]^2 \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right\}^{1/3}},$$

где  $R_1, R_2$  — радиусы кривизны тел  $S_1$  и  $S_2$  в точке  $M$ ,  $\nu_1, \nu_2$  — коэффициенты Пуассона для материалов,  $E_1, E_2$  — модули Юнга для этих же материалов.

На рис. 2.23 приведен закон изменения жесткости при точечном контакте тел.

Линейный контакт (рис. 2.24). Аналогично можно найти выражение для нормальной жесткости линейного контакта при тех же гипотезах:

$$K_N = \partial F / \partial (\delta_{A_1A_2}).$$

В случае контакта цилиндрических поверхностей вдоль образующих получаем

$$K_N = H(F)^{0,1} L^{0,8},$$

где  $H$  — функция переменных  $\nu_1, \nu_2, R_1, R_2, E_1, E_2$ , а  $L$  — длина линии касания.

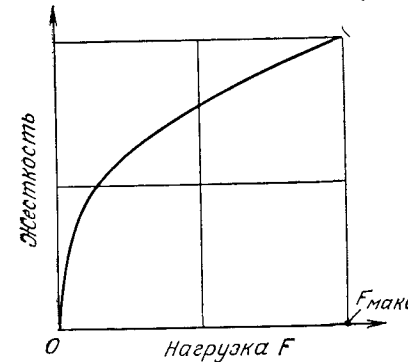


Рис. 2.23. Жесткость точечного контакта.

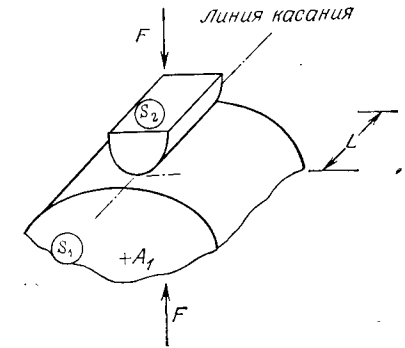


Рис. 2.24. Линейный контакт.

На рис. 2.25 приведена характеристика изменения жесткости при линейном контакте цилиндрических и плоских тел из стали. *Примечание.* Жесткость при точечном или линейном контакте тел является возрастающей функцией от приложенной на-

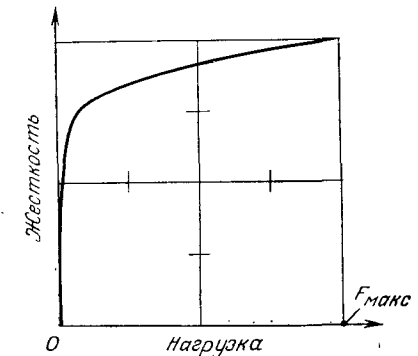


Рис. 2.25. Жесткость линейного контакта.

грузки. Этим частично объясняется тот факт, что многие соединения этого типа «деформированы заранее» (или «напряжены») до сборки. Таким образом увеличивается их жесткость. Однако в случае связи качения жесткость (в зависимости от степени усталости материалов) и трение уменьшаются.

Кроме того, при «эквивалентных» размерах линейные контакты являются более жесткими.

**Жесткость простых связей качения.** При изготовлении шарикоподшипников, цилиндров, винтов с роликами и т. д. используют те же элементарные связи между твердыми телами, которые были описаны выше. Ниже мы проведем обобщение некоторых видов касания тел вращения.

**Шарикоподшипники с наклонными линиями контакта** (рис. 2.26). Обычно рассматриваются осевая и радиальная жесткости (в дальнейшем угловая).

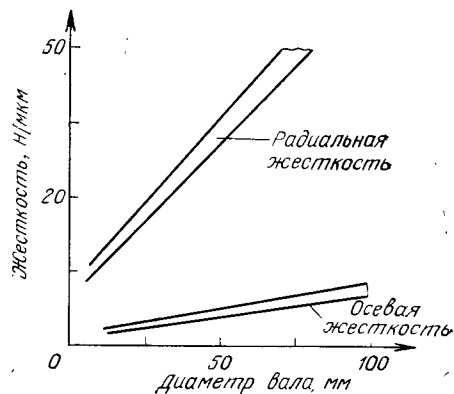


Рис. 2.26. Схема шарикоподшипника с наклонной линией контакта.

Рис. 2.27. Осевые и радиальные жесткости подшипника с наклонным контактом ( $\alpha = 75^\circ$ ).

● Осевая жесткость соответствует нагрузке  $F_a$ , направленной вдоль оси симметрии подшипника, т. е. нагрузке, равномерно распределенной на вращающиеся элементы, когда положение контакта под нагрузкой не изменяется. Выражение для осевой жесткости шарикоподшипника, состоящего из  $n$  шариков радиусом  $r$  и с линиями касания, наклоненными под углом  $\alpha$ , имеет вид

$$K_a = n(K_1 + K_2)(\cos \alpha)^2,$$

где  $K_1$  и  $K_2$  — жесткости «внешнего» и «внутреннего» контактов. Для стального подшипника получаем

$$K_{осев} = 3,5(n)^{2/3}(\cos \alpha)^{5/3}(F_a, r)^{1/3} \quad [\text{Н/ммк}].$$

● Радиальная жесткость  $K_r$  шарикоподшипника под нагрузкой  $F_r$  определяется по линиям контакта для двух случаев (минимального и максимального), которые соответствуют чис-

лу шариков  $n/2$  и  $n$  (если шарикоподшипник при сборке запрессован с натягом):

$$(1/4)n(K_1 + K_2)(\sin \alpha)^2 \leq K_r < (1/2)n(K_1 + K_2)(\sin \alpha)^2.$$

Для стальных шариков и колец получаем следующее выражение (рис. 2.27):

$$K_{r, \max} = 1,7n^{2/3}(\sin \alpha)^2(F_r/\cos \alpha)^{1/3} \quad [\text{Н/ммк}].$$

**Подшипники с коническими роликами** (рис. 2.28). В зависимости от  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $n$  и  $\alpha$  получаются те же выражения для  $K_a$

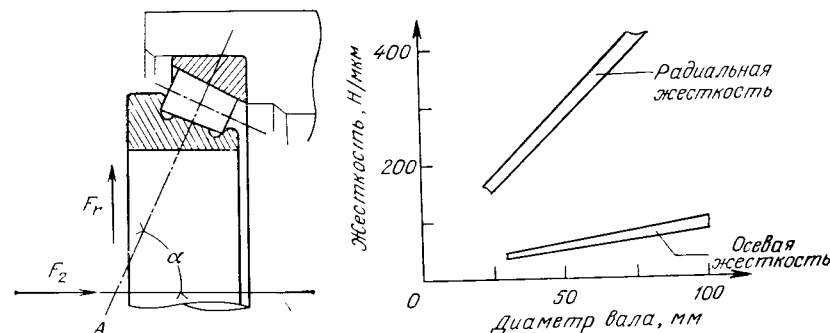


Рис. 2.28. Схема подшипника с коническими роликами.

Рис. 2.29. Осевые и радиальные жесткости подшипников с коническими роликами ( $\alpha = 70^\circ$ ).

и  $K_r$ , которые для выпускаемых промышленностью подшипников имеют следующий вид:

$$K_a = 360(n)^{0,9}(\cos \alpha)^{1,9}(F_a)^{0,1}(L)^{0,8} \quad [\text{Н/ммк}],$$

$$K_{r, \max} = 180n(\sin \alpha)^{1,9}(F_r)^{0,1}(L)^{0,8} \quad [\text{Н/ммк}],$$

где  $L$  — длина линии, образующей контакт конического ролика.

На рис. 2.29 приведены кривые зависимости жесткости от диаметра вала, на который насажен подшипник.

В подшипниках с роликами или иглами (рис. 2.30 и 2.31) имеется только осевая жесткость

$$K_r = 1/4n(K_1 + K_2).$$

В частном случае, когда ролики и кольца сделаны из стали, это выражение принимает вид

$$K_r = 100(n)^{0,9}(F_r)^{0,1}(L)^{0,8} \quad [\text{Н/ммк}],$$

где  $L$  — длина ролика.

**Шариковые муфты.** В робототехнике часто используются устройства с непрерывным возвратом шариков, в частности при процессах сборки ( $X, Y, Z$ ), когда они участвуют как элементы конструкции ползунов. В отличие от устройств без возврата

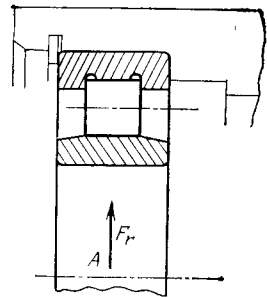


Рис. 2.30. Схема подшипника с цилиндрическими роликами.

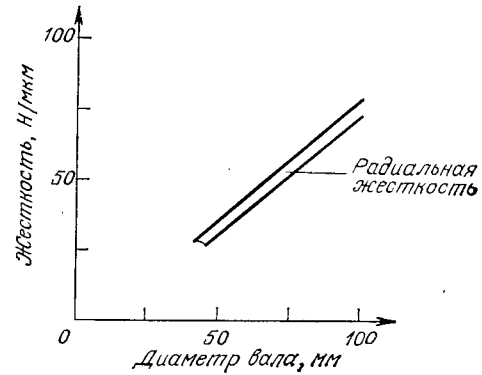


Рис. 2.31. Радиальная жесткость подшипника с цилиндрическими роликами (один ряд роликов типа FAG.N.U.).

шариков поступательное движение здесь не ограничено. На рис. 2.32 и 2.33 показаны упрощенная схема устройства с непрерывным возвратом шариков и зависимость жесткости от диаметра вала при обычном применении.

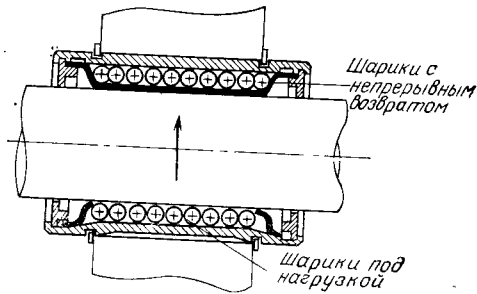


Рис. 2.32. Схема шариковой муфты. (Фирма STAR.)

**Шарики-винтовой механизм** (см. рис. 6.24). Жесткость данного соединения, состоящего из многих точечных контактов, является нелинейной функцией осевой нагрузки, причем она больше при предварительном натяге (рис. 2.34). Жесткость этого соединения можно сравнить с жесткостью самого винта в зависимости от его длины (рис. 2.35).

**Жесткость элементарных «гидростатических» соединений.** В качестве примера рассмотрим характеристики гидростатиче-

ских подшипников и гидроцилиндров. В этих устройствах под действием нагрузки изменяется объем жидкости.

**Гидростатический подшипник с малой скоростью вращения** (рис. 2.36). Гидростатический подшипник состоит из 4—6 пол-

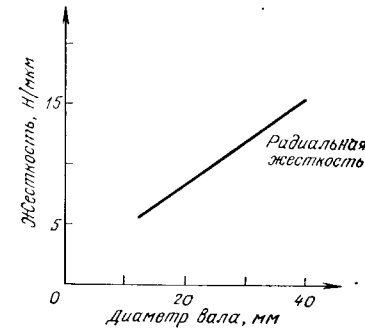


Рис. 2.33. Жесткость соединений шариковых муфт без предварительного натяга.

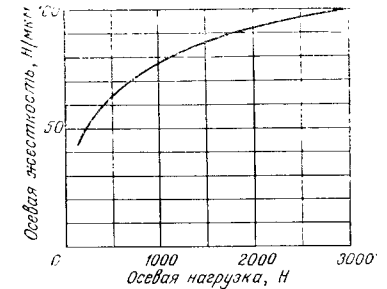
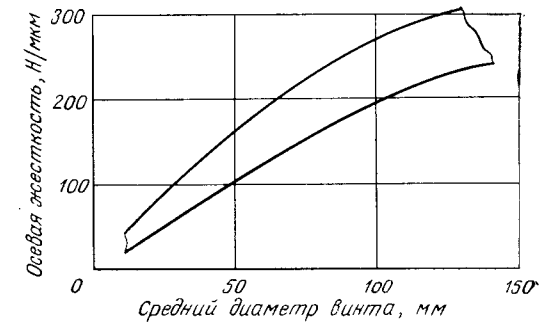


Рис. 2.34. Жесткость соединения винт—гайка с подшипником в зависимости от нагрузки на гайку (с предварительным натягом). Средний диаметр винта равен 20 мм (TRANSROLL-SR LOURDE).

зунов, несущих вал. Каждый ползун образует ячейку, которая получает постоянное гидравлическое «питание» через клапан. Следует отметить, что в этой ячейке появляется периферийная «утечка». Когда «ползун» нагружен, величина утечки сокра-

Рис. 2.35. Осевая жесткость связи винт—гайка с подшипником (TRANSROLL-SR) в зависимости от среднего диаметра винта (при средней нагрузке).



щается и расход жидкости в ячейке уменьшается. Отметим, что потеря нагрузки при ограниченном питании уменьшается. Это позволяет питать ячейку жидкостью с более высоким давлением. Таким образом, можно получить подшипник, в котором величина «подъемной силы» зависит от положения вала.

Вследствие малого внутреннего трения гидростатические подшипники применяются в таких устройствах, где необходимо-

уменьшить момент трения скольжения или преодолеть «очень большие флуктуации» сухого трения при малых скоростях вращения вала следящей системы в роботах, используемых при сборке, и т. д.

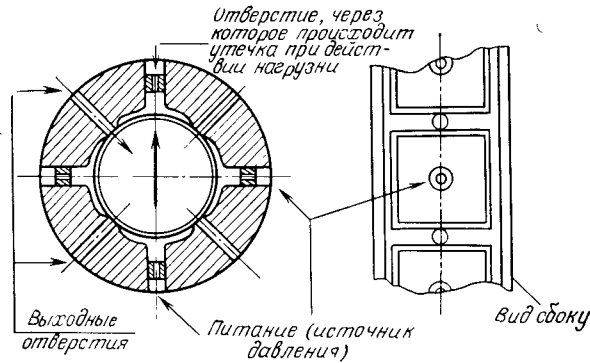


Рис. 2.36. Схема гидростатического подшипника.

Ниже приводятся характеристики жесткости гидростатического подшипника с круговым основанием, состоящим из  $n$  ячеек с поверхностью касания  $S$ , получающих питание от насоса с давлением  $p$ :

$$K_r \geq \frac{3(p-q)ngS}{2P\epsilon} \left[ \frac{L \cos(\pi/n) + 2R \sin(\pi/n)}{L + 2R(\pi/n)} \right].$$

Для подшипника длиной  $L$ , радиусом  $R$ , радиальным зазором  $\epsilon$  и давлением в ячейке  $q$  приведенная выше формула со-

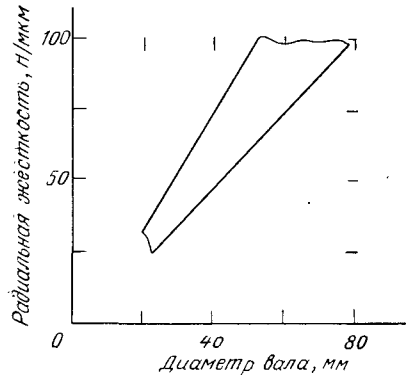


Рис. 2.37. Жесткость гидростатических подшипников, питаемых маслом при следующих условиях:  $P=30$  бар;  $q=10$  бар.

ответствует положению равновесия. На рис. 2.37 приведены характеристики подшипника со следящим клапаном, жесткость которого больше 25 Н/м (рис. 2.37).

**Гидроцилиндр.** Легко убедиться, что упругость сжатой жидкости или газа, обеспечивающая удержание колонны в гидроцилиндре, зависит в основном от сжимаемости масла, которая достигает 5% при давлении 1000 бар и обычно 1% при 100 бар.

Таким образом, гидроцилиндр с ходом 400 мм, диаметром колонны 40 мм и полезным сечением 3000 мм<sup>2</sup>, используемый

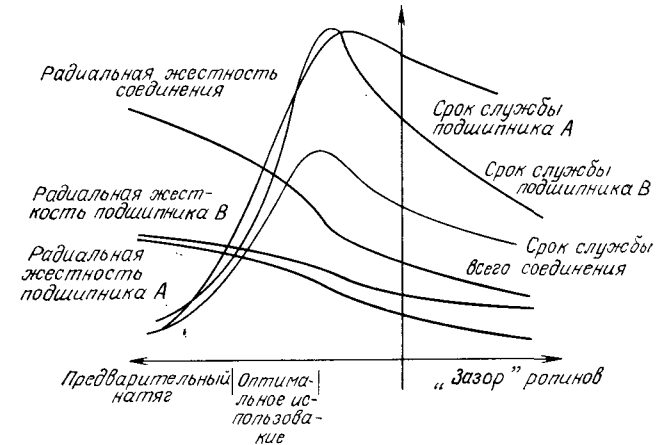


Рис. 2.38. Жесткость подшипников  $A$  и  $B$  и всего соединения в целом, а также срок службы при одновременном действии осевых и радиальных нагрузок (в соединении, в котором используются два конических подшипника).

при управлении вторым звеном сварочного робота, имеет очень малую жесткость, т. е. примерно 1 Н/мм (когда закрыты отверстия питания).

**Сложные соединения. Соединения полного скольжения.** Сочетание нескольких пар вращения в предварительно напряженных устройствах позволяет получать устройства с очень большой жесткостью (в зависимости от срока службы составляющих частей). Моделирование их работы весьма сложно, так как необходимо учитывать практически все составные части (вал, втулку, вращающиеся элементы).

На рис. 2.38 и 2.39 приведены зависимости срока службы и жесткости вращательного соединения, в которое входят два подшипника с коническими роликами, от предварительной деформации для сборочных роботов.

**Соединения в зубчатых передачах.** Эти соединения используются только как трансмиссии и не могут применяться в сочленениях между звеньями. Оценка жесткости соединения на каждую шестерню зависит в основном от деформации при соприкосновении зубьев, изгиба зубьев, изгиба или скручивания валов от упругости подшипников.

Жесткость подобных соединений вкратце была рассмотрена выше. В заключение отметим, что в наилучших вариантах используются широкие зубья с большими концевыми радиусами и с предварительно нагруженными разрезными шестернями.

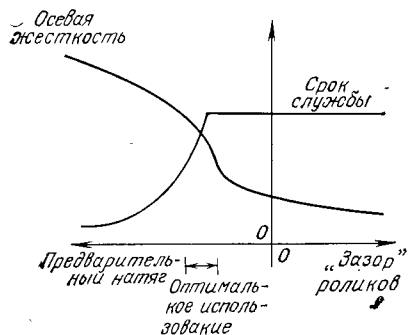


Рис. 2.39. Осевая жесткость и срок службы соединения с коническими подшипниками под действием осевой нагрузки.

#### 2.6.4. Особенности применения призматических соединений

При поиске недорогих соединений с хорошими рабочими характеристиками большой интерес представляют проблемы выбора рабочих поверхностей взаимодействия и проблемы смазки.

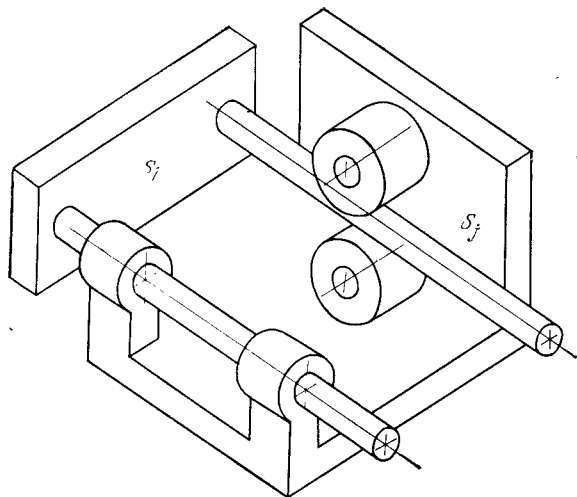
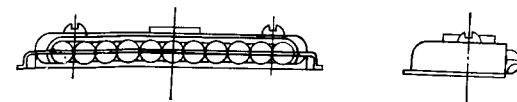


Рис. 2.40. Схема призматического сочленения. Внутренний ролик упруго связан с суппортом  $S_1$ .

**Требования к смазке.** Работа сочленения при смазке предполагает существование замкнутой оболочки, в которой находятся активные элементы соединения, т. е. поверхности касания

между неподвижными и подвижными частями. Когда отношение хода соединения к его длине становится большим, смазываются только соприкасающиеся части одной из поверхностей соединения. Эти части движутся попеременно в среде со смазкой и без смазки и должны иметь геометрическую форму, соответствующую уплотнениям для создания герметичности (например, ось 2 в устройстве, показанном на рис. 6.26).



Ползун с шариками фирмы HANS WORMS

Ползун с роликами фирмы INA

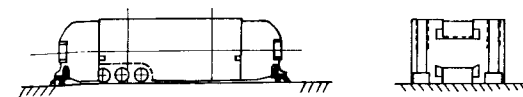


Рис. 2.41. Ползуны с непрерывным возвратом элементов качения.

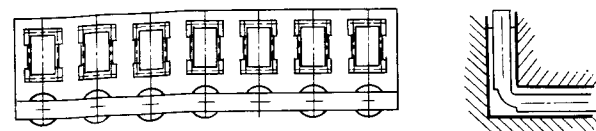


Рис. 2.42. Двойной ползун с цилиндрами. (Фирма HYDREL.).

Обычно для увеличения надежности все элементы, входящие в соединение, изолируются от механического и химического воздействия с помощью разнообразных подвижных перегородок, таких, как гармошки (например, ось 2 робота «Вертикаль-80» (с ходом 1600 мм) фирмы ASCMA-RENAVLT).

**Выбор внутренней конструкции.** Призматическое соединение ( $S_j, S_i$ ) обычно состоит из сочетания простых связей. Приведем несколько примеров:

- параллельное соединение двух связей в виде стопора (параллельные оси);
- параллельное соединение связи стопора с точечным контактом (направление соединения перпендикулярно оси);

- параллельное соединение связи стопора с линейным контактом (параллельные оси);
- параллельное соединение пяти точечных контактов.

Легко убедиться, что в первом случае требования к упору, налагаемые элементами соединения, обычно противоречивы, что обусловлено несоблюдением геометрических размеров при из-

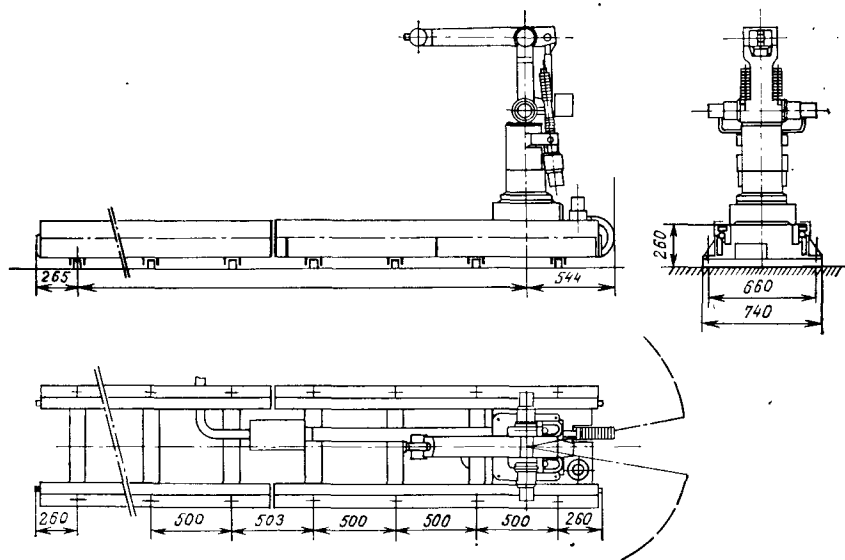


Рис. 2.43. Призматическое поворачиваемое соединение, используемое в оси 0 робота. (Фирма ASEA.).

готовлении. Устройства упоров, находящихся внутри соединения, сложны, поэтому накладываются жесткие требования, выполнение которых весьма дорого при изготовлении соединений.

Если предположить наличие производственных дефектов, то из анализа работы звеньев  $S_i$  или  $S_j$  следует, что соединение является статически неопределенным, когда существует много внутренних упоров.

**Изостатическая конструкция.** Призматическое сочленение образуется в результате соединения, с одной стороны, двух параллельных связей типа подвижного стопора ( $S_i$  и  $S_j$ ) и точечного контакта, осуществляемого двумя втулками с непрерывным возвратом шариков, и, с другой стороны, двух роликовых подшипников (рис. 2.40).

Иногда системы ползунов с непрерывным возвратом шариков входят в составные соединения (рис. 2.41 и 2.42). Когда величина хода остается небольшой, используются устройства подвижных ползунов с роликами или шариками (рис. 2.43).

## Электрические приводы постоянного тока

### 3.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В настоящее время электрические приводы (электроприводы) еще редко используются в роботах. По приблизительным подсчетам менее половины выпускаемых роботов приводится в движение с помощью электрической энергии, хотя электроприводы обладают рядом достоинств:

- передача энергии осуществляется в безопасной для человека форме;
- используя аккумуляторные батареи, робот можно сделать автономным (неподвижные роботы питаются от сети);
- некоторые современные электроприводы применяются без редукторов и могут быть установлены непосредственно на оси;
- команды управления выполняются просто и без использования дополнительных преобразователей энергии;
- не возникает проблем утечки энергии и загрязнения окружающей среды.

Основной недостаток этих устройств — их большая масса. Мощность и вращающий (движущий) момент электрических двигателей на единицу массы очень малы по сравнению с мощностью и движущим моментом на единицу массы гидравлических двигателей. Масса электродвигателей не может быть существенно снижена, так как она в значительной степени определяется массой несущей конструкции, которая играет важную роль в создании движущегося момента. В двигателях с хорошими рабочими характеристиками обязательно используется железо с большой индукцией насыщения ( $\sim 2$  Тл) и плотности тока в обмотках возбуждения значительно выше допустимых. Поэтому возникают проблемы, связанные с потерями и нагреванием. В электродвигателях применяется принудительный отвод тепла, так как естественная вентиляция неэффективна при малых скоростях вращения.

Благодаря использованию постоянных магнитов можно обой-

тись без статорных обмоток. Роторные обмотки не всегда наматываются на ферромагнитные сердечники. Существуют также дисковые двигатели и двигатели с полым ротором. Необходимо, однако, помнить, что преимущества таких двигателей можно использовать, если хорошо известны условия их функционирования: решены проблемы локализации потерь и передачи тепла и т. д. «Универсального» двигателя, приспособленного к любым условиям функционирования, не существует: один и тот же двигатель не может иметь высокую номинальную мощность и большой пусковой момент, находясь длительное время под большой нагрузкой.

В робототехнике могут быть использованы любые типы двигателей, но в настоящее время только два типа двигателей приводят в движение звенья роботов: двигатели постоянного тока и шаговые двигатели. Конструкция последних в большей степени отвечает требованиям установки их в роботах.

Асинхронные двигатели плохо функционируют в условиях работы с переменными скоростями или реверсирования вращения вала, так как движущий момент зависит не только от тока в статоре, но и от скорости вращения вала, а ток, индуцированный в роторе, регулировать трудно.

До последнего времени синхронные двигатели применялись редко в робототехнике. В режиме автоматической коммутации обмоток они могли бы заменить двигатели постоянного тока. Питание фаз в них зависит от положения ротора, а рабочие характеристики очень близки к характеристикам двигателей постоянного тока. Эти двигатели обладают рядом достоинств: магниты располагаются в роторе, а обмотки — в статоре; вместо системы коллектор — щетка используется надежное электронное устройство коммутации, в котором облегчен отвод тепла. Для применения таких двигателей (впрочем, так же, как и двигателей постоянного тока) в системах автоматического регулирования требуется датчик положения. Недостаток этих двигателей состоит в том, что их движущий момент сильно меняется, так как число фаз невелико.

Шаговые двигатели не получили пока большого распространения в робототехнике. Это обусловлено следующим:

- шаговый двигатель по конструкции является синхронным двигателем и имеет недостатки (максимальный движущий момент, возникающий при переключении цепи коммутации; зависимость от положения якоря).
- так как в конструкции двигателя применены выступы в магнитной цепи, то их насыщение оказывает большое влияние на стабильность механических характеристик двигателя;
- с точки зрения размещения обмоток и системы отвода тепла эти двигатели не оптимальны.

Вероятно, со временем управление питанием обмоток возбуждения будет значительно усовершенствовано и управление станет адаптированным.

Шаговые двигатели открывают широкие возможности для установки их в роботах, если речь идет о малых перемещениях. Несмотря на сложность управления ими, желательно не применять датчики положения.

Электроприводы представляют собой в большинстве случаев вращающиеся машины. Как шаговые, так и асинхронные линейные двигатели имеют довольно плохие рабочие характеристики. Система управления ими обычно обладает большим весом, так как нормальные линейные нагрузки достаточно велики, за исключением случаев, когда компоновка двигателя позволяет их компенсировать.

В этой главе рассмотрены только двигатели постоянного тока и системы их питания; шаговые двигатели описаны в гл. 4.

### 3.2. ДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА. ВВЕДЕНИЕ

Двигатели постоянного тока имеют одно существенное достоинство: их движущие моменты практически не зависят от положения ротора и скорости вращения, а зависят только от токов в обмотках возбуждения и в якоре. Если же обмотки возбуждения заменить постоянным магнитом, то движущий момент будет практически пропорционален току в якоре, а скорость вращения будет зависеть только от напряжения питания.

Для позиционного следящего привода двигатель постоянного тока не может быть использован без вспомогательного оборудования: тахогенератора, датчика положения (в случае необходимости), редуктора или механической системы, преобразующей вращательное движение в поступательное, и системы фиксации ротора при остановке, когда питание двигателя следует отключать из-за его перегрева.

В робототехнике обычно используются двигатели постоянного тока с постоянным магнитом, причем возможны различные конструкции:

а) радиальная индукция — осевые токи (классические двигатели с проводниками, намотанными на сердечник из магнитного материала; двигатели с полым ротором, в которых проводники наклеены на цилиндр из изолирующего материала);

б) осевая индукция — радиальные токи (дисковые двигатели, в которых проводники наклеены или намотаны на изолирующий диск). Прежде чем подробно рассматривать эти конструкции двигателей, мы напомним основные свойства двигателей постоянного тока, которыми они обладают в стационарном и

переходном режимах, и определим пределы их применения, связанные с нагреванием, коммутацией и механической прочностью.

### 3.3. УРАВНЕНИЯ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА В СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Двигатель постоянного тока состоит из двух частей (рис. 3.1): а) неподвижного статора с обмоткой (по которой протекает ток  $I_1$ , называемый индуктивным током) или с посто-

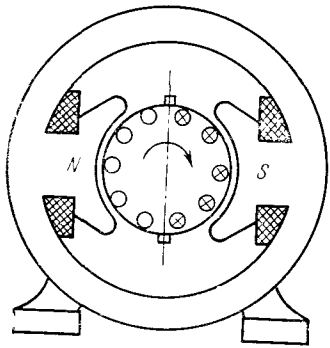


Рис. 3.1. Схема классического двигателя постоянного тока.

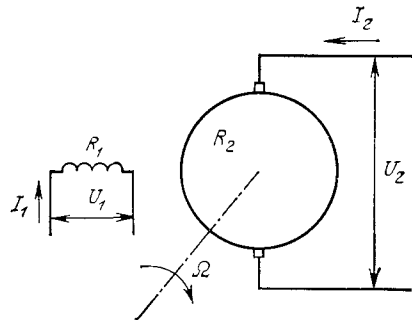


Рис. 3.2. Эквивалентная схема двигателя постоянного тока.

янными магнитами (статор создает постоянную индукцию в воздушном зазоре двигателя) и б) якоря с обмоткой, по которой протекает ток  $I_2$ . При механической коммутации с помощью коллектора и щеток происходит распределение тока, зависящее только от положения щеток. Так как магнитное поле, создаваемое током якоря, отстает по фазе на  $90^\circ$  от магнитного поля статора, то оно, воздействуя на поле статора, может вызвать асимметричное насыщение полюсных выступов и привести к падению напряжения, называемому в дальнейшем реакцией якоря.

Электродвижущая сила (э.д.с.)  $E$  определяется параметрами обмотки и пропорциональна угловой скорости  $\Omega$  и потоку  $\Phi$ , проходящему через ту часть обмотки, где ток меняет направление, т. е. потоку, выходящему из полюса статора:

$$E = k\Omega\Phi.$$

Уравнения двигателя, работающего в стационарном режиме (рис. 3.2), записываются в виде

$$U_1 = R_1 I_1, \quad U_2 = E + R_2 I_2 - \varepsilon(I_2).$$

Закон сохранения мощности позволяет приближенно определить электромагнитный движущий момент  $C_m$ :

$$C_m \Omega = [E - \varepsilon(I_2)] I_2.$$

Падение напряжения  $R_2 I_2$  на омическом сопротивлении не строго пропорционально току  $I_2$ , так как содержит дополнительную величину, называемую контактным падением напряжения, которое зависит от качества щеток и состояния коллектора и может достигать 2,4 В.

Реакция якоря  $\varepsilon(I_2)$  пропорциональна скорости вращения и зависит от состояния насыщения магнитных полюсов статора, поэтому стараются его уменьшить за счет введения компенсирующих обмоток для двигателей средней и большой мощности или увеличения магнитного сопротивления цепи для потока якоря.

Обычно при анализе работы двигателя в стационарном режиме сопротивление  $R_2$  принимается постоянным, а реакция якоря  $\varepsilon(I_2)$  считается достаточно малой.

#### 3.3.1. Работа двигателя при постоянном потоке возбуждения (рис. 3.3).

В этом случае электродвижущая сила пропорциональна скорости вращения, т. е.  $E = K_E \Omega$ , а движущий момент пропорционален току  $I_2$  с коэффициентом  $K_m$ :  $C_m = K_m I_2$ . Поэтому

$$\Omega = (U_2 / K_m) - (R_2 C_m / K_E K_m),$$

где  $K_E$  — постоянная противо-э. д. с.,  $K_m$  — постоянная момента.

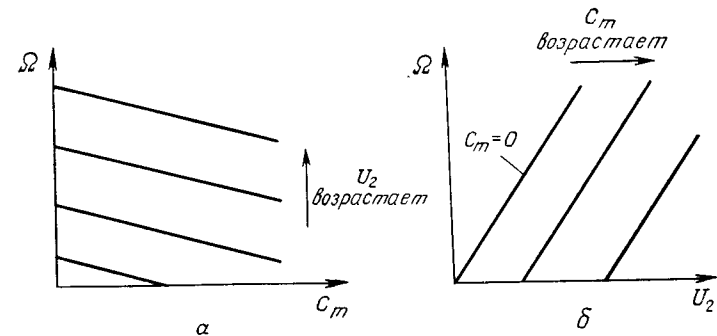


Рис. 3.3. Характеристики двигателя при постоянном потоке возбуждения. а — механическая характеристика при постоянном напряжении питания якоря; б — зависимость  $\Omega(U_2)$  при постоянном моменте нагрузки.

Из данного соотношения видно, что скорость вращения двигателя легко регулируется с помощью изменения напряжения в цепи якоря (регулирование с помощью напряжения). Можно менять рабочее напряжение в обмотке, что приведет к изменению магнитного потока (регулирование с помощью потока). Очевидно, что такое регулирование возможно только при наличии обмоток возбуждения.

### 3.3.2. Работа двигателя при изменении потока возбуждения и постоянном напряжении питания якоря

В этом случае уравнения записываются в следующем виде:

$$C_m = k\Phi I_2, \quad U_2 = k\Omega\Phi + R_2 I_2,$$

или

$$\Omega = (U_2/k\Phi) - [R_2 C_m / (k\Phi)^2].$$

Кривые  $\Omega(\Phi)$  имеют максимум  $U_2^2/4R_2 C_m$  при  $\Phi = 2R_2 C_m / kU_2$ . Потребляемые токи очень велики, так как э.д.с. равна  $U_2/2$ , а рабочая область обычно ограничена. Регулировку потоком

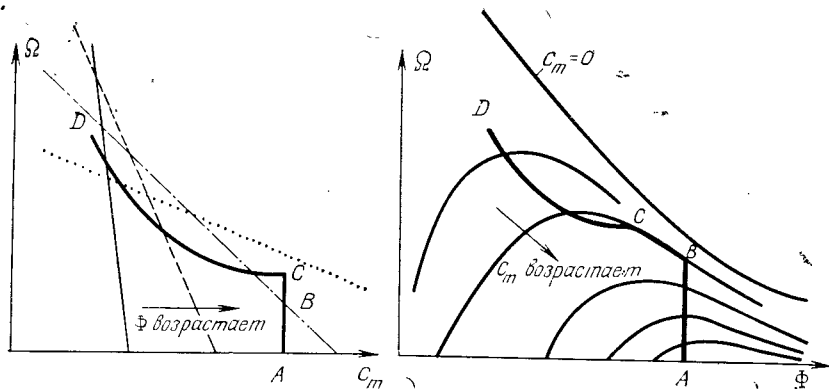


Рис. 3.4. Характеристики двигателя при изменении потока возбуждения в постоянном напряжении питания якоря.

а — при постоянном напряжении питания якоря; б — при постоянных напряжениях питания якоря и моментах нагрузки.

трудно реализовать, так как система не является линейной. Ниже мы рассмотрим только регулирование с помощью напряжения.

**Примечание.** Регулирование скорости с помощью потока приводит к увеличению тока, так как обычно происходит уменьшение магнитного потока. Если ток ограничен максимальной ве-

личиной, регулирование тока вызывает изменение движущего момента как функции скорости вращения, так как  $C_m = (U_2 I_2 - R_2 I_2^2) / \Omega$ . Поэтому, если заданы напряжение и ток, невозможно поддерживать постоянным движущий момент двигателя. В действительности же двигатель работает при постоянной мощности. Кривые, выделенные жирной линией на рис. 3.4, можно разделить на следующие участки: участок  $AB$  соответствует функционированию с постоянным движущим моментом и переменным напряжением питания; предельное напряжение достигается в точке  $B$ , а увеличение скорости получается за счет уменьшения магнитного потока при постоянном движущем моменте; ограничение тока наступает в точке  $C$ ; кривые  $CD$  описываются гиперболой.

## 3.4. ПОСТОЯННЫЕ МАГНИТЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ДВИГАТЕЛЯХ

### 3.4.1. Классификация

В двигателях используются три типа постоянных магнитов: магниты альнико, ферритовые магниты и магниты из редкоземельных элементов и кобальта. В настоящее время разрабатывается новый тип магнита — магниево-алюминиевый сплав. Он пока еще применяется мало, и информация о его свойствах ограничена.

Магниты альнико производятся из сплава железа, никеля, кобальта, алюминия и меди в различных пропорциях (например, альнико 5 имеет состав: 13,5% Ni, 24% Co, 8% Al, 3% Cu, 51,5% Fe). Обычно сначала материал отливается, а затем проходит термическую обработку в магнитном поле; при этом остаточная индукция увеличивается, а коэрцитивная сила сохраняет среднее значение.

Ферритовые магниты состоят из окиси железа и бария (или стронция). Порошок феррита получается в результате обработки при повышенной температуре ( $\sim 1300^\circ\text{C}$ ) смеси окиси железа и карбоната бария (или стронция). Затем эта смесь растирается в порошок, под давлением в магнитном поле заполняется в формы и подвергается обжигу.

Наиболее часто используемыми магнитами из редкоземельных элементов и кобальта являются самариево-кобальтовые ( $\text{Sm} = \text{Co}_5$ ) с 65%-ным содержанием кобальта. Процесс их производства аналогичен производству ферритовых магнитов, но должен происходить в инертной атмосфере. Стоимость этих магнитов пока очень высока, но существует возможность снизить ее за счет использования других редкоземельных элементов, например церия или лантана. Из рассмотренных трех ти-

пов магнитов последние имеют самые хорошие характеристики: повышенная остаточная индукция (0,8—0,9 Тл) и большая коэрцитивная сила.

В табл. 3.1 приведены некоторые характеристики выпускаемых магнитов.

Таблица 3.1

Материал	Удельная магнитная энергия $(BH)_{\text{макс}}$ , кДж/м <sup>3</sup>	Остаточная индукция $B_r$ , Тл	Коэрцитивная сила $H_c$ , кА/м	Изменение намагниченности при изменении $t$ , %/°С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>
Альнико 1500	82	1,080	125	—0,02	7,4
Спиналор 6Н (феррит стронция)	29,5	0,400	285	—0,18	4,8
Sm-Co <sub>5</sub> , стандарт CORAMAG-RECOMA	145	0,850	650	—0,04	8,3

Для магнитов альнико и магнитов из редкоземельных элементов и кобальта изменения намагниченности при изменениях температуры можно не учитывать. Этого нельзя делать в ферритовых магнитах, в которых изменение температуры на 100 °С приводит к изменениям намагниченности на 18%, а следовательно, и к уменьшению э.д.с.

### 3.4.2. Характеристики магнитов

Кривая намагничивания магнитного вещества зависит от состояния материала в предшествующий период. Так, для материала альнико кривая *a* на рис. 3.5 характеризует размагничивание, которое идет из точки *S*. Если снова увеличить магнитное поле, перемещение рабочей точки происходит по прямой *RT*. В этом случае свойства магнитного материала заметно ухудшаются. Эти прямые параллельны касательной к кривой в точке *S*. Характеристики ферритовых магнитов и магнитов из редкоземельных элементов и кобальта линейны в рабочей области. Поэтому они не чувствительны к изменениям магнитного сопротивления внешней цепи, но чувствительны к изменениям токов в якоре.

Из зависимости намагниченности  $J$  от магнитного поля довольно легко определить область ослабления насыщения  $(B = \mu_0 H + J)$ . На рис. 3.6 отмечена рабочая точка  $M_0$  в отсут-

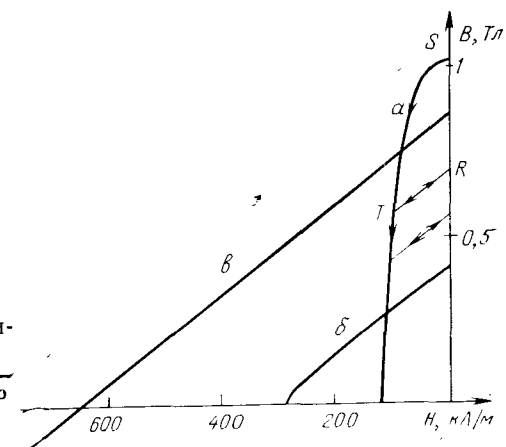


Рис. 3.5. Кривые намагничивания для разных магнитов. а — альнико; б — ферритовые; в — из редкоземельных элементов и кобальта.

вие тока в якоре. При учете магнитного поля, создаваемого якоре, прямая  $\Delta$  сдвигается параллельно самой себе влево. На основании анализа кривых (рис. 3.6) можно сделать вывод о существовании максимальной величины ампер-витков, которую

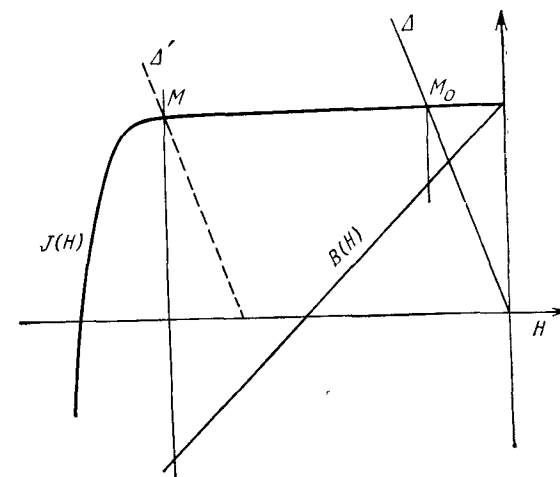


Рис. 3.6. Предельные значения размагничивающего поля.

нельзя превышать. Эта предельная величина такова, что точка пересечения кривых  $J(H)$  и  $\Delta$  находится на пороге насыщения характеристики  $J(H)$ .

**Примечание 1.** При получении этого ограничения заранее предполагалось, что магнитное сопротивление цепи для потока яко-

ря равно сопротивлению цепи для потока статора. Но это верно не всегда. Так, например, для конструкции, изображенной на рис. 3.7, б, поток якоря замыкается на полюсных наконечниках. Данное ограничение не относится к конструкции, приведенной на рис. 3.7, а, когда магнитная проницаемость ферри-

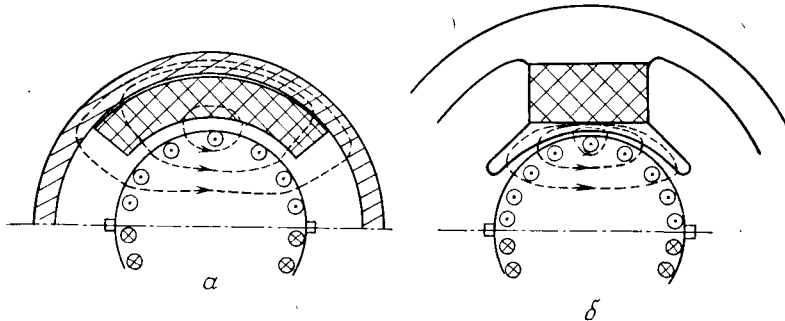


Рис. 3.7. Распределение потока через полюсные наконечники и якорь.  
а — с неявно выраженным полюсом; б — с явно выраженным полюсом.

тов близка к 1. Размагничивающее действие тока якоря в этом случае снижается, и реакция якоря весьма мала.

Конструкторы считают, что ток в якоре не должен превышать более чем в 10 раз номинальный ток, чтобы не ухудшить свойства магнита, как, например, у двигателей со статорами из самариево-кобальтового магнита. Безусловно, данный предел зависит также от конкретного типа двигателя.

*Примечание 2.* Без ослабления магнитного поля насыщения могут быть разобраны только двигатели с магнитами из редкоземельных элементов и кобальта и с ферритовыми магнитами. Все остальные магниты необходимо вновь намагничивать большим током разряда конденсаторов.

### 3.5. ДВИГАТЕЛЬ ПОСТОЯННОГО ТОКА В ПОЗИЦИОННОМ ПРИВОДЕ

#### 3.5.1. Привод с управлением по положению

Хотя скорость вращения якоря двигателя постоянного тока легко контролируема, это, однако, не означает, что положение якоря (вала) может быть определено. Поэтому приходится использовать вспомогательное устройство, позволяющее определять положение вала.

Схема электропривода постоянного тока представлена на рис. 3.8.

Сигналы обратной связи по току и скорости, поступающие на усилитель мощности, используются для контроля за изменением направления вращения двигателя. В результате двигатель может функционировать в четырех квадрантах (рис. 3.9).

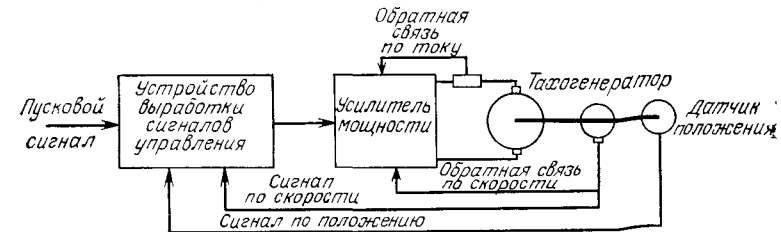


Рис. 3.8. Схема электропривода постоянного тока с управлением по положению.

Ниже описаны различные способы управления, используемые в следящих системах. Так как двигатели редко работают в стационарном режиме, необходимо рассмотреть их поведение в переходных режимах.

#### 3.5.2. Уравнения динамики двигателя

Поскольку рассматриваются только двигатели, работающие при постоянном потоке, можно считать, что  $R_2 = R$ ,  $U_2(t) = u(t)$ ,  $I_2(t) = i(t)$ . Если  $L$  — индуктивность якоря

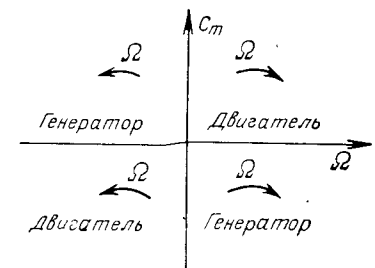


Рис. 3.9. Области функционирования электродвигателя.

(рис. 3.10), уравнение для токов в двигателе запишется в виде

$$u(t) = Ri(t) + L(di/dt) + K_E \Omega(t),$$

а уравнение для моментов — в виде

$$C_m = J(d\Omega/dt) + f\Omega + C_f + C_r,$$

где  $J$  — момент инерции всех вращающихся частей (двигателя и нагрузки), в ряде случаев приведенный к выходному валу че-

рез квадрат передаточного числа редуктора, установленного между двигателем и нагрузкой;  $f$  — постоянная момента вязкого трения;  $C_f$  — момент сухого трения;  $C_r$  — момент нагрузки.

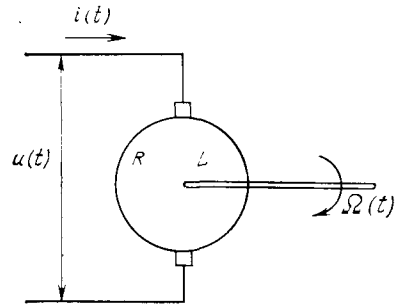


Рис. 3.10. Схема электродвигателя с управлением по напряжению якоря.

Движущий момент  $C_m$  пропорционален мгновенному значению тока в якоре:

$$C_m = K_m i(t).$$

Применив преобразование Лапласа при нулевых начальных условиях, получим

$$U(p) = (R + Lp) I(p) + K_E \Omega(p),$$

$$K_m I(p) = (Jp + f) \Omega(p) + C_f(p) + C_r(p).$$

Пользуясь этими уравнениями, составим структурную схему двигателя, которая приведена на рис. 3.11. Без учета цепи ограничения по току уравнение принимает вид<sup>1)</sup>

$$\Omega(p) = \frac{KU(p)}{K^2 + (R + Lp)(f + Jp)} \frac{[C_f(p) + C_r(p)](R + Lp)}{K^2 + (R + Lp)(f + Jp)}.$$

Отсюда следует, что передаточная функция, связывающая скорость с напряжением, будет

$$G(p) = \Omega(p)/U(p) = K/[LJp^2 + (RJ + Lf)p + Rf + K^2].$$

Это выражение всегда можно преобразовать к виду

$$G(p) = A_0 \frac{1}{1 + 2\xi\tau p + \tau^2 p^2}, \quad \text{где } \xi \gg 1.$$

При достаточно малых значениях  $f$  можно получить постоянные времени

$$\tau_l = L/R, \quad \tau_M = RJ/K^2,$$

<sup>1)</sup> Это выражение записано для случая, когда у электродвигателей  $K_m = K_E = K$ . — Прим. ред.

где  $\tau_l$  — электромагнитная постоянная времени и  $\tau_M$  — электро-механическая постоянная времени, или (не всегда удачно называемая) механическая постоянная — частное от деления коэффициента инерции  $J$  на «внутреннее трение»:  $f = K^2/R$ .

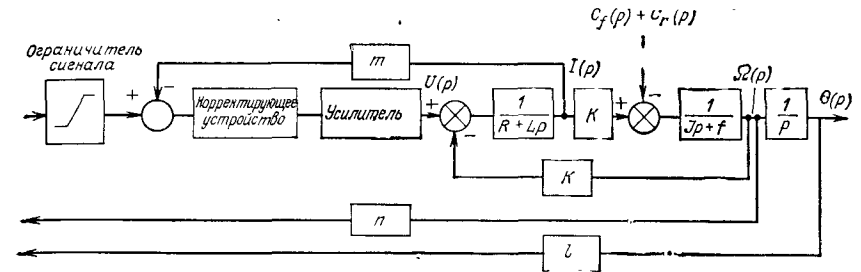


Рис. 3.11. Структурная схема двигателя постоянного тока с устройствами управления.

В большинстве двигателей электромагнитная постоянная времени существенно меньше электро-механической, поэтому можно записать с достаточной степенью точности

$$1 + 2\xi\tau p + \tau^2 p^2 = (1 + \tau_l p)(1 + \tau_M p).$$

### 3.5.3. Передаточная функция двигателя с учетом устройств управления

На рис. 3.12 приведена структурная схема контура тока с нулевым или постоянным моментом нагрузки и с  $f \approx 0$ . При соответствующем выборе коррекции  $D_2(p)$  в виде звена,

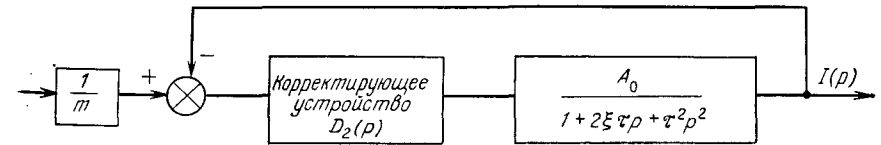


Рис. 3.12. Структурная схема системы с управлением по току.

пропорционального интегратору, передаточная функция разомкнутого контура двигателя описывается в упрощенной форме в виде звена первого порядка, в которое входит только постоянная времени  $\tau_M$  (рис. 3.13). Таким образом, двигатель характеризуется только одной постоянной времени  $\tau_M$ , так как электромагнитная постоянная времени либо сама по себе мала, либо сводится к нулю соответствующим выбором средств коррекции. В современных двигателях следящих систем все электро-механи-

ческие постоянные времени очень малы из-за применения различных технических устройств, служащих для уменьшения инерции и увеличения коэффициента «внутреннего трения».

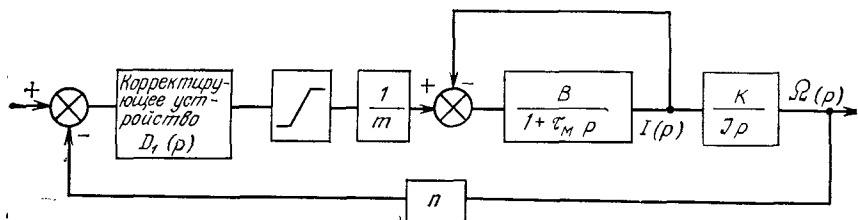


Рис. 3.13. Структурная схема системы автоматического регулирования с внутренним контуром управления по току.

### 3.6. ОГРАНИЧЕНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Область функционирования электродвигателя постоянного тока не имеет принципиальных ограничений, и поэтому не возникает проблем, связанных с устойчивостью их работы. Однако следует напомнить, что существуют другие ограничения в виде таких побочных явлений, как размагничивание, коммутация, нагревание двигателя и механическая прочность в обмотках и в других вращающихся частях.

Особого внимания требует проблема нагревания двигателя.

#### 3.6.1. Ограничения, накладываемые коммутацией

Для двигателей постоянного тока характерно устойчивое распределение тока в якоре, поэтому ток в его витках должен менять направление при переходе через нейтральную линию (рис. 3.14, а). Ток  $i$  меняет свою величину от  $I/2$  до  $-I/2$  соответственно в начале и конце коммутации (рис. 3.14, б).

В больших электродвигателях некоторые части конструкции принципиально невозможно перемещать. Так, например, нельзя перемещать полюсы (в двигателях, работающих в четырех квадрантах, нельзя смещать щетки). При этом обмотка, замкнутая накоротко щеткой, не подвергается действию внешнего потока и уравнение для тока  $i$  принимает вид

$$(l+m) \frac{di}{dt} + \left[ 2\rho + r + \frac{r_0}{\frac{t}{t_0} \left(1 - \frac{t}{t_0}\right)} \right] i = r_0 \frac{1 - \frac{2t}{t_0}}{\frac{t}{t_0} \left(1 - \frac{t}{t_0}\right)} \frac{I}{2},$$

где  $l$  — индуктивность витков, которые находятся в процессе коммутации;  $m$  — коэффициент взаимной индукции других обмо-

ток с витками, находящимися в процессе коммутации;  $r$  — сопротивление витков;  $\rho$  — сопротивление витков связи;  $r_0$  — сопротивление щеток, соответствующее максимальной поверхности контакта;  $t_0$  — время коммутации ( $t_0 = 60/nN$ , где  $N$  измеряется в об/мин) и  $n$  — число пластин в коллекторе.

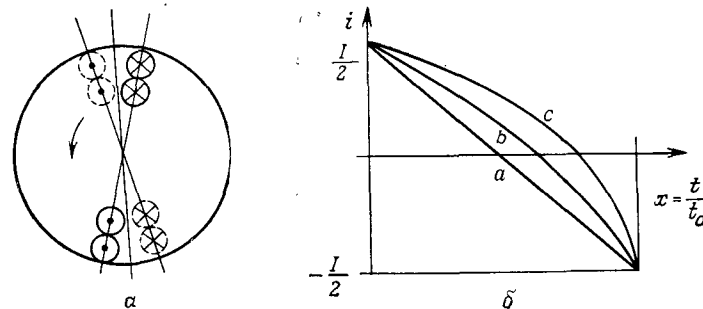


Рис. 3.14. Коммутация токов якоря.

а — положение витков якоря при коммутации; б — изменение тока во время коммутации.

Решение этого дифференциального уравнения в общем виде достаточно сложно. Рассмотрим случай, когда ток  $i$  меняется от  $I/2$  до  $-I/2$ . Обозначив  $x = t/t_0$ , вычислим производные при  $t=0$  и  $t=t_0$ :

$$\left( \frac{di}{dx} \right)_{x=0} = - \frac{2\rho + r + 2r_0}{\frac{(l+m)nN}{60} + r_0} \frac{I}{2},$$

$$\left( \frac{di}{dx} \right)_{x=1} = \frac{2\rho + r + 2r_0}{\frac{(l+m)nN}{60} - r_0} \frac{I}{2}.$$

При возрастании  $N$  происходит переход от линейной коммутации (кривая  $a$  на рис. 3.14, б) к изменению кривой  $c$  (на том же рисунке), наклон которой к концу коммутации бесконечен, поэтому частота вращения должна быть ограничена:

$$N < \frac{r_0 60}{n(l+m)}.$$

Теоретически, начиная с этой величины, коммутация ухудшается (появляются искры). Практически пробой изолирующих материалов можно устранить путем ограничения величины  $di/dt$  (см. кривую  $b$  на рис. 3.14, б). Имея это в виду, находим

$$l+m - \frac{r_0 2\pi}{n\Omega} = - \frac{2\rho + r + r_0}{2K(di/dt)_{\max}} C_m.$$

На плоскости  $\Omega$ ,  $C_m$  (скорость, движущий момент) кривая ограничений  $b$  на рис. 3.14, б имеет форму гиперболы. Макси-

мальная величина мощности  $C_m \Omega$  определяется лишь величиной  $(di/dt)_{\text{макс}}$  и не зависит от индуктивности  $l+m$ . Эти индуктивности всегда очень малы, так как постоянные магниты имеют проницаемость, близкую к проницаемости воздуха, и вводят в магнитную цепь высокое магнитное сопротивление (см. рис. 3.7).

### 3.6.2. Потери и нагревание двигателя

Потери в двигателе постоянного тока с постоянными магнитами можно разбить на следующие категории:

- омические потери в якоре  $R I^2$  (эффект Джоуля);
- электромагнитные потери в якоре; потери на гистерезис (пропорциональны скорости вращения) и на токи Фуко (пропорциональны квадрату скорости). Предполагается, что индукция и ток в якоре не зависят друг от друга;
- следует добавить механические потери (потери, связанные с моментом сухого трения, и потери за счет вентиляции). Для простоты считают, что потери при вентиляции пропорциональны квадрату скорости. Тогда потери в двигателе записываются в виде

$$\Sigma p_i = R I^2 + \alpha \Omega + \beta \Omega^2.$$

Величины  $\alpha$  и  $\beta$  можно связать с введенными выше параметрами  $C_i + j\Omega = \alpha + \beta\Omega$ . В том случае, когда статор имеет обмотку, необходимо учитывать потери на ее нагревание.

Учет потерь очень важен, так как для каждого типа изоляции температура не должна превышать допустимую. Практически все двигатели постоянного тока относятся к классу F, т. е. средняя допустимая температура не превышает  $150^\circ\text{C}$ .

**Эквивалентные схемы для определения режимов нагревания.** В зависимости от того, имеет ли двигатель однородную конструкцию или не имеет, используются две эквивалентные схемы: схема с одним контуром и схема с двумя контурами. Схему с одним контуром (рис. 3.15) можно использовать для двигателя с однородной конструкцией, например для классического двигателя или двигателя с магнитом и обмоткой якоря на магнитном материале. Введем обозначения:  $C_{Th}$  — теплоемкость двигателя (Дж/°C);  $R_{Th}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи двигателя ( $^\circ\text{C}/\text{Вт}$ );  $\tau_{Th} = R_{Th} C_{Th}$  — тепловая постоянная времени двигателя<sup>1)</sup> (с);  $\theta_a$  — температура окружающей среды ( $^\circ\text{C}$ );  $\theta$  — температура двигателя ( $^\circ\text{C}$ ).

<sup>1)</sup> В отечественной литературе эти величины принято обозначать  $T_{Th} = C_{Th}/A_{Th}$ , где  $A_{Th}$  — теплоотдача двигателя (количество тепла, передаваемое охлаждаемой среде за 1 с), Дж/(°C·с). — Прим. ред.

Дифференциальное уравнение для такой схемы имеет следующий вид:

$$\Sigma p_i = C_{Th} \frac{d\theta}{dt} + \frac{\theta - \theta_a}{R_{Th}}.$$

Введя  $\Delta\theta$  — разность температур окружающей среды и двигателя, получим

$$\Delta\theta = K_0 e^{-t/\tau_{Th}} + R_{Th} \Sigma p_i.$$

Постоянная  $K_0$  зависит от начальных условий. Так, например, если двигатель в момент времени  $t=0$  имеет температуру окружающей среды, то

$$\Delta\theta = (\Sigma p_i) R_{Th} (1 - e^{-t/\tau_{Th}}).$$

Схема с двумя контурами (рис. 3.16) используется для двигателей с неоднородной структурой, в частности для двигателей с полым ротором и для дисковых двигателей. Введем обозначения:  $\theta_c$  — температура несущей конструкции;  $\theta_i$  — температура якоря (диск как полый цилиндр);  $\theta_a$  — температура окружающей среды;  $R_{Thc}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи

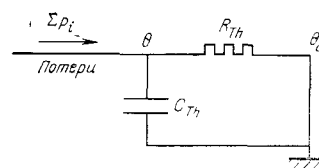


Рис. 3.15. Эквивалентная схема нагрева двигателя с одним контуром.

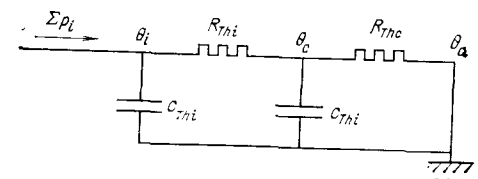


Рис. 3.16. Эквивалентная схема двигателя с двумя контурами (для двигателей с неоднородной структурой).

системы несущая конструкция — окружающая среда;  $R_{Thi}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи системы якорь — несущая конструкция;  $C_{Thc}$  — теплоемкость несущей конструкции;  $C_{Thi}$  — теплоемкость якоря.

Определив тепловые постоянные времени  $\tau_{Thc} = R_{Thc} C_{Thc}$  и  $\tau_{Thi} = R_{Thi} C_{Thi}$ , можно записать дифференциальные уравнения для схемы с двумя контурами:

$$\Sigma p_i = C_{Thi} \frac{d\theta_i}{dt} + \frac{\theta_i - \theta_c}{R_{Thi}},$$

$$\frac{\theta_i - \theta_c}{R_{Thi}} = C_{Thc} \frac{d\theta_c}{dt} + \frac{\theta_c - \theta_a}{R_{Thc}},$$

или, если ввести  $\Delta\theta_i = \theta_i - \theta_a$  и  $\Delta\theta_c = \theta_c - \theta_a$ ,

$$\Sigma p_i - C_{Thi} \frac{d\Delta\theta_i}{dt} = \frac{\Delta\theta_i - \Delta\theta_c}{R_{Thi}} = C_{Thc} \frac{d\Delta\theta_c}{dt} + \frac{\Delta\theta_c}{R_{Thc}}.$$

Общее решение этих уравнений имеет вид

$$\Delta\theta_i(t) = (R_{Thc} + R_{Thi}) \Sigma p_i + k_1 e^{-t/\tau_1} + k_2 e^{-t/\tau_2},$$

$$\Delta\theta_c(t) = R_{Thc} \Sigma p_i + K_1 e^{-t/\tau_1} + K_2 e^{-t/\tau_2},$$

где  $\tau_1$  и  $\tau_2$  определяются из уравнения

$$\tau_{Thi} \tau_{Thc} p^2 + (\tau_{Thc} + \tau_{Thi} + \frac{R_{Thc}}{R_{Thi}} C_{Thi}) p + 1 = 0,$$

а постоянные  $k_1, k_2, K_1$  и  $K_2$  — из соотношений

$$K_1 = k_1 [1 - (\tau_{Thi}/\tau_1)], \quad K_2 = k_2 [1 - (\tau_{Thi}/\tau_2)].$$

*Примечание.* Если для рассматриваемых двигателей постоянные времени  $\tau_{Thc}$  и  $\tau_{Thi}$  сильно отличаются друг от друга, то

$$\tau_1 = \tau_{Thc}, \quad \tau_2 = \tau_{Thi},$$

$$\Delta\theta_i(t) = \Sigma p_i \left\{ R_{Thc} + R_{Thi} + \frac{R_{Thc} \tau_{Thc}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} e^{-t/\tau_{Thc}} - \left[ \frac{R_{Thc} \tau_{Thi}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} - R_{Thi} \right] e^{-t/\tau_{Thi}} \right\},$$

$$\Delta\theta_c(t) = R_{Thc} \Sigma p_i \left\{ 1 - \frac{\tau_{Thc}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} e^{-t/\tau_{Thc}} + \frac{\tau_{Thi}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} e^{-t/\tau_{Thi}} \right\}.$$

**Тепловые постоянные.** При изменении скорости вращения двигателя теплоемкости  $C_{Thc}$  и  $C_{Thi}$  изменяются незначительно, и их можно считать постоянными в отличие от величин теплоотдачи, которые зависят от скорости, способа установки двигателя и системы вентиляции. Так как несущая конструкция двигателя не является термически однородной, значения всех параметров приводятся для некоторой определенной точки. Параметры, обратные величинам теплоотдачи,  $R_{Th} = A + B e^{-\Omega/\Omega_0}$  в этой точке изменяются, как видно из рис. 3.17, в зависимости от частоты вращения.

Числовые данные относятся к дисковому двигателю, который хорошо вентилируется и установлен на металлической опоре, позволяющей отводить тепло (постоянная  $B$  стремится к нулю).

Постоянные зависят от тока, скорости и температуры, поэтому оценить количественно нагревание весьма сложно. В самом деле, сопротивление якоря изменяется с температурой по закону

$$R = R_{20} [1 + \alpha (\theta - 20)],$$

где  $R_{20}$  — сопротивление при  $20^\circ\text{C}$  и  $\alpha$  — коэффициент, равный 0,004 для меди.

*Примечание 1.* Формула  $RI^2$  справедлива только для постоянного тока. Если используется тиристорное питание, ток нельзя считать постоянным. При переменной скорости вращения ток является функцией времени, что справедливо и при рассмотрении омических потерь (по закону Джоуля — Ленца). Принято

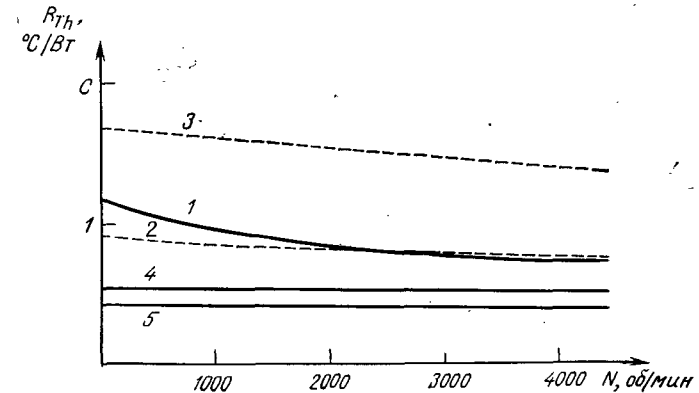


Рис. 3.17. Изменение тепловых постоянных.

1:  $R_{Thi}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи якоря; 2:  $R_{Thc}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи статора электродвигателя, установленного на металлической опоре; 3:  $R_{Thc}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи статора электродвигателя без вентиляции; 4:  $R_{Thi}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи якоря электродвигателя с принудительной вентиляцией при частоте вращения 3 1/с ( $R_{Thc} = 0,225^\circ\text{C/Вт}$ ); 5:  $R_{Thi}$  — параметр, обратный величине теплоотдачи якоря электродвигателя с принудительной вентиляцией при частоте вращения 6 1/с ( $R_{Thc} = 0,115^\circ\text{C/Вт}$ ).

считать, что для вычисления омических потерь реальный ток можно заменять его эффективным значением, так как основная частота колебаний тока очень высока по сравнению с частотами температурных и механических колебаний.

*Примечание 2.* Нагревание влияет также и на индукцию, но, как видно из разд. 4.1, коэффициенты сильно зависят от свойств используемого магнита. Влияние температуры на коэффициент  $K$  принимается в расчет только для двигателей с ферритовыми магнитами.

Ниже приводятся несколько значений тепловых постоянных для двигателей постоянного тока.

*Двигатель с обмоткой возбуждения, намотанной на магнитный материал:* в схеме с одним контуром тепловая постоянная времени  $\tau_{Th} = R_{Th} C_{Th}$  очень велика (обычно выше 1000 с) и даже может достигать 10 000 с (~3 ч).

*Дисковый двигатель и двигатель с полым ротором:* постоянная времени  $\tau_{Thc}$  имеет примерно ту же величину, что и для

предыдущего двигателя (самые низкие значения). Однако постоянная времени якоря очень мала:  $\tau_{Thi}$  примерно равна 30 с, но может достигать и 90 с. Дисковые двигатели и двигатели с полым ротором обладают малой тепловой инерцией.

Обычно трудно вычислить процесс нагревания для двигателей, поэтому модели с постоянными параметрами должны иметь достаточный запас по температуре нагрева.

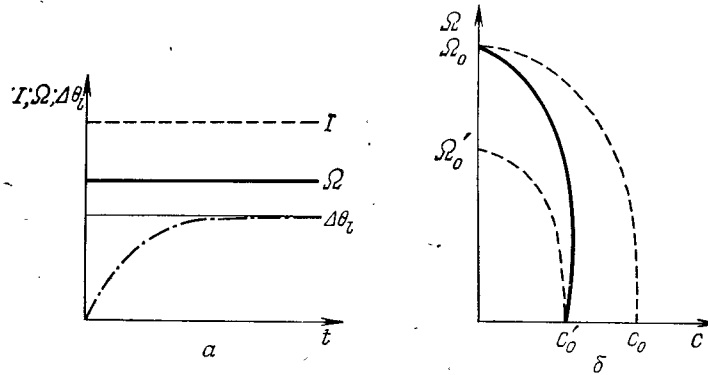


Рис. 3.18. Характеристики режимов работы двигателей.

$a$  — предельные значения  $I$ ,  $\Omega$  и  $\Delta\theta$ ;  $b$  — эллипсы граничных значений. Штриховыми линиями обозначены  $\Omega_0 = \Omega(C)$ ; кривая ограничений  $\Omega = \Omega(C)$  показана сплошной линией.

**Анализ некоторых режимов работы двигателей. Постоянная нагрузка.** Двигатель вращается с постоянной скоростью и создает постоянный движущий момент. Следовательно, потери также постоянны. В устойчивом режиме нагревание якоря и несущей конструкции описывается формулами

$$\Delta\theta_i = (R_{Thc} + R_{Thi}) \Sigma p_i, \quad \Delta\theta_c = R_{Thc} \Sigma p_i.$$

В схеме с одним контуром  $R_{Thi}$  и  $C_{Thi}$  близки к нулю. По нормам температура окружающей среды равна  $40^\circ\text{C}$ , и по ней с учетом типа изоляции можно определить верхний предел температуры  $\Delta\theta_i$ . Тогда, учитывая выражение для потерь, найдем

$$\Delta\theta_i = R_{Th} [(R/K^2)C_m^2 + \alpha\Omega + \beta\Omega^2].$$

Параметр  $R_{Th}$  в зависимости от рассматриваемой конструкции электродвигателя представляет либо  $R_{Thc}$ , либо  $R_{Thc} + R_{Thi}$ .

В плоскости  $C, \Omega$  кривая ограничений располагается между двумя эллипсами, которые тем ближе друг к другу, чем мень-

ше  $B$ . Характеристические точки (рис. 3.18, б) определяются с помощью соотношений

$$\begin{aligned} \Omega_0 &= \sqrt{\Delta\theta_i/A\beta} \quad (\Omega_0 \text{ — решение уравнения } \beta\Omega^2 + \alpha\Omega - (\Delta\theta_i/A) = 0), \\ \Omega'_0 &= \sqrt{\Delta\theta_i/(A+B)\beta}, \quad C'_0 = KV\sqrt{\Delta\theta_i/(A+B)R}, \\ C_0 &= KV\sqrt{\Delta\theta_i/AR}. \end{aligned}$$

На рис. 3.18, а показаны зависимости предельных значений  $I, \Omega, \Delta\theta$  от времени.

*Пример.* Кривые на рис. 3.17 относятся к двигателю с характеристиками:  $\Delta\theta_i = 120^\circ\text{C}$ ,  $\alpha = 2,5 \text{ Н}\cdot\text{см}$ ,  $R = 1,10 \text{ Ом}$ ,  $K = 0,0592 \text{ Н}\cdot\text{м/А}$ ,  $\beta = 0,008 \text{ Н}\cdot\text{м на } 1000 \text{ об/мин}$ .

Для двигателя без вентиляции

$$R_{Thi} = 0,7 + 0,46e^{-\Omega/\Omega_0} \quad [^\circ\text{C/Вт}],$$

$$R_{Thc} = 0,72 + 0,96e^{-\Omega/\Omega'_0} \quad [^\circ\text{C/Вт}].$$

Чтобы вычислить нагревание якоря, примем  $A = 1,42^\circ\text{C/Вт}$ ,  $B = 1,52^\circ\text{C/Вт}$ . Тогда получим  $\Omega_0 = 1052 \text{ рад/с}$ ,  $\Omega'_0 = 731 \text{ рад/с}$ ,  $C_0 = 52 \text{ Н}\cdot\text{см}$ ,  $C'_0 = 36 \text{ Н}\cdot\text{см}$ .

Для двигателя с вентиляцией при угловой скорости вращения  $3 \text{ 1/с}$  эти величины равны  $A = 0,726^\circ\text{C/Вт}$ ,  $B = 0,04^\circ\text{C/Вт}$ ,  $\Omega_0 = \Omega'_0 = 1470 \text{ рад/с}$ ,  $C_0 = C'_0 = 72 \text{ Н}\cdot\text{см}$ .

**Кратковременная нагрузка.** В этом режиме вращения двигателя чередуются с остановками. Если последние достаточно продолжительны, то двигатель успевает охладиться до температуры окружающей среды. Для этого время останова должно быть в 3 раза больше самой большой тепловой постоянной времени. При анализе поведения якоря, у которого максимальная температура достигается раньше, чем у несущей конструкции, для начальных моментов времени можно записать

$$\Delta\theta_i(t) = R_{Thi} \Sigma p_i (1 - e^{-t/\tau_{Thi}}),$$

а  $\Delta\theta_i$  достигается в момент времени  $t_i$  (рис. 3.19), определяемый выражением

$$t_i/\tau_{Thi} = \lg [1 - (\Delta\theta_i/R_{Thi} \Sigma p_i)].$$

В плоскости  $C, \Omega$  получаются новые кривые. Для этого достаточно заменить  $R_{Th}$  на  $R_{Thi} (1 - e^{-t/\tau_{Thi}})$ .

**Периодическая нагрузка.** В этом режиме время останова недостаточно велико, поэтому двигатель не успевает охладиться до температуры окружающей среды. Периодический режим работы заключается в повторяющемся цикле (рис. 3.20), когда

период работы и период останова имеют соответствующие длительности  $\alpha T_i$  и  $(1-\alpha)T_i$ . Температура якоря или несущей конструкции также является периодической функцией:

$$\theta_{ii} = \theta_i(t) \text{ при } t=0 \text{ и } t=T_i, \quad \theta_{if} = \theta_i(t) \text{ при } t=\alpha T_i.$$

Такие же выражения можно написать для  $\theta_c(t)$ . Выражения для  $\theta_i(t)$  и  $\theta_c(t)$  записываются следующим образом:

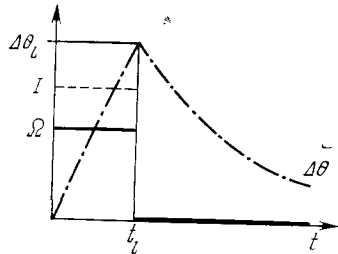


Рис. 3.19. Характеристики работы двигателя при кратковременной нагрузке.

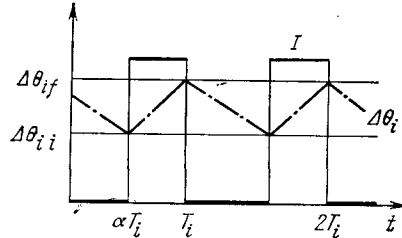


Рис. 3.20. Характеристики работы двигателя при периодической нагрузке.

при  $0 \leq t \leq \alpha T_i$

$$\Delta\theta_i(t) = \Sigma p_i \left\{ R_{Thc} + R_{Thi} - \frac{R_{Thc}\tau_{Thc}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} e^{-t/\tau_{Thc}} + \left[ \frac{R_{Thc}\tau_{Thi}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} - R_{Thi} \right] e^{-t/\tau_{Thi}} + \Delta\theta_{ii} e^{-t/\tau_{Thi}} - \frac{\tau_{Thc}\Delta\theta_{ci} + C_{Thi}R_{Thc}\Delta\theta_{if}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} \left( e^{-t/\tau_{Thi}} - e^{-t/\tau_{Thc}} \right) \right\}$$

$$\Delta\theta_c(t) = R_{Thc}\Sigma p_i \left\{ 1 - \frac{\tau_{Thc}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} e^{-t/\tau_{Thc}} + \frac{\tau_{Thi}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} e^{-t/\tau_{Thi}} \right\} + \Delta\theta_{ci} e^{-t/\tau_{Thc}} - \frac{C_{Thi}R_{Thc}\Delta\theta_{if}}{\tau_{Thc} - \tau_{Thi}} \left( e^{-t/\tau_{Thi}} - e^{-t/\tau_{Thc}} \right);$$

при  $\alpha T_i < t < T_i$

$$\Delta\theta_i(t) = \Delta\theta_{if} e^{-\frac{t-\alpha T_i}{\tau_{Thi}}} + \frac{\tau_{Thc}\Delta\theta_{cf} + C_{Thi}R_{Thc}\Delta\theta_{if}}{\tau_{Thi} - \tau_{Thc}} \left\{ e^{-\frac{t-\alpha T_i}{\tau_{Thi}}} - e^{-\frac{t-\alpha T_i}{\tau_{Thc}}} \right\},$$

$$\Delta\theta_c'(t) = \Delta\theta_{cf} e^{-\frac{t-\alpha T_i}{\tau_{Thc}}} + \frac{C_{Thi}R_{Thc}\Delta\theta_{if}}{\tau_{Thi} - \tau_{Thc}} \left\{ e^{-\frac{t-\alpha T_i}{\tau_{Thi}}} - e^{-\frac{t-\alpha T_i}{\tau_{Thc}}} \right\}.$$

Постоянные  $\Delta\theta_{if}$ ,  $\Delta\theta_{cf}$ ,  $\Delta\theta_{ii}$  и  $\Delta\theta_{ci}$  характеризуют состояние системы в моменты  $t=\alpha T_i$  и  $t=0$  и определяются из уравнений

$$\Delta\theta_{ii} = \Delta\theta_i(T_i), \quad \Delta\theta_{ci} = \Delta\theta_c(T_i)$$

и из условия постоянства двух функций при  $t=\alpha T_i$ . Если принять  $\tau_{Thi} \sim \tau_{Thc}$ , можно получить упрощенные выражения четырех уравнений для четырех переменных. Полное выражение для

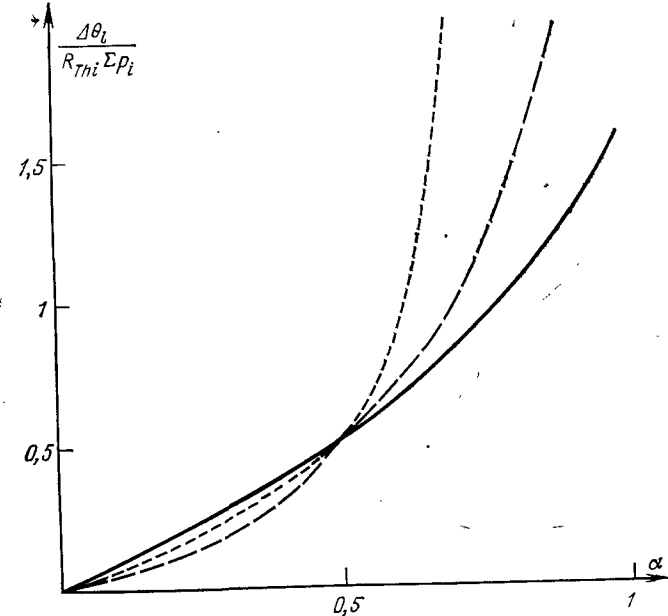


Рис. 3.21. Графики для определения параметра  $\alpha$  при  $T_i/\tau_{Thi}=0,1$ .

—  $R_{Thc}/R_{Thi}=3/2$ ; —  $R_{Thc}/R_{Thi}=2/3$ ; —  $R_{Thc}/R_{Thi}=1/3$ .

$\Delta\theta_{if}$  не представляет большого интереса из-за своей сложности. Выполняя ограниченное разложение экспоненциальных функций в ряд, можно получить

$$\Delta\theta_{if} = \Sigma p_i \frac{\alpha [R_{Thi} + (R_{Thc}/2) - (\alpha T_i/\tau_{Thi})]}{1 + (1-2\alpha)(R_{Thc}/R_{Thi})}.$$

Отношение  $R_{Thc}/R_{Thi}$  мало влияет на температуру нагрева до  $\alpha=0,5$ , когда отношение  $T_i/\tau_{Thi}$  достаточно мало. Это видно из кривых, приведенных на рис. 3.21:

$$\frac{\Delta\theta_i}{R_{Thi}\Sigma p_i} = \frac{\alpha \left[ 1 + \frac{\alpha R_{Thc}}{2R_{Thi}} \frac{T_i}{\tau_{Thi}} \right]}{1 + (1-2\alpha)(R_{Thc}/R_{Thi})}.$$

Практически невозможно получить общее решение даже при ограниченном разложении в ряд. Необходимо использовать методы, которые изложены ниже.

**Численные методы оценки нагревания двигателя.** Рассмотренный выше аналитический метод оценки нагревания двигателя может быть применен только для некоторых режимов функционирования и без учета переходных режимов по току и скорости. Общий численный метод позволяет определить ток, потери и нагревание двигателя с учетом законов изменения скорости и движущего момента в зависимости от времени. Ниже приведены четыре уравнения, описывающие систему:

$$Ki(t) = J \frac{d\Omega}{dt} + b\Omega + C_f + C_r(t),$$

$$\Sigma p_i = Ri^2 + f\Omega^2 + C_f\Omega,$$

$$\Sigma p_i = C_{Thi} \frac{d\Delta\theta_i}{dt} + \frac{\Delta\theta_i - \Delta\theta_c}{R_{Thi}(\Omega)},$$

$$\frac{\Delta\theta_i - \Delta\theta_c}{R_{Thi}(\Omega)} = C_{Thc} \frac{d\Delta\theta_c}{dt} + \frac{\Delta\theta_c}{R_{Thc}(\Omega)}.$$

В работах по этим вопросам приводятся изменения температуры для схем с одним или с двумя контурами (рис. 3.22 и 3.23). Необходимо также учитывать реальную форму тока, которая находится в прямой зависимости от напряжения, индуктивности двигателя и источника питания. В этом случае необходимо внести изменения в систему, учитывая изменения процессов проводимости и непроводимости тиристоров и транзисторов.

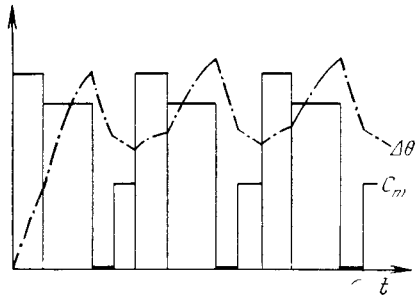


Рис. 3.22. Изменение температуры двигателя, соответствующее одноконтурной схеме (СЕМ, март 1980 г.).

В настоящее время разработано несколько моделей для оценки нагревания двигателя.

**Упрощенные методы оценки нагревания двигателя.** При расчете нагревания двигателя необходимо учитывать тепловые потери во время его работы. Если электрические и механические явления имеют значительно меньшую длительность, чем самая

малая постоянная времени, можно определить некоторый эквивалентный режим, такой, как режимы, о которых говорилось выше. Проще говоря, размеры и тип двигателя выбираются в зависимости от эквивалентного тока:

$$I_{\text{экр}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i^2(t) dt} = \sqrt{\frac{\sum i_n^2 \Delta t_n}{n}}.$$

При этом возможны и другие методы, например метод среднего нагрева. В режиме периодической нагрузки необходимо проявлять осторожность при использовании приведенных выше общих формул.

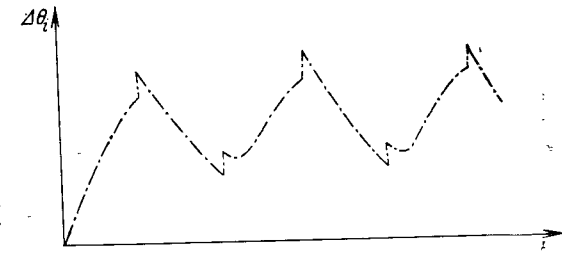


Рис. 3.23. Изменение температуры двигателя, соответствующее двухконтурной схеме.

**Примечание.** Выражение  $\Sigma p_i$  можно упростить, если учесть изменения скорости и связанные с этим потери, но при этом для  $R_{Thi}$  и  $R_{Thc}$  надо выбирать средние значения.

### 3.6.3. Ограничения, связанные с механической конструкцией

Способ производства и выбор размеров различных частей двигателя также накладывают ограничения на его функционирование. Диаметр вала рассчитывается для максимального движущего момента, который будет больше момента, возникающего при максимальном токе. Ограничение тока позволяет учитывать оба ограничения.

Значительно труднее сконструировать двигатель, который может функционировать в большом диапазоне скоростей. Для режима работы при малых скоростях требуется коллектор с большим числом пластин, чтобы избежать изменений движущего момента при каждой коммутации. Поэтому коллектор имеет большой диаметр, и центробежные силы в этом двигателе очень велики. Для режима работы при больших скоростях требуется, чтобы коллектор выдерживал большие нагрузки и проводники не выходили из пазов (это достигается их прочным

соединением). В этом случае возможны две конструкции: двигателя малого диаметра и большой длины и более короткие двигатели, но большего диаметра. В настоящее время создаются двигатели, в которых скорость может меняться от 0,1 до 10 000 об/мин. В дисковых двигателях ограничения накладываются также способом закалки дисков и качеством сварки. Выбор щеток зависит от используемого диапазона скоростей.

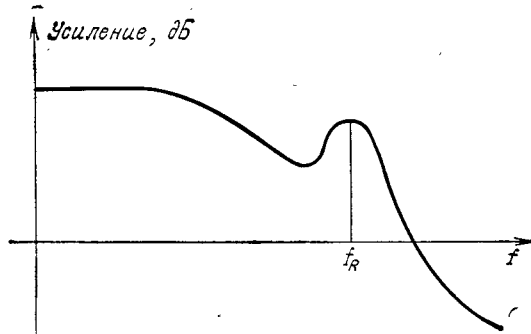


Рис. 3.24. Сужение полосы пропускания системы автоматического регулирования за счет резонанса, вызванного механической связью двигателя с тахогенератором.

Критические скорости вращающегося устройства должны быть вне рабочей зоны. Необходимо также принимать меры, чтобы кривизна вала не влияла на точность работы датчика положения или чтобы не возникал резонанс при подсоединении двигателя к тахогенератору (рис. 3.24).

Двигатель и стыкуемые с ним устройства должны быть совместимы, чтобы вся система имела приемлемые характеристики. Часто используются тахогенераторы того же типа, что и двигатель, поэтому конструкторы предлагают одноосные системы с высокой крутильной жесткостью и частотой резонанса, достигающей 4000 Гц.

#### 3.6.4. Заключение

В этой части данной главы были определены некоторые ограничения на функционирование двигателей постоянного тока независимо от их типов. Указаны ограничения, зависящие от режима коммутации, механической прочности, формы и материалов магнитов. Названы другие ограничения, которые зависят от выбора рабочей точки характеристики двигателя и предшествующего переходного процесса.

Большая масса и габариты электроприводов ограничивают их применение в робототехнике. Целесообразно максимально использовать все возможности двигателей и работать на предельно допустимых значениях, указанных на кривых. Поэтому необходимо точно знать максимальные величины, особенно для

нагрева, что возможно благодаря использованию цифрового моделирования. Увеличение удельной мощности таких двигателей зависит от усовершенствований системы отвода тепла при условии, когда точно известны точки нагрева и обеспечивается непрерывная вентиляция.

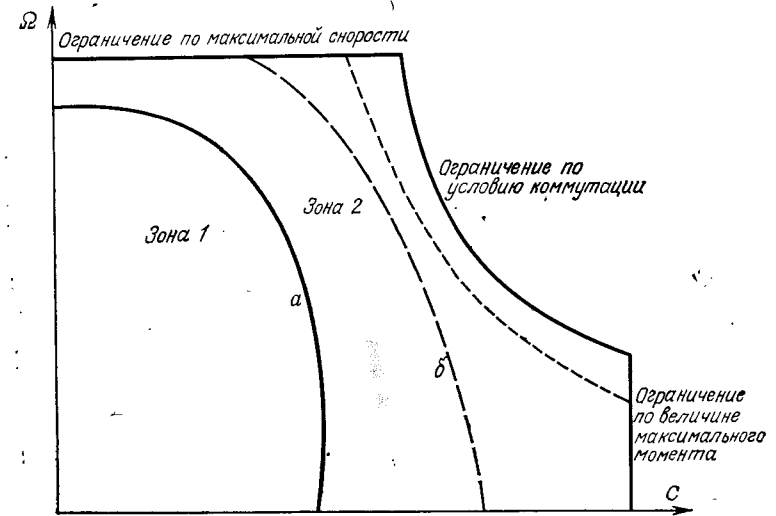


Рис. 3.25. Зоны функционирования двигателей постоянного тока. а — температурные ограничения при длительном режиме работы; б — температурные ограничения вентилируемого двигателя.

На рис. 3.25 показаны зоны функционирования двигателей без учета масштаба. Зона 1 ограничена кривой длительного режима работы. Зона 2 может быть достигнута только при прерывистом или кратковременном режимах. Иногда вводится зона, используемая на этапе реверсирования. Изменения зон 1 и 2 зависят от тепловых свойств двигателя и вентиляции. Конструкторы приводят эти характеристики для каждого типа двигателя. По ним можно также определять номинальные величины, выбор которых производит конструктор.

### 3.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА

#### 3.7.1. Определения

Номинальные величины. Конструкторы определяют номинальные величины для каждого типа двигателей: напряжение  $U_n$ , скорость  $\Omega_n$ , движущий момент  $C_n$ , ток  $I_n$ , мощ-

ность  $P_n$ . Эти величины связаны между собой уравнениями, описывающими работу двигателя в стационарном режиме. Однако выбор номинальной точки функционирования может быть различным. Эта точка обязательно находится на границе зоны или в зоне 1 (рис. 3.25). Часто она соответствует максимальной мощности  $P_n = C_n \Omega_n$ . Для других точек  $C_n$  — максимальный движущий момент при остановке после постоянного режима функционирования. Эти двигатели всегда работают в переменном режиме, поэтому нет необходимости определять номинальные величины, а важно знать максимальные величины для тока, напряжения и скорости.

**Пусковой движущий момент.** Пусковой движущий момент зависит от максимального пускового тока. Этот ток определяется типом используемых магнитов и находится по кривой размагничивания. Длительность импульса тока зависит от тепловых свойств двигателя.

**Скорость нарастания пусковой мощности** определяется выражением

$$P_s = C_{\max} (d\Omega/dt) = C_{\max}^2 / J = RI^2_m / \tau_m$$

и отражает процесс максимального возрастания механической мощности. Скорость нарастания пусковой мощности может достигать нескольких сотен киловатт в 1 с, обратно пропорциональна электромеханической постоянной времени и обычно вычисляется по формуле

$$P_s = \frac{(\text{Пусковой момент})^2}{\text{Момент инерции}}$$

**Максимальное ускорение** определяется отношением

$$A_m = \frac{\text{Пусковой момент}}{\text{Момент инерции}}$$

Оно может достигать 4000—5000 об/с<sup>2</sup> и выше в специальных конструкциях двигателей и характеризует их способность к пуску.

**Время пуска  $T_0$ .** Это время, которое требуется ненагруженному двигателю, чтобы достичь номинальной скорости при номинальном движущем моменте:

$$T_0 = J\Omega_n / C_n = 2 - [(1/2)J\Omega_n^2 / C_n \Omega_n]$$

Время пуска в два раза больше отношения номинальной кинетической энергии к номинальной мощности и записывается в виде

$$T_0 = (C_n \Omega_n / RI^2_n) \tau_m$$

**Оптимальные величины.** Конструкторы приводят иногда величины, соответствующие максимальным возможностям двигателей.

### 3.7.2. Характеристики двигателей постоянного тока на плоскости $P_s, W$

Произведение  $P_s W$  равно квадрату механической мощности  $C_{\max} \Omega$ , а отношение  $P_s / W$  равно  $C_{\max}^2 / J^2 \Omega^2 = 1/T^2$ , где  $T$  — время достижения скорости  $\Omega$  при движущем моменте  $C_{\max}$ .

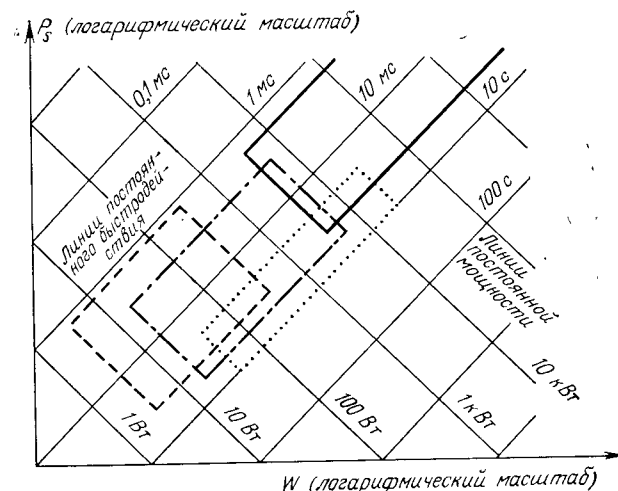


Рис. 3.26. Характеристики двигателей постоянного тока на плоскости  $P_s, W$ . (Le Nouvel Automatismе, октябрь — ноябрь 1980 г.).

— гидравлические двигатели; ... электродвигатели с большими значениями движущих моментов; - - - электродвигатели с полыми роторами; — — — электродвигатели с дисковыми роторами.

В более общем случае можно рассматривать номинальные величины и вычерчивать  $P_s$  в зависимости от  $W$  в логарифмическом масштабе (рис. 3.26). Прямые с отрицательным наклоном характеризуют семейства электродвигателей с одинаковой мощностью, а прямые с положительным наклоном — семейства электродвигателей с одинаковым временем выхода на режим достижения номинальной угловой скорости. Первые из них отградуированы в киловаттах, а вторые — в секундах.

Несмотря на то что эти величины трудно определить точно, можно найти зоны, соответствующие электрическим приводам. Они вытесняются гидравлическими приводами, но оказываются более эффективными при малых мощностях.

В этих характеристиках не приняты во внимание другие факторы, такие, как, например, мощность и движущий момент, приведенные к массе на выходном валу.

### 3.8. ДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В РОБОТОТЕХНИКЕ

#### 3.8.1. Классические двигатели с обмоткой, намотанной на ярмо якоря

Обмотки намотаны на ярмо якоря, состоящего из листовых магнитных материалов. Проводники расположены в пазах и связаны с коллектором, который состоит из большого числа пластин, одновременно используемых для ограничения колебаний движущего момента (обмотка типа барабана). Двигатели малой мощности имеют обычно только два магнитных полюса. Увеличение числа полюсов позволяет уменьшить траекторию линий потока и увеличить напряжение, снимаемое с якоря, благодаря применению волновой обмотки.

Статор состоит из постоянных магнитов. Его геометрическая форма зависит от типа используемых магнитов: ферромагнитов или магнитов из редкоземельных элементов (кобальта и альнико). Последние не могут быть отлиты в форме полюсных наконечников, поэтому нужно предусматривать дополнительные детали крепления (рис. 3.7 и 3.27) для двигателя с большим числом полюсов.

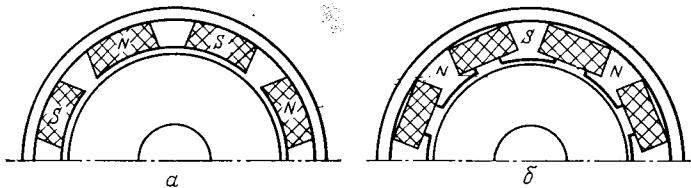


Рис. 3.27. Формы полюсов статоров: из ферритов (а) и из альнико (б).

Диаметр якоря электродвигателей относительно небольшой, но его длина выбирается достаточной, чтобы уменьшить электромеханическую постоянную времени  $\tau_m$ , которая обычно бывает меньше 10 или 20 мс. Индуктивность якоря лежит в диапазоне 0,5—10 мГн.

Эти двигатели надежны и имеют большую теплоемкость. Режим их нормальной работы описывается схемой с одним контуром. Тепловые постоянные времени больше 1 ч. Эти двигатели обладают также большой механической прочностью, что поз-

воляет исключить деформации. В зависимости от условий применения (большие и малые скорости) для щеток применяется графит различных типов.

Таблица 3.2

Параметр	Двигатель 1	Двигатель 2
Номинальный движущий момент при очень малой скорости, Н·м	3,5	37,5
Ток, соответствующий номинальному движущему моменту, А	7,4	31
Максимальный пусковой момент, Н·м	35	315
Сопротивление обмотки, Ом	1,18	0,22
Индуктивность якоря, мГн	2,6	1,5
Момент инерции ротора, $10^{-3}$ м <sup>2</sup> ·кг	3,2	64
Вращающий момент сухого трения, Н·м	0,2	0,6
Электромеханическая постоянная времени, мс	16,8	9,5
Тепловая постоянная времени, с	3 180	6600
Максимальная скорость вращения при 200 В (кратковременный режим работы при номинальном движущем моменте), об/мин	3 450	1400
Теоретически максимально возможное ускорение, рад/с <sup>2</sup>	11 000	4900
Масса, кг	16	53

В табл. 3.2 приведены числовые значения параметров для двух двигателей, взятые из каталога конструкций СЕМ серии Т с большими значениями движущего момента.

#### 3.8.2. Двигатель с якорем в виде диска

Якорь дисковых двигателей представляет собой катушку, которая расположена в плоскости, перпендикулярной оси вращения. Такая конструкция может быть осуществлена различными способами:

- 1) с помощью проводников, наклеенных с двух сторон изолирующего диска небольшой толщины;
- 2) с помощью намотанных на катушку проводников, активные части которых образуют фронтальные соединения, как и в случае классического двигателя.

Данная схема не накладывает больших ограничений на решение проблемы останова двигателя или механической прочности. Схематическое изображение такого двигателя дано на рис. 3.28. На несущей конструкции часто устанавливаются магниты альнико, которые создают осевое поле. Двигатель являет-

ся многополюсным (рис. 3.29), имеет обмотку волнового типа с двумя щетками, осуществляющими контакт непосредственно с наклеенными проводниками.

Этот двигатель обладает очень малой индуктивностью якоря ( $\sim 100$  мкГн); поток циркулирует большей частью в воздухе и электромагнитная постоянная времени очень мала. Электро-

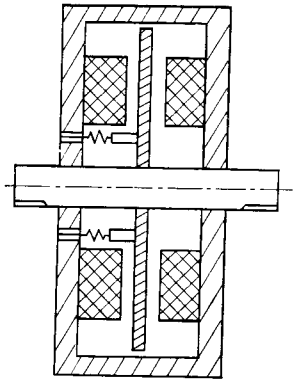


Рис. 3.28. Схема конструкции дискового электродвигателя.

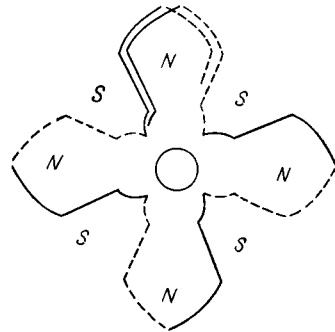


Рис. 3.29. Обмотка дискового электродвигателя.

механическая постоянная времени также невелика, поскольку вращающаяся часть имеет очень малый момент инерции. Они имеют две тепловые постоянные времени, причем тепловая постоянная якоря относительно мала, что является недостатком этих двигателей. Поэтому существует проблема отвода тепла. Двигатель надо устанавливать на металлической опоре или, что предпочтительнее, осуществлять принудительную его вентиляцию с помощью вспомогательного устройства.

В табл. 3.3 приведены числовые значения параметров для трех двигателей, взятые из каталогов конструкций для двигателей АХЕМ.

Были выбраны двигатели, сравнимые по величине номинального движущего момента с двигателями, описанными в разд. 3.8.2. Дисковый двигатель 2 вентилируется снаружи с расходом воздуха 80 л/с; это объясняет его высокую номинальную мощность. Из проведенного сравнения следует, что классические двигатели с большими движущими моментами могут выдерживать конкуренцию с двигателями данного типа по величине отношения движущий момент/масса. Дисковые двигатели обладают большим быстродействием, чем классические двигатели, но их максимальный пусковой момент меньше. Это объясня-

Таблица 3.3

Параметр	Двигатель 1	Двигатель 2	Двигатель 3
Номинальный движущий момент, Н·м	3,2	28,5	1,2
Номинальный ток, А	7,2	37,5	6
Номинальная полезная мощность, Вт	1 000	9 000	370
Номинальное напряжение, В	164	272	83
Номинальная скорость, об/мин	3 000	3 000	3 000
Максимальный пусковой момент, Н·м	24,4	162,4	11,5
Сопротивление якоря, Ом	1,6	0,5	1,8
Индуктивность якоря, мкГн	400	200	200
Момент сухого трения, Н·м	0,1	0,5	0,09
Момент вязкого трения при 1000 об/мин, Н·м	0,08	0,5	0,04
Момент инерции якоря, $10^{-3}$ кг·м <sup>2</sup>	1	7,3	0,79
Электрохимическая постоянная времени, мс	6,5	5,5	30
Тепловая постоянная времени якоря $\tau_{тн1}$ (малая скорость), с	64	90	96
Тепловая постоянная времени статора $\tau_{тн2}$ , с	3 020	2 320	2 930
Теоретически максимально возможное ускорение, рад/с <sup>2</sup>	24 400	22 250	14 500
Масса, кг	9,7	58	6,5

ется, с одной стороны, качеством магнитов и, с другой — тепловыми свойствами.

При выборе типа двигателя необходимо также учитывать конструктивные возможности выбора формы двигателей (рис. 3.30).

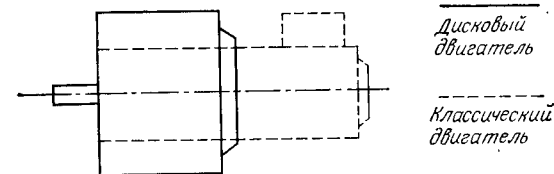


Рис. 3.30. Сравнение формы электродвигателей.

### 3.8.3. Двигатели с полым ротором

Эти двигатели были созданы для уменьшения электрохимической постоянной времени при сохранении классической формы двигателей (большая длина по сравнению с диаметром). Обмотка наматывается на ярмо якоря в форме цилиндра по методу Фалхабера (рис. 3.31). Проводники можно также наклеить параллельно или почти параллельно оси, чтобы получить

обмотку барабанного типа. Статор покрывается оболочкой для создания большей жесткости.

В зависимости от того, желательно ли уменьшить до минимума внешний диаметр двигателя, возможны два вида расположения магнитов (рис. 3.32). При расположении, показанном

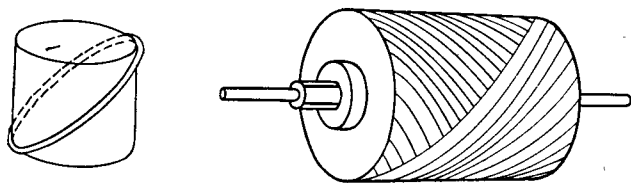


Рис. 3.31. Намотка по методу Фалхабера.

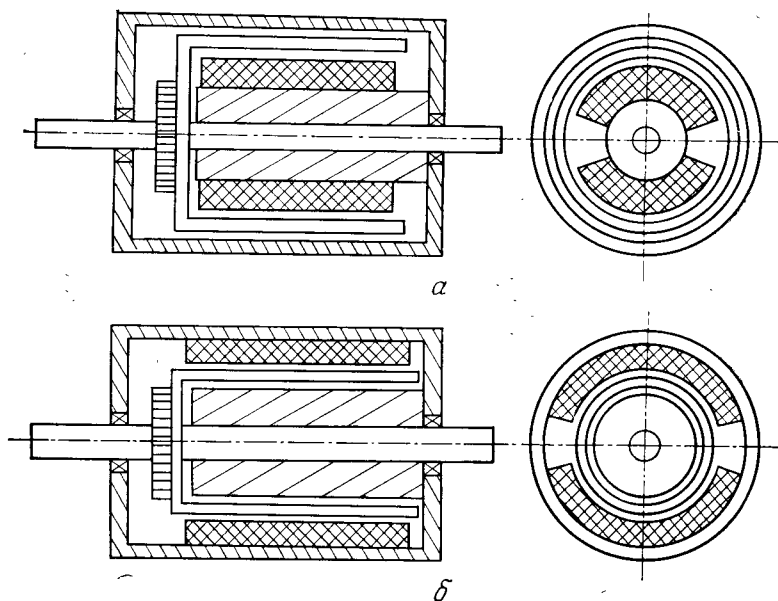


Рис. 3.32. Схемы конструкции электродвигателей с полым ротором.  
а — магниты внутри полового ротора; б — магниты вне полового ротора.

на рис. 3.32, а, магниты находятся внутри полового ротора. Корпус двигателя обеспечивает возвращение потока. Предпочтительно использовать самариево-кобальтовые магниты (малая поверхность магнитов). При расположении, показанном на рис. 3.32, б, можно еще больше уменьшить момент инерции вращающихся частей; внутренний магнитный стержень и корпус обеспечивают циркуляцию потока. В этих двигателях использу-

ются ферритовые магниты или магниты из редкоземельных элементов и кобальта. Мощности таких двигателей не превышают 200 Вт при движущих моментах 6—1 Н·м.

Эти двигатели применяются только в тех случаях, когда в режиме постоянной нагрузки движущий момент мал (с учетом редуктора). Нагревание должно быть рассчитано с большой тщательностью; так как надо учитывать две тепловые постоянные времени. Наконец, крутильный момент и слишком большой момент изгиба вызывают деформацию полого ротора, который закреплен только с одного торца. Число проводников и пластин в двигателях относительно велико, и движущий момент не испытывает изменений даже при малой скорости.

Таблица 3.4

Параметр	Двигатель 1	Двигатель 2	Двигатель 3
Номинальный движущий момент при длительной работе, Н·м	0,086	0,035	1,45
Номинальный ток, А	0,8	0,7	8,7
Номинальная полезная мощность, Вт	127	12	300
Номинальное напряжение, В	72	32	48
Максимальная скорость вращения, об/мин	5 000	5 000	3 000
Максимальный пусковой момент, Н·м	0,971	0,1085	9,5
Сопротивление якоря, Ом	9,8	18	1,3
Индуктивность якоря, мкГн	3 400	1 200	260
Момент сухого трения, Н·м	0,02	0,002	0,042
Момент вязкого трения, Н·м/(рад/с)	—	—	0,022
Момент инерции якоря, 10 кг·м <sup>2</sup>	0,0598	0,0032	0,03
Электромеханическая постоянная времени, мс	34	15	1,3
Тепловая постоянная времени якоря, τ <sub>thj</sub> , с	—	7	—
Тепловая постоянная времени статора τ <sub>thc</sub> , с	—	690	—
Теоретически максимально возможное ускорение, рад/с <sup>2</sup>	16 200	34 000	310 000
Масса, кг	0,79	0,275	7,5

*Примечание.* Мощность подобных двигателей может достигать нескольких киловатт. При этом якорь является многополюсным, а диаметр якоря сравним с диаметром классического двигателя. Поэтому можно использовать достаточно большое число проводников.

Числовые значения параметров трех таких двигателей приведены в табл. 3.4.

В качестве двигателя 1 был выбран двигатель Махон 2 160 818 Interelectric, двигателя 2 — микродвигатель серии 3557, а двигателя 3 — двигатель постоянного тока C1532 Artus Industrie.

Двигатели серии IPSEM фирмы SEM также имеют очень малые электромеханические постоянные времени (их значения лежат в диапазоне 1,6—1,9 мс), а максимально возможные ускорения достигают 100 000 рад/с<sup>2</sup>.

Двигатели с якорем в виде полого ротора и в виде диска (двигатель 3) имеют практически одинаковые характеристики, но предпочтение отдается двигателю 1 из-за быстроты протекания переходных процессов.

### 3.8.4. Тороидальные двигатели

Эти двигатели имеют особую конструкцию. Двигатель устанавливается на вращающемся устройстве типа шарикоподшипника (двигатель прямого действия). Он имеет форму тора. В статоре располагаются магниты, а в роторе — многополюсная обмотка, соединенная с коллектором (рис. 3.33).

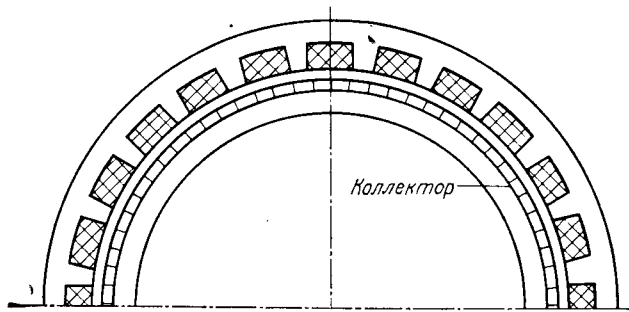


Рис. 3.33. Тороидальный электродвигатель.

С помощью этих двигателей можно получать очень большие движущие моменты, но при малых скоростях вращения и, наоборот, большие скорости вращения (выше 10 000 об/мин), но для очень малых движущих моментов.

В табл. 3.5 приведены значения параметров для двух таких двигателей, взятые из каталога конструкций двигателей ARTUS.

### 3.8.5. Тахогенераторы

Тахогенераторы должны удовлетворять определенным требованиям:

1) э.д.с. постоянна (чтобы обеспечить линейную зависимость между выходным напряжением холостого хода и угловой скоростью вращения);

2) колебания напряжения очень малы;

3) э.д.с. нечувствительна к изменениям температуры и направления вращения;

Таблица 3.5

Параметр	Двигатель 1	Двигатель 2
Максимальный движущий момент, при котором происходит остановка двигателя, Н·м	4060	81
Номинальный движущий момент, Н·м	2440	29
Максимальная скорость на холостом ходу, об/мин	17	550
Момент инерции ротора, кг·м <sup>2</sup>	350	51·10 <sup>-3</sup>
Масса, кг	617	2,6
Внешний диаметр, мм	1143	152,4
Внутренний диаметр, мм	652,3	88,9
Длина, мм	260	38,1

4) сопротивление контакта щетки — коллектор мало и постоянно.

Тахометрические динамо-машины имеют постоянные магниты типа альнико и мало чувствительны к колебаниям температур. Коллектор состоит из большого числа пластин для снижения вибраций. Первостепенную роль играет качество щеток, и конструкторы иногда используют сплавы из золота для щеток и коллектора с целью улучшения контактов. Кроме того, необходимо также хорошо отполировать поверхность коллектора и притереть щетки.

На основе каждого типа генератора можно создать семейство генераторов с одной и той же технологией. Обычно дисковый генератор сочетается с плоским механизмом, а генератор с полым якорем — с двигателем того же типа. Конструктивные усовершенствования, заключающиеся в близком расположении коллекторов или применении полых валов тахогенераторов, соединяемых непосредственно с валами двигателей, позволяют увеличивать резонансную частоту.

*Примечание.* Линейность гарантируется только при минимальном импедансе нагрузки.

### 3.9. СХЕМЫ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА

#### 3.9.1. Условия, необходимые для питания

Из анализа режимов функционирования двигателя постоянного тока можно вывести следующие простые правила:

- движущий момент зависит от тока;
- скорость вращения регулируется напряжением питания якоря. Двигатель должен работать при двух направлениях вращения, следовательно, в четырех квадрантах. Напряжение и ток в якоре должны менять знак.

При этом возможны два решения:

- биполярная схема питания от трехфазного или однофазного источника переменного напряжения;
- мостовые схемы питания (или по схеме буквы *H*), если имеется источник постоянного напряжения или получен постоянный ток на клеммах якоря после выпрямления переменного напряжения. Для получения малых мощностей (до  $\sim 10$  кВт) используются мощные транзисторы в режиме коммутации, а для получения больших мощностей — тиристоры. Недостатком этих элементов является невозможность их запираания без применения специальных вспомогательных устройств.

В зависимости от условий одна и та же схема позволяет регулировать напряжение питания на выходе или ограничивать ток до приемлемых величин. В других устройствах эти две функции разделены, и работа устройства значительно улучшается.

#### 3.9.2. Биполярное питание

Ниже описаны трехфазные схемы питания с хорошими динамическими характеристиками. Эти схемы можно легко привести к двухфазным или однофазным схемам питания. Классическая схема питания приведена на рис. 3.34.

Мост 1 функционирует как выпрямитель, создающий ток положительного направления, а мост 2 — как источник тока противоположного направления. Между двумя тиристорными мостами появляется уравнительный ток вследствие неравенства напряжений. Этот ток ограничен за счет включения в схему катушек индуктивности, имеющих среднюю точку. Моменты включения тиристорov постоянно связаны соотношением  $\alpha_1 + \alpha_2 = 180^\circ$ .

Действительно, сумма напряжений  $U_1 + U_2$  должна быть равна 0, чтобы средняя величина напряжения на клеммах катушек индуктивностей была также равна нулю.

Мгновенные значения напряжений в случае идеального функционирования показаны на рис. 3.35 при  $\alpha_1 = 45^\circ$ . Напряжение  $U_{c2}$  получается из  $U_{c1}$  путем изменения фазы на  $\pi/3$ . Углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  могут изменяться только в пределах  $30-150^\circ$  (не-

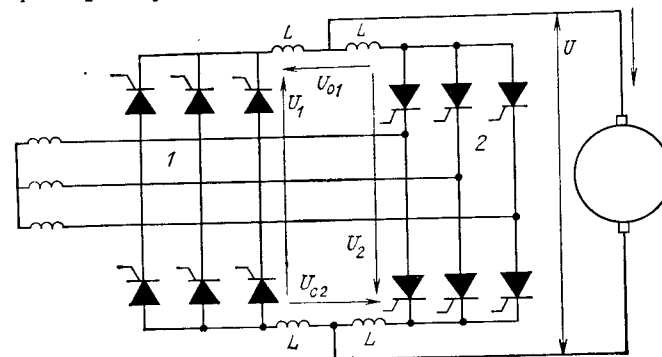


Рис. 3.34. Принципиальная схема питания со встречно-параллельным включением двух тиристорных мостов:  $U_{10} = U_0 \cos \alpha_1 = -U_{20} = -U_0 \cos \alpha_2$ . Напряжение на клеммах двигателя равно  $U = (U_1 - U_2)/2$ .

обходимо соблюдать ограничения режима работы инвертора). Зависимость среднего напряжения на клеммах якоря от тока приведена на рис. 3.36.

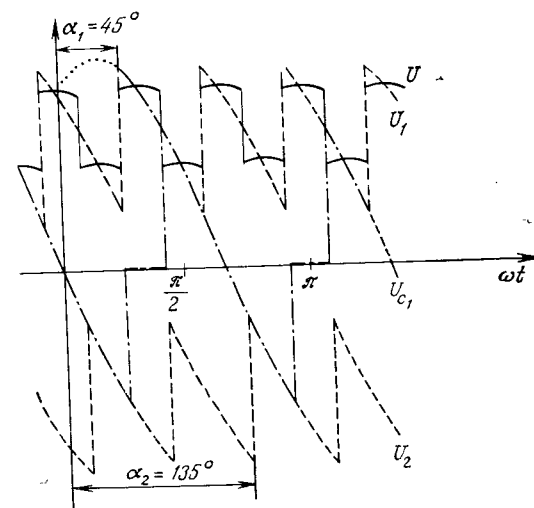


Рис. 3.35. Эпюры напряжений  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U$  и  $U_{c1}$ .

**Примечание.** Уравнительный ток имеет всегда одно направление, обусловленное наличием тиристорov. В этой схеме можно исключить уравнительный ток (метод мертвой зоны) путем

сдвига  $\alpha_2$  относительно  $\alpha_1$  (не выполняя условие  $\alpha_1 + \alpha_2 = 180^\circ$ ). Переключение одного моста на другой происходит непрерывно, когда уравнивающий ток не меняет направления в окрестности точки  $i=0$ . Нагрузочные характеристики источника питания при этом линейны.

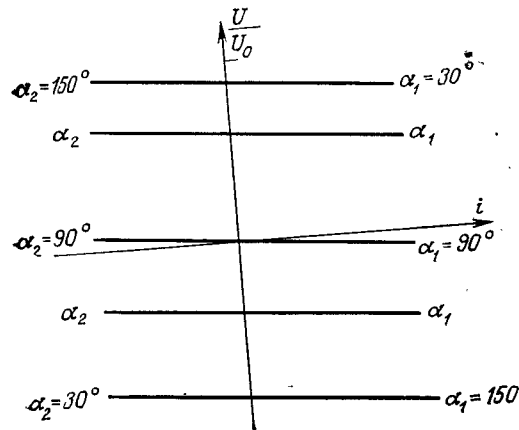


Рис. 3.36. Нагрузочные характеристики для двуполярной схемы питания при уравнительном токе. ( $U_0 = 3U\sqrt{6}/\pi$  — максимальное напряжение для идеальной схемы.)

Кроме того, можно использовать способ поочередного управления группами тиристоров: мост 2 заперт и напряжение регулируется мостом 1 за счет изменения  $\alpha$  (в данном случае начальное значение  $\alpha$  равно 0). Изменение направления тока в цепи якоря зависит от сигнала управления, при котором мост 2 работает, а мост 1 заперт. При первом способе управления уравнительные токи ограничиваются индуктивностями, включенными в контур. При втором способе, когда обеспечивается нормальная работа схемы, индуктивности не нужны. Однако для улучшения работы схемы предусматривается время запаздывания порядка 3 мс для включения другого моста. Нагрузочные характеристики в этом случае нелинейны вблизи точки  $i=0$ .

На рис. 3.37 приведена схема питания без уравнительного тока. Ее очень легко привести к схеме трехфазного моста. Упомянем также о другом варианте схемы в виде буквы *H* (с уравнительным током), показанном на рис. 3.38. Индуктивность  $L$  связана с двумя средними точками вторичных обмоток трансформатора. Ток нагрузки  $i$  протекает также через индуктивность  $L$ , которая выполняет функцию сглаживающего дросселя. Устройство защиты по току также включено в цепь, связывающую две средние точки.

Схемы цепей управления выбираются в зависимости от того, используется ли схема с уравнительным током или поочередное

включение групп тиристоров. По-видимому, последний вариант получит большее применение, так как лучше соответствует цифровому управлению. Читатель может подробно ознакомиться с этими схемами в работах, приведенных в библиографии (в конце книги).

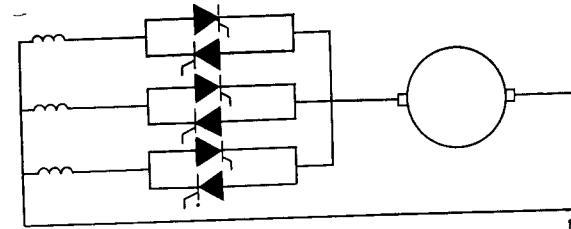


Рис. 3.37. Принципиальная схема питания в виде трехфазной звезды с тиристорами, соединенными встречно-параллельно.

Отметим, что из-за неуправляемости тиристоров во включенном состоянии угол  $\alpha$  можно изменять лишь через время, равное  $1/6f$ . Для мостовой трехфазной схемы оно составляет 3,33 мс при частоте питания 50 Гц. Это время увеличивается для схемы в виде звезды или при однофазной схеме питания.

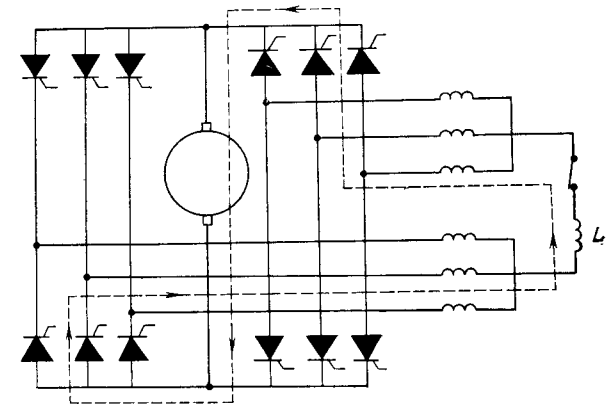


Рис. 3.38. Принципиальная схема питания в виде *H* с уравнительным током.

### 3.9.3. Импульсные схемы питания

**Принцип работы схемы.** Импульсное питание обеспечивает работу двигателя в четырех квадрантах. Схема такого питания приведена на рис. 3.39. Устройства  $C_1$  и  $C_4$  — статические переключатели. Диоды  $d_1-d_4$  выполняют функцию диодов обратного тока (холостого хода), а катушки индуктивности  $L$

ограничивают ток, когда он проходит через  $C_1$  и  $C_2$ . Их можно не применять, если ввести запаздывание между командами включения  $C_1$  и выключения  $C_2$ .

Ниже мы будем считать, что статические переключатели являются идеальными, и рассмотрим работу мощных транзисто-

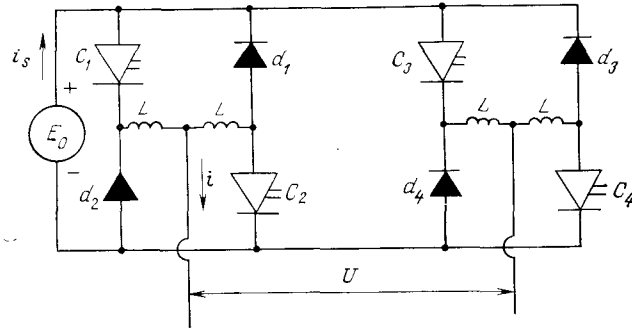


Рис. 3.39. Принципиальная биполярная схема импульсного питания.

ров и тиристоров в качестве переключателей. Проанализируем для этого один режим функционирования, так как другие режимы могут быть получены довольно просто.

**Этап 1.** Пусть переключатели  $C_1$  и  $C_4$  открыты, а  $C_3$  и  $C_2$  заперты. В этом случае напряжение на нагрузке равно  $E_0$  ( $U = E_0$ ) и ток  $i_s = i$ .

**Этап 2.** Пусть переключатель  $C_1$  открыт, а переключатели  $C_2$ ,  $C_3$  и  $C_4$  заперты. Тогда ток протекает через диод  $d_3$  и напряжение  $U$  равно нулю, если пренебречь падением напряжения на внутренних сопротивлениях. В первом приближении ток изменяется экспоненциально, дроссели увеличивают постоянную времени и энергия источника не расходуется.

**Этап 3.** Предположим, что после первого этапа одновременно запираются переключатели  $C_1$  и  $C_4$ . Тогда ток протекает через диоды  $d_3$  и  $d_2$  и источник  $E_0$ . Ток уменьшается быстрее, так как источник  $E_0$  играет роль противо-э.д.с. Это возможно лишь в случае, когда принцип действия источника  $E_0$  позволяет пропускать ток во встречном направлении.

**Этап 4.** При открытых  $C_3$  и  $C_2$  и закрытых  $C_1$  и  $C_4$  напряжение  $U = -E_0$  и ток  $i$  изменяет знак.

**Примечание.** Схема на рис. 3.40 не имеет катушек индуктивностей со средними точками включения. В ней используются в качестве переключателей транзисторы.

**Регулирование напряжения и тока.** Будем считать, что статические переключатели работают идеально и времена их вклю-

чения и выключения малы по сравнению с временами работы и покоя. Изменения напряжения  $U$  на нагрузке показаны на рис. 3.41.

Среднее значение напряжения определяется выражением

$$U = [t_o / (t_e + t_d)] E_0.$$

Отсюда видно, что, изменяя  $t_e/t_d$ , можно легко регулировать напряжение. Регулирование напряжения можно осуществлять так-

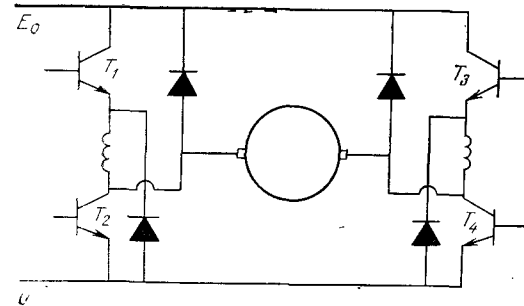


Рис. 3.40. Принципиальная схема биполярного преобразователя.

же с помощью импульсов, модулированных по длительности или частоте повторения, или же с помощью более сложной системы, имеющей ограничения по напряжению и току. На самом деле

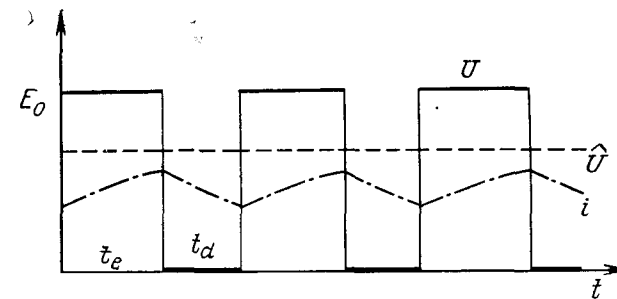


Рис. 3.41. Эпюры тока и напряжения при импульсном питании.

отделить ток от напряжения невозможно. При работе система описывается дифференциальным уравнением

$$E_0 = Ri + L(di/dt) + k\Omega.$$

При запертых  $C_1$  и  $C_4$  имеем

$$0 = Ri + L(di/dt) + k\Omega.$$

Резистор  $R$  и индуктивность  $L$  создают падение напряжения, при этом все параметры определяются источником питания и переключателями. Изменения тока показаны на рис. 3.41. Здесь

предполагается, что постоянная времени не совсем мала по сравнению с временем действия импульсов и включения переключателей. Поэтому колебаниями тока можно пренебречь и считать его постоянным. Средние величины связаны соотношением

$$\hat{U} = R\hat{I} + K\Omega,$$

где  $\hat{U}$  и  $\hat{I}$  — соответственно средние значения напряжения  $U$  и тока  $I$ .

Очевидно, что существует некоторое несоответствие между тем, что мы считаем пульсации тока малыми, и тем, что электромагнитная постоянная пренебрежимо мала по сравнению с

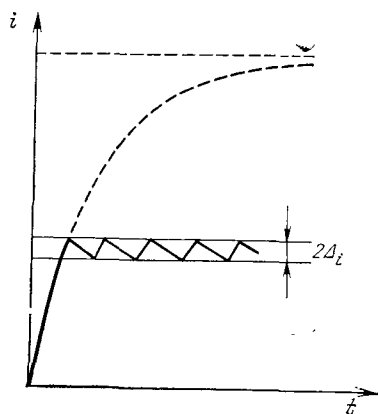


Рис. 3.42. Ограничение тока и снижение времени его нарастания при увеличении напряжения.

электромеханической постоянной. Если постоянная времени  $L/R$  (при  $\Omega = \text{const}$ ) очень мала, то  $i$  падает до нуля и импульсное управление неоправданно вследствие возникновения колебаний движущего момента и вибраций. Поэтому приходится вводить дополнительные индуктивности, а для снижения времени реакции подавать напряжение, намного превышающее требуемое напряжение. Ток ограничивается при этом приблизительно на постоянном уровне (рис. 3.42). Регулирование тока осуществляется с помощью лишь одного статического переключателя, включенного в каждую цепь. Разность  $\Delta i$  зависит от частоты повторения сигнала, управляющего статическим переключателем. Эта разность больше для более мощных транзисторов.

**Использование тиристорov в качестве переключателей постоянного тока.** Напомним, что тиристор становится проводящим при положительном напряжении между анодом и катодом, когда поступает импульсный сигнал на управляющий электрод тиристора. Тиристор не проводит, если ток между анодом и катодом равен нулю (на самом деле он должен быть несколько ни-

же порогового тока). Таким образом, нельзя управлять тиристором без дополнительного устройства, способного создавать необходимую величину тока.

Существуют запираемые тиристоры, у которых отпирание и запираение производится импульсом, поступающим на управляющий электрод тиристора. Они еще не применяются широко на практике, поэтому мы не будем их здесь рассматривать.

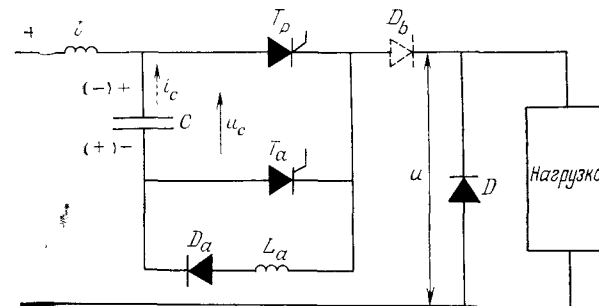


Рис. 3.43. Принципиальная схема тиристорного переключателя постоянного тока.

В настоящее время разработаны многочисленные устройства для запираания тиристорov. Рассмотрим на примере ограничения, которые накладываются на напряжение питания и частоту переключения. Устройство на рис. 3.43 состоит из основного тиристора  $T_p$ , вспомогательного тиристора  $T_a$  (служащего для запираания тиристора  $T_p$ ), диода  $D_a$ , последовательно соединенного с индуктивностью  $L_a$ , конденсатора  $C$  ( $l$  — представляет индуктивность источника питания). Нагрузка представлена условно. В схему входит диод  $D$ , выполняющий функцию цепи обратного тока (холостого хода). Предположим, что в начальный момент времени оба тиристора заперты, тогда ток нагрузки может проходить через диод  $D$  и напряжение на нагрузке равно 0, а конденсатор оказывается заряженным (рис. 3.43). Последовательность состояний схемы приведена ниже.

Включение тиристора  $T_p$  приводит к тому, что конденсатор  $C$  разряжается через тиристор  $T_p$  и индуктивность  $L_a$ . Контур  $L_a C$  является колебательным, и диод  $D_a$  запирается при нулевом значении тока. Конденсатор при этом перезаряжается. В результате через диод  $D$  протекает ток в направлении, противоположном первоначальному. Когда сумма этих токов становится равной 0, диод  $D$  запирается, а ток проходит через тиристор  $T_p$  и нагрузку (рис. 3.43).

Включение тиристора  $T_a$  приводит к разряду конденсатора  $C$  через тиристоры  $T_a$  и  $T_p$ . Ток ограничивается индуктивностью источника питания. Он имеет направление, противоположное

основному. Тиристор  $T_p$  запирается, когда ток становится ниже порогового значения. Источник питания связан с нагрузкой через конденсатор  $C$  и тиристор  $T_a$ . Конденсатор снова перезаряжается. Основной контур является также колебательным. Тиристор  $T_a$  запирается, когда ток достигает нуля. Диод  $D$  начинает проводить ток, если напряжение на нагрузке становится

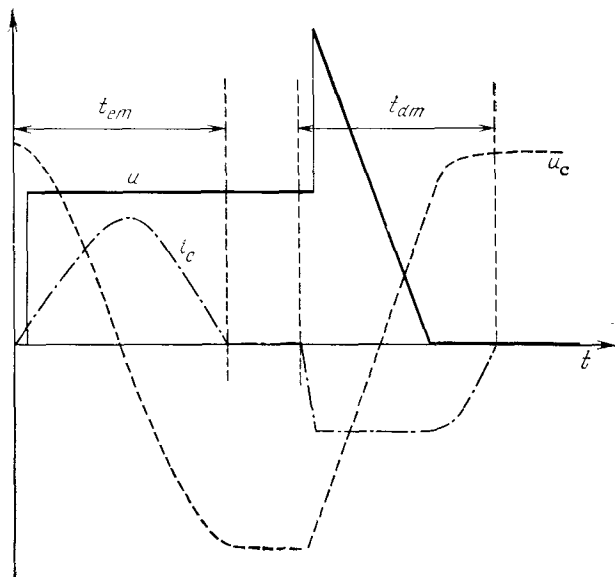


Рис. 3.44. Эпюры напряжений  $u$ ,  $u_c$  и тока  $i_c$  при включении и выключении статического переключателя.

отрицательным. Схема снова приводится в исходное состояние. На рис. 3.44 показаны эпюры напряжений и тока  $i_c$ , протекающего через конденсатор. Время срабатывания тиристора не может быть меньше  $t_{em}$  (100—200 мкс). На самом деле конденсатор должен быть полностью заряжен, чтобы в момент срабатывания ток, протекающий через  $T_p$ , был равен 0. Запирание тиристора не может происходить за время, меньшее минимального  $t_{dm}$  (примерно 80—100 мкс). Таким образом, период переключений ограничен временами  $t_{em}$  и  $t_{dm}$ .

**Примечания.** 1. Диод  $D_b$  (рис. 3.43) препятствует разряду конденсатора через источник питания.

2. Напряжение питания не может быть меньше величины, определяемой конденсатором.

3. Средняя величина напряжения на нагрузке изменяется за счет дополнительного напряжения, создаваемого конденсатором.

Выбор режимов работы статического тиристорного переключателя достаточно сложен. Читатель может подробно ознакомиться с этим вопросом, обратившись к специальной литературе.

**Мощные транзисторы.** Существуют два типа мощных транзисторов: биполярные и полевые. Проводимость первых зависит от тока в базе. Полевые транзисторы управляются напряже-

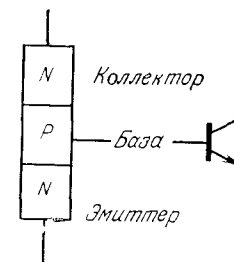


Рис. 3.45. Биполярный транзистор.

нием, подаваемым на затвор от источника тока с малым током потребления (несколько наноампер). Ниже мы рассмотрим более подробно оба типа этих транзисторов.

**Биполярные транзисторы.** Показанный на рис. 3.45 транзистор имеет  $n-p-n$ -структуру. Ток в них протекает от коллектора к эмиттеру. При отсутствии тока базы транзистор закрыт, если напряжение не превышает допустимой величины  $U_{CEO}$ . Транзистор пропускает ток, если ток базы превышает величину  $I_{bsat}$ , необходимую для насыщения транзистора при заданном токе коллектора. В этом случае транзистор имеет малое сопротивление.

Для обеспечения нормального режима работы необходимо следующее:

- рабочая точка не должна выходить из допустимой зоны как в стационарном, так и в переходном режиме;
- площадь рабочего цикла обычно пропорциональна потерям в транзисторе, поэтому ее необходимо уменьшать;
- при переключении транзистора могут возникать повышенные значения напряжения, особенно в случае наличия индуктивностей, поэтому необходимо вводить дополнительный контур (рис. 3.46, а);
- ток базы должен соответствовать току коллектора: большая степень насыщения приводит к возрастанию времени переключения (для устранения этого эффекта вводится цепь, препятствующая насыщению (рис. 3.46, б));
- для устранения паразитных влияний и улучшения защиты от колебаний напряжений на коллекторе необходимо на базе под-

держивать отрицательный потенциал во время периода запира-ния.

Приведем несколько характерных значений. При активной нагрузке время включения достигает 1—3 мкс, а время выключения 2—5 мкс. Эти времена увеличиваются для индуктивной нагрузки. Тем не менее частота переключения может быть го-

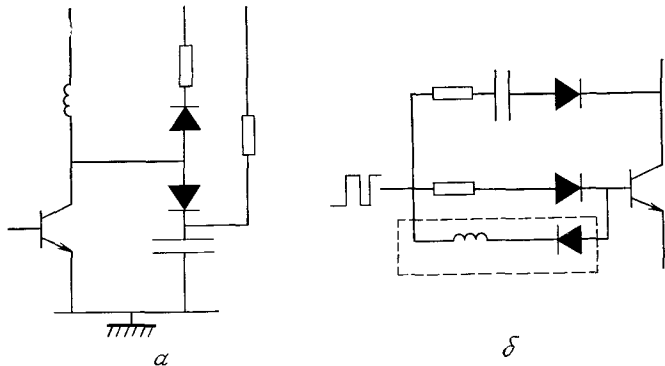


Рис. 3.46. Вспомогательная схема коммутации (а) и цепь, исключающая режим насыщения (б). Штриховой линией показана цепь для обеспечения отрицательного тока при запирании.

раздо больше, чем для тиристорov, и достигать нескольких десятков килогерц. Поэтому не следует использовать длинных линий связи и надо тщательно проверять состояние кабеля.

Основной недостаток биполярного транзистора состоит в том, что необходимо постоянно поддерживать напряжение на базе во время работы и нельзя пренебрегать током базы, так как он может составлять 20% тока коллектора. Транзистор более чувствителен к повышенным напряжениям, но благодаря простоте управления его применение оказывается предпочтительным в схеме питания с мощностью нагрузки, достигающей нескольких киловатт.

**Схема Дарлингтона.** Эта схема содержит два транзистора, один из которых создает ток для базы второго транзистора (рис. 3.47). Напряжение насыщения, потери мощности и время переключения имеют большие значения. Достоинство схемы Дарлингтона состоит в том, что она изготавливается в виде интегральных схем и при одинаковом токе рабочая поверхность кремния меньше, чем у биполярных транзисторов. Данные схемы представляют большой интерес при высоких напряжениях.

**Полевые транзисторы.** Эти транзисторы имеют три вывода: сток, затвор и исток (рис. 3.48). Основное преимущество полевых транзисторов по сравнению с биполярными состоит в следующем:

очень малый ток управления;  
очень большой входной импеданс;  
возможность параллельного подключения;  
очень малое время переключения (несколько наносекунд).  
С помощью полевых транзисторов пока нельзя получить такую же мощность переключения, как с помощью биполярных

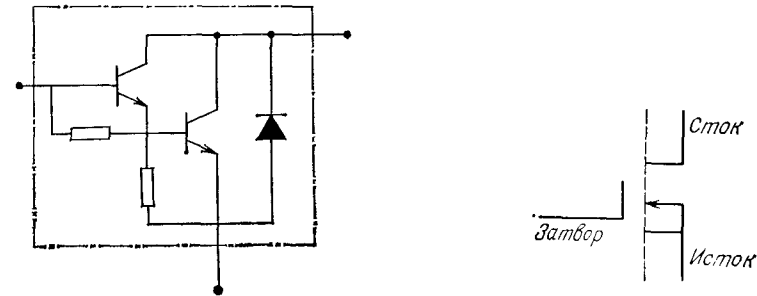


Рис. 3.47. Принципиальная схема Дарлингтона. Рис. 3.48. Схема полевого транзистора с изолированным затвором (МОП-транзистора).

транзисторов. Существуют транзисторы, с помощью которых можно переключать ток 8 А при напряжении 300 В. Здесь также возникает необходимость включения дополнительных цепей для уменьшения вероятности пробоя при переключениях. Диоды следует подбирать более тщательно с целью снижения времени переключения. Стоимость полевых транзисторов пока высока и для них требуется больше кремния. Но их основное преимущество состоит в совместимости с интегральными КМОП-микросхемами управления.

### 3.10. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Двигатели постоянного тока представляют собой удобные в эксплуатации электроприводы, в которых легко осуществляются регулирование по скорости и положению, а также контроль за движущими моментами. Их рабочие характеристики относятся к средним, несмотря на прогресс, достигнутый за счет использования дорогих магнитных материалов на основе кобальта. Выбор типа двигателя зависит от условий применения и рабочего режима. Основным ограничением применения того или иного двигателя почти всегда является их нагревание. Использование новых изоляционных материалов и принудительной вентиляции будет способствовать сближению характеристик электро- и гидроприводов.

## ГЛАВА 4

## Шаговые двигатели

## 4.1. ВВЕДЕНИЕ

Шаговые двигатели позволяют с высокой точностью преобразовывать цифровой электрический сигнал непосредственно в дискретные угловые перемещения (шаги) ротора. По принципу действия шаговый двигатель относится к двигателям синхронного типа: в нем существует связь между сигналом питания и положением ротора двигателя. Он обладает недостатками, связанными с неустойчивостью вращения при ускорении и торможении; кроме того, его рабочие характеристики имеют ограничения. Следует отметить, что вращающий момент двигателя зависит от положения ротора. Эти недостатки можно устранить, если согласовать систему питания с конструкцией двигателя. Можно также внести усовершенствования в техническую конструкцию: в параметры обмоток и магнитных цепей, в геометрию воздушного зазора.

Шаговые двигатели делятся на три типа:

- двигатели с ротором, представляющим собой постоянный магнит (магнитоэлектрические);
- синхронные реактивные двигатели с переменным магнитным сопротивлением (индукторные);
- гибридные двигатели (или синхронные реактивные двигатели), которые обладают свойствами двигателей первых двух типов.

Двигатель каждого типа обладает непостоянным магнитным сопротивлением, но в двигателе первого типа оно не играет большой роли. Сначала мы рассмотрим принципы функционирования, а затем уравнения, питание и способы управления этими двигателями.

## 4.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ

Рассмотрим сечение двигателя (рис. 4.1), имеющего четыре полюса в статоре и биполярный магнит ротора. Если питать обмотку  $\alpha\alpha'$ , ротор устанавливается таким образом, что

поток, проходящий через обмотку  $\alpha\alpha'$ , будет максимальным (при нулевом моменте нагрузки). Если питание поступает только на обмотку  $\beta\beta'$ , ротор поворачивается на  $\pm 90^\circ$  (в зависимости от направления тока в этой обмотке). При одновременном питании обмоток  $\alpha$  и  $\beta$  ротор занимает положение между 0 и  $90^\circ$  и  $45^\circ$ ,

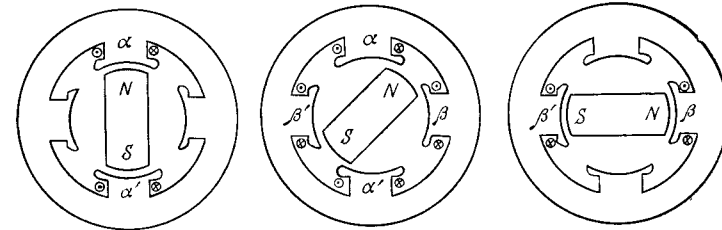


Рис. 4.1. Шаговый двигатель с постоянным магнитом.

если в обеих обмотках текут одинаковые токи. Таким образом, положение ротора зависит от полюса статора, на который поступает питание, и от направления тока, проходящего по этой обмотке. Описанный выше двигатель имеет четыре устойчивых

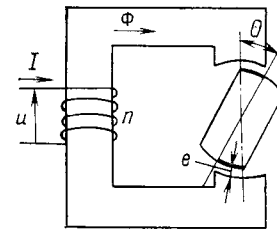


Рис. 4.2. Магнитная цепь с переменным магнитным сопротивлением.

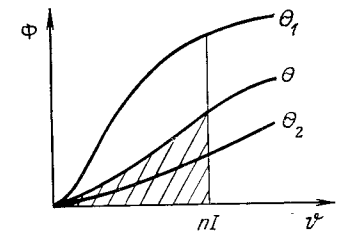


Рис. 4.3. Изменение потока в зависимости от м.д.с. для различных положений ротора.

положения с шагом, равным  $90^\circ$ , если питание поступает только на одну обмотку.

Даже при обесточенных обмотках ротор занимает определенное положение по направлению максимального потока в соответствии с осью симметрии статорных полюсов. Переменное магнитное сопротивление, обусловленное формой наконечников статора, в данном случае не имеет большого значения.

## 4.3. ПЕРЕМЕННОЕ МАГНИТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Рассмотрим магнитную цепь, показанную на рис. 4.2. Обмотка статора имеет  $n$  витков, и по ней проходит ток  $I$ . По-

ток, образующий магнитную цепь, связан с магнитодвижущей силой (м.д.с.)  $nI$  уравнением

$$R\Phi = nI.$$

Магнитное сопротивление  $R$  зависит от положения ротора. При этом  $\Theta$  отсчитывается от оси симметрии статора.

Если предположить, что линии поля в основном сконцентрированы в зоне наименьшего воздушного зазора, то магнитное сопротивление в нем записывается в виде

$$R_{\text{возд.зазор}} = 2e/\mu_0 s(\Theta),$$

где  $s(\Theta)$  — поверхность ротора, обращенная к статору. Поэтому можно написать  $nI = [R_0 + R(\Theta)]\Phi$ . Обычно используют магнитную проводимость (обратную магнитному сопротивлению)  $\Phi = nIP(\Theta)$ .

На практике трудно вычислить магнитное сопротивление или магнитную проводимость в воздушном зазоре и вблизи него, так как необходимо учитывать реальную конфигурацию линий поля и насыщение магнитного материала для каждого положения ротора. Поэтому получают изменение потока в зависимости от м.д.с., как показано на рис. 4.3. Поток имеет два экстремальных значения (при данном значении м.д.с.). Для случая, представленного на рис. 4.2, максимум имеет место при  $\Theta_1 = 0$  или  $\pi$ , а минимум — при  $\Theta_2 = \pm\pi/2$ . Вращающий момент определяется магнитной энергией, записываемой в виде

$$W_c = \int_0^I n\Phi dl = \int_0^\Theta \Phi d\vartheta.$$

На рис. 4.3 эта энергия при заданном  $\Theta$  представлена заштрихованной областью.

Вращающий момент при постоянном токе вычисляется по формуле

$$C = \partial W_c / \partial \Theta.$$

*Примечание:* можно использовать также следующие выражения:

$$W_c = \int_0^\Phi \vartheta d\Phi \quad \text{и} \quad C = -\partial W_c / \partial \Theta.$$

Для облегчения понимания данного явления ниже будем считать, что магнитная проводимость не зависит от тока  $I$ . Тогда выражения для  $W_c$  и  $C$  можно записать в виде

$$W_c = (1/2)(nI)^2 P, \quad C = (n^2 I^2 / 2) (\partial P / \partial \Theta).$$

Магнитная проводимость представляет собой периодическую функцию положения ротора. В случае, изображенном на рис. 4.2, период равен  $\pi$ . Если увеличить число зубцов ротора, период оказывается равным  $2\pi/N_r$  (где  $N_r$  — число зубцов ротора). С целью увеличения основной составляющей магнитной

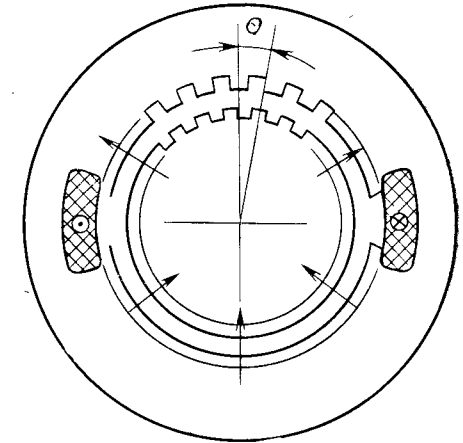


Рис. 4.4. Двигатель с однофазным магнитным сопротивлением и с большим числом зубцов.

проводимости статор также снабжается зубцами (рис. 4.4). Тогда

$$P(\Theta) = P_0 + P_1 \cos N_r \Theta + P_2 \cos 2N_r \Theta + \dots \quad \text{и} \\ C(\Theta) = -(n^2 I^2 / 2) N_r [P_1 \sin N_r \Theta + 2P_2 \sin 2N_r \Theta + \dots].$$

Электрический угол  $\theta$  вводится как  $\theta = N_r \Theta$ , что позволяет записывать выражение в общем виде. В последнем выражении основной составляющей является первая гармоника. Момент  $C(\Theta)$  может изменяться и не по синусоидальному закону. При этом член с  $2N_r \Theta$  увеличивает угол наклона механической характеристики при малых  $\Theta$ . Поэтому предпочтительнее располагать зубцы статора с тем же шагом, что и в роторе (с симметричным расположением выступов) (рис. 4.5, а). Все зубцы одного полюсного выступа одновременно участвуют в создании вращающего момента. Расположение зубцов с несимметричным расположением полюсных выступов (рис. 4.5, б) позволяет уменьшить влияние гармоник магнитной проводимости. Такая геометрическая структура предпочтительна в режиме синхронной работы: при этом снижаются флуктуации вращающих моментов.

Построим график функции  $C(\Theta)$  (рис. 4.6). Положение статического устойчивого равновесия для заданного момента нагрузки  $C_r$  находится между  $\Theta_m$  и 0 (рабочая точка определена

с точностью  $2\pi/N_r$ ). Без специального коммутирующего устройства нельзя перейти от одного устойчивого положения ротора к другому. Ниже рассмотрены коммутаторы, используемые конструкторами для однофазных двигателей. В многофазных двигателях проблема получения устойчивого вращения решается проще.

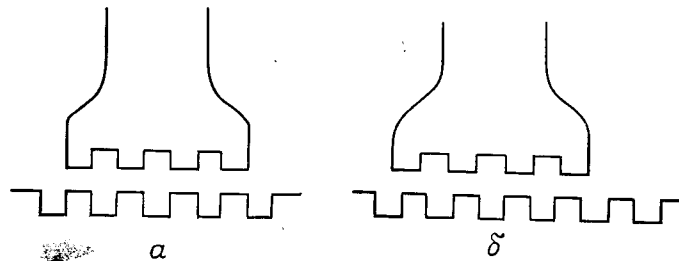


Рис. 4.5. Возможные геометрические формы ротора и статора.

Отметим, что вращающий момент пропорционален числу зубцов ротора, поэтому синхронные реактивные двигатели могут развивать большие вращающие моменты при малых элементарных перемещениях ротора. При синхронной работе скорость синхронизации равна  $2\omega/N_r$  рад/с или  $2f/N_r$  об/с. Принцип дей-

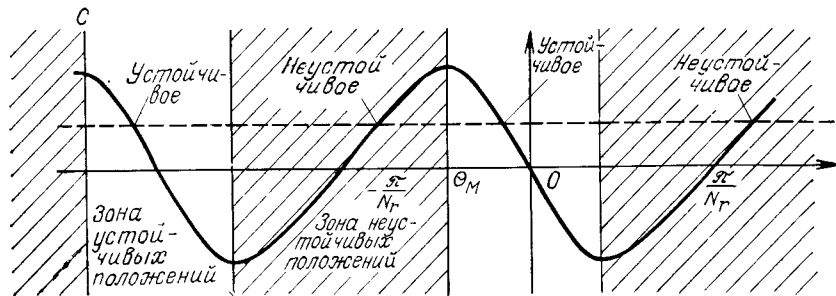


Рис. 4.6. Изменение вращающего момента двигателя в зависимости от положения ротора.

ствия гибридных двигателей отличается от описанного выше. Рассмотрим ту же магнитную цепь (рис. 4.2) и поместим в нее две обмотки статора с  $n_0$  и  $n$  витками соответственно, по которым проходят токи  $I_0$  и  $I$ . В этом случае вращающий момент равен

$$C = (1/2) (n_0 I_0 + n I)^2 (\partial P / \partial \Theta).$$

В гибридных двигателях используется первая гармоника  $n_0 I_0 n I (\partial P / \partial \Theta)$ . Член  $n_0 I_0$  определяется характеристиками магни-

та, а вращающий момент пропорционален току  $I$ , тогда как при том же расположении зубцов он пропорционален  $I^2$ . Составляющие вращающих моментов  $(n^2 I^2 / 2) (\partial P / \partial \Theta)$  также присутствуют, но они имеют меньшие значения.

#### 4.4. СИНХРОННЫЕ РЕАКТИВНЫЕ ШАГОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ПЕРЕМЕННЫМ МАГНИТНЫМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ

##### 4.4.1. Принцип действия

Синхронный многосекционный реактивный двигатель представляет собой устройство, состоящее из  $N$  двигателей, аналогичных двигателю, показанному на рис. 4.4, а их роторы последовательно смещены относительно друг друга на угол  $2\pi / NN_r$  (или на электрический угол  $2\pi / N$ , если все статоры симметричны).

На рис. 4.7 показан двигатель с тремя секциями. Число устойчивых положений ротора равно  $NN_r$ , а направление его вращения зависит от порядка чередования фаз. Отметим, что

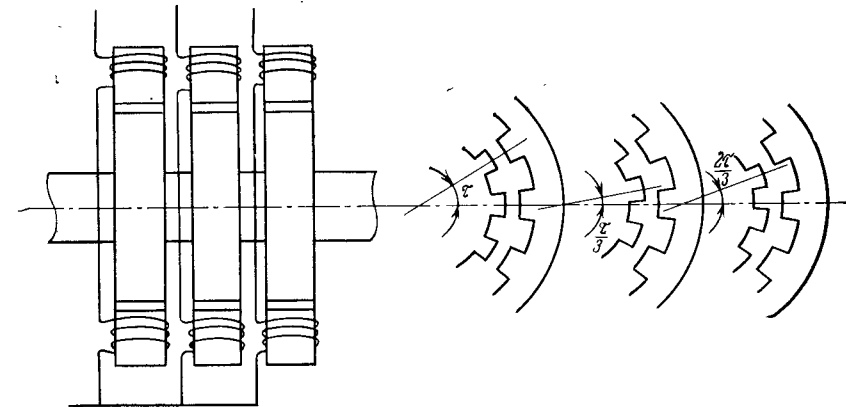


Рис. 4.7. Двигатель с тремя секциями ( $\tau = 2\pi / N_r$ ).

три элементарных двигателя электрически и магнитно независимы. Момент инерции ротора велик, так как необходимо обеспечивать циркуляцию магнитного потока. Такая конструкция двигателя применяется только при больших мощностях; ее стоимость велика, потому что трудно достаточно точно расположить роторы с малыми угловыми смещениями.

**Синхронные реактивные двигатели с различным числом полюсных выступов.** В наиболее часто применяемой конструкции двигателя полюсные выступы расположены на поверхности статора на равных расстояниях друг от друга с углом  $2\pi/N$  (рис. 4.8). Число зубцов в роторе  $N_r$  может быть равно числу полюсных выступов статора или существенно больше.

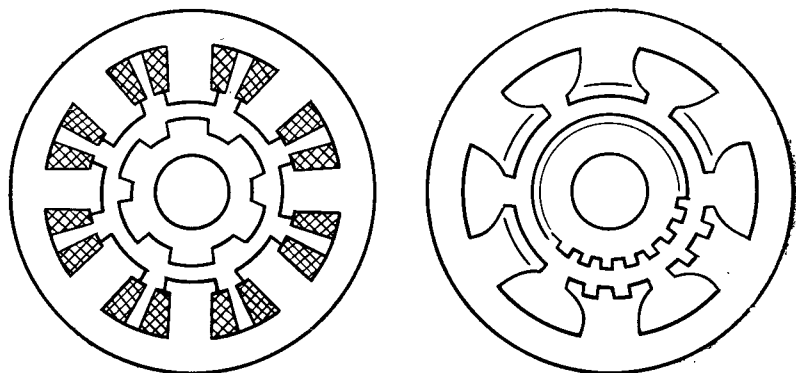


Рис. 4.8. Синхронные реактивные двигатели с  $N$  полюсными выступами.

Числа зубцов  $N_r$  и выступов  $N$  не могут быть выбраны произвольно. Если теоретически допускается, что  $N$  и  $N_r$  имеют любую степень кратности, то практически желательно выбирать эти два числа так, чтобы они удовлетворяли уравнению

$$N_r - KN = \pm 2p,$$

где  $K$  — целое число, а  $p$  — число идентичных секций двигателя. В этом случае двигатель может функционировать как синхронный в режиме разностной частоты вращения. Число устойчивых положений равно  $N_r N / 2p$ . Например, если  $N=8$ ,  $N_r=6$  и  $p=1$ , имеем 24 шага за оборот, а если  $N=8$ ,  $N_r=50$  и  $p=1$ , то имеем 200 шагов за оборот.

#### 4.4.2. Вращающий момент

Поток, создаваемый обмоткой, замыкается на ближайших или на других полюсных выступах статора в зависимости от схемы питания. Поведение двигателя различно в этих двух случаях. Пусть  $P_i$  — магнитная проводимость  $i$ -го полюсного выступа (в основном это магнитная проводимость в магнитном материале выступа и воздушном зазоре) и  $I_i$  — ток в обмотке.

Рассмотрим два случая в зависимости от того, равна или не равна нулю сумма  $\sum_{i=1}^N I_i P_i$ . Во втором случае возникает разность магнитных потенциалов между ротором и статором, что приводит к уменьшению вращающего момента.

Допустим, что магнитные проводимости выступов  $P_i$  не зависят от токов  $I_i$ , тогда выражение для вращающего момента запишется в виде

$$C = \frac{n^2 N_r}{2} \left\{ \sum_{i=1}^N I_i^2 \frac{\partial P_i}{\partial \theta} - 2 \frac{\sum_{i=1}^N I_i P_i}{\sum_{i=1}^N P_i} \sum_{i=1}^N I_i \frac{\partial P_i}{\partial \theta} \right\},$$

где  $\theta = N_r \theta$ ,  $\sum_{i=1}^N P_i = N P_0$ .

Первое слагаемое этого выражения пропорционально квадрату тока. Второе слагаемое, если оно существует, также записывается в виде квадратичной комбинации токов. Рассмотрим два основных способа питания обмоток статора.

*Первый способ:*

$$I_i = I_{i+(N/2p)} = \dots = I_{i-(N/2p)} = I,$$

$$C = n^2 p N_r I^2 \left[ 1 - \frac{4p}{N P_0} \right] \frac{\partial P_i}{\partial \theta}.$$

Линии магнитного поля для этого случая показаны на рис. 4.9, а. *Второй способ:*

$$I_i = -I_{i+(N/2p)} = I, \quad C = n^2 p N_r I^2 \frac{\partial P_i}{\partial \theta}.$$

Магнитный поток проходит через ротор до противоположного полюса статора. На рис. 4.9, б показаны основные магнитные линии без учета потерь потока.

Выбор способа питания определяется не только необходимостью получения возможно большего вращающего момента (в этом смысле выгоднее второй способ), но также с целью упростить питание обмоток статора. Двигатели имеют обычно четное число полюсных выступов статора, и питание подается на два диаметрально противоположных выступа с целью компенсации нормальных нагрузок на ротор. Однако в некоторых конструкциях двигателя встречается нечетное число выступов (например, 5) и питание подается на три выступа.

Если учесть только первую гармонику магнитной проводимости, то

$$P_i = P_0 + P_1 \cos \left[ N_r \theta - \frac{2\pi N_r}{N} (i-1) \right]$$

или  $P_i = P_0 + P_1 \cos \left[ \theta - \frac{4\epsilon p \pi}{N} (i-1) \right]$  при  $\epsilon = \pm 1$ .

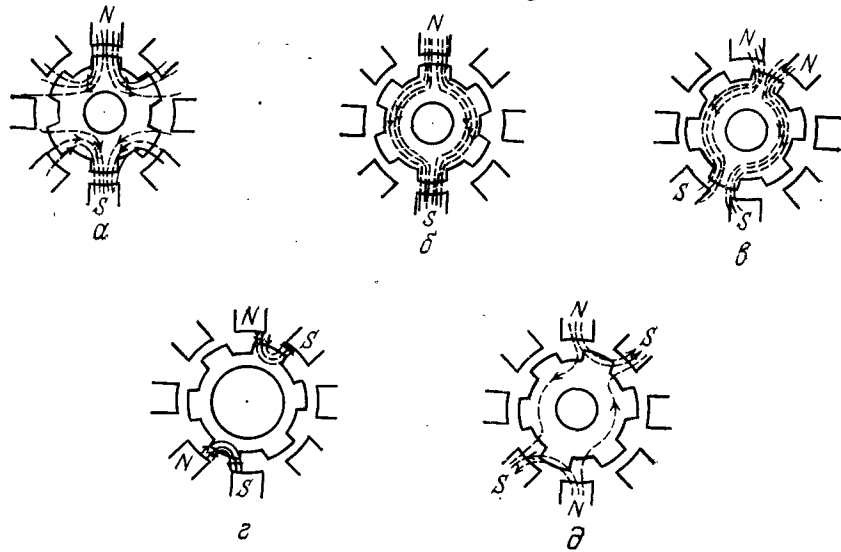


Рис. 4.9. Питание шаговых двигателей.

Когда питание подается на выступы  $i, i + (N/2p), \dots$ , вращающий момент записывается в виде

$$C = -kI^2 \sin \left[ \theta - \frac{4\epsilon p \pi}{N} (i-1) \right].$$

При смещении питания на соседних выступах выражение для вращающего момента принимает вид

$$C = -kI^2 \sin \left[ \theta + \frac{4\epsilon p \pi}{N} - \frac{4\epsilon p \pi}{N} (i-1) \right].$$

При одном и том же моменте нагрузки ротор смещен на электрический угол  $4p\pi/N$  или на механический угол  $2\pi(2p/NN_r)$ , т. е. на один шаг (рис. 4.10).

Если подавать одновременно питание на два соседних полюса, то, учитывая  $I_i = -I_{i+(N/2p)}$ , выражение для вращающего момента можно записать в виде

$$C = -2kI^2 \cos \frac{2\pi}{N} \sin \left[ \theta + \frac{2\epsilon p \pi}{N} - \frac{4\epsilon p \pi}{N} (i-1) \right].$$

При этом устойчивое положение смещается на угол  $2p\pi/N$ , а ротор располагается между полюсами, на которые подается питание. В данном случае амплитуда вращающего момента оказывается больше, чем в случае последовательного питания полюсов, за исключением случая, когда  $N=3$  и  $p=1$  или  $N=6$ .

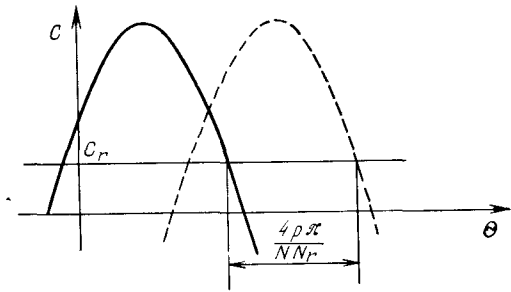


Рис. 4.10. Изменение вращающего момента при последовательной подаче тока на два статорных полюсных выступа.

и  $p=2$ . В случае, представленном на рис. 4.9, в, г, максимальная амплитуда вращающего момента умножается на  $\sqrt{2}$ . Схема питания полюсов статора, приведенная на рис. 4.9, г, представляет большой интерес, так как линии потока от одного полюса замыкаются на соседнем полюсе, поэтому в роторе делаются вырезы, что существенно снижает момент инерции. Однако тот же двигатель, работающий при подаче питания на один полюс, имеет худшие рабочие характеристики, потому что магнитное сопротивление ротора уменьшает поток до некоторой м.д.с.

Питание полюсов, показанное на рис. 4.9, д, приведет к появлению в выражении для вращающего момента не только первой, но и второй гармоники.

## 4.5. ГИБРИДНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

### 4.5.1. Принцип действия

Гибридные двигатели обладают достоинствами двигателей с постоянными магнитами и синхронных реактивных двигателей с переменным магнитным сопротивлением. Эти двигатели имеют вращающий момент, пропорциональный току, и делают большое число шагов за один оборот.

Постоянные магниты создают так называемый униполярный поток, так как индукция в воздушном зазоре полностью ориентирована в одном и том же направлении (рис. 4.11). Униполярный поток замыкается через корпус или второй статор двигателя, идентичный первому. Таким образом, магнитный поток увеличивается в 2 раза (рис. 4.11, б). Статоры расположены

симметрично, а обмотки их полюсных выступов соединены между собой. Роторы двигателя смещены на половину роторного зубца.

Поток, создаваемый обмоткой статора в случае, изображенном на рис. 4.11, а, замыкается на противоположном полюсе и

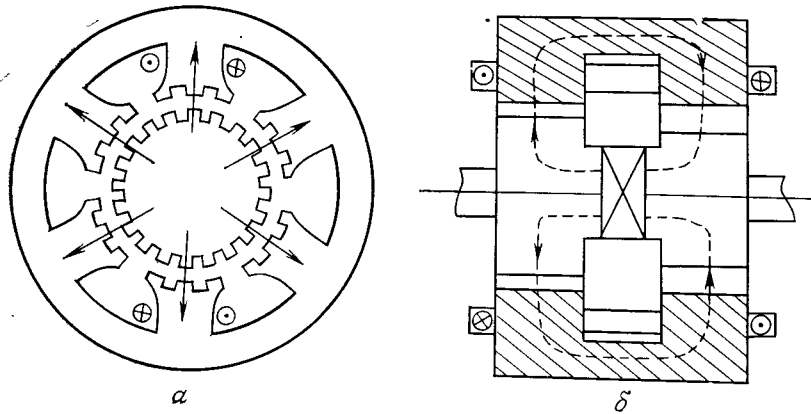


Рис. 4.11. Гибридный шаговый двигатель.

цилиндрическом корпусе. Таким образом, весь поток, который может изменяться во времени, не проходит по магниту.

Функционирование двигателя в режиме разностной частоты вращения (синхронный режим с синусоидальным питанием) возможно, если только выполняется следующее условие:

$$N_r - KN = \pm p.$$

Предположим, что это условие выполнено, тогда для магнитной проводимости  $i$ -го полюса можно написать, ограничиваясь лишь первой гармоникой, следующее выражение:

$$P_i = P_0 \pm P_1 \cos \left[ \theta - \frac{2\epsilon p \pi}{N} (i-1) \right] \quad \text{при } \epsilon = \pm 1.$$

Выражение для магнитной проводимости соответствующего полюса второго статора двигателя имеет следующий вид:

$$P_i' = P_0 - P_1 \cos \left[ \theta - \frac{2\epsilon p \pi}{N} (i-1) \right],$$

поскольку существует смещение на половину зубца.

### 4.5.2. Вращающий момент

Прежде чем вычислять магнитную энергию, необходимо составить соответствующую эквивалентную схему. Схема,

приведенная на рис. 4.12, достаточно точно отражает функционирование сдвоенного гибридного двигателя. Постоянный магнит определяется м. д. с.  $\Phi_a$  и магнитным сопротивлением  $R'_a$ , которое всегда велико. Пусть  $R'_0$  — магнитное сопротивление корпуса двигателя, обеспечивающего циркуляцию униполярного по-

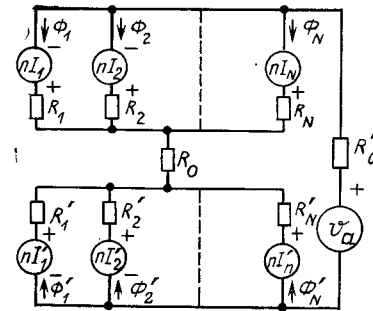


Рис. 4.12. Эквивалентная магнитная схема гибридного двигателя.

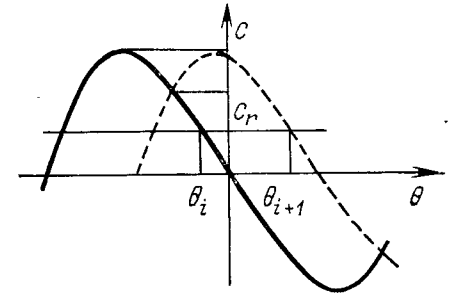


Рис. 4.13. Изменение вращающего момента гибридного двигателя в зависимости от положения ротора (два случая изменения магнитной проводимости по синусоидальному закону).

тока, создаваемого магнитом. Выражение для магнитной энергии записывается в виде

$$W_c = \frac{1}{2} \frac{P_a \sum P_i}{2P_a + \sum P_i} \Phi_a^2 - n \frac{P_a \delta_a}{2P_a + \sum P_i} \sum I_i (P_i' - P_i) + \frac{n^2}{2} \sum I_i^2 (P_i + P_i') - \frac{n^2 P_a [\sum I_i (P_i + P_i')]^2}{(\sum P_i)(2P_a + \sum P_i)} - \frac{n^2}{2} \frac{(\sum I_i P_i)^2 + (\sum I_i P_i')^2}{2P_a + \sum P_i}.$$

$$\text{где } P_a \delta_a = \frac{\delta_a}{R_0' + R_a'} = \frac{\Phi_a R_a'}{R_a' + R_0'} \approx \Phi_a.$$

Если мы снова в разложении магнитных проводимостей в ряд Фурье ограничимся двумя первыми гармониками, то получим

$$C = \frac{2n\Phi_a N_r}{2P_a + NP_0} \sum I_i \frac{\partial P_i}{\partial \theta} - \frac{n^2 N_r \sum I_i (P_i - P_i')}{2P_a + NP_0} \sum I_i \frac{\partial P_i}{\partial \theta},$$

$$\text{или } C = \frac{N_r}{2P_a + NP_0} \left[ 2n\Phi_a - n^2 \sum I_i (P_i - P_i') \right] \sum I_i \frac{\partial P_i}{\partial \theta}.$$

Путем изменения схемы питания устранить второй член в скобках невозможно. Для уравнивания радиальных нагрузок, действующих на ротор, применяют следующую схему питания для каждой пары обмоток:

$$I_i = -I_{i+(N/2p)} = I.$$

Тогда выражение для вращающего момента записывается в виде

$$C = -\frac{4pN_r}{2P_a + NP_0} \left\{ n\Phi_a - n^2IP_1 \cos \left[ \theta - \frac{2\epsilon p\pi}{N} (i-1) \right] \right\} I \sin \left[ \theta - \frac{2\epsilon p\pi}{N} (i-1) \right],$$

или

$$C = -C_1 I \sin \left[ \theta - \frac{2\epsilon p\pi}{N} (i-1) \right] + C_2 I^2 \sin 2 \left[ \theta - \frac{2\epsilon p\pi}{N} (i-1) \right].$$

В этом выражении обязательно присутствует вторая гармоника вращающего момента, но она часто мала, и член, определяющий  $C$ , пропорционален току в обмотке статора (рис. 4.13).

При замене  $i$  на  $i+1$  ротор смещается на угол  $2p\pi/NN_r$ . При этом число шагов за оборот равно  $NN_r/p$ . Например, если  $N=8$ ,  $N_r=6$  и  $p=2$ , то число шагов за оборот равно 24, а если  $N=8$ ,  $N_r=50$  и  $p=2$ , то число шагов равно 200.

Отметим, что  $N$  и  $N_r$  следует выбирать из условия  $N_r - KN = \pm p$ .

*Примечание.* Если обмотки полюсных выступов статора питаются согласованной многофазной системой с угловой частотой  $\omega$ , скорость синхронизации равна  $\omega/N_r$ .

Как и в случае шагового синхронного двигателя с реактивным ротором (чисто магнитным сопротивлением), можно одновременно обеспечить питание двух соседних обмоток  $i$  и  $i+1$  одним и тем же током  $I$ . Тогда получаем

$$C = -2C_1 I \cos \frac{p\pi}{N} \sin \left[ \theta - \frac{\epsilon p\pi}{N} - \frac{2\epsilon p\pi}{N} (i-1) \right] + 2C_2 I^2 \cos \frac{2p\pi}{N} \sin 2 \left[ \theta - \frac{\epsilon p\pi}{N} - \frac{2\epsilon p\pi}{N} (i-1) \right].$$

Ротор смещается на полшага для того же момента нагрузки. Отметим, что в двух приведенных выше примерах ( $N=8$  и  $p=2$ ) первый член умножается на  $\sqrt{2}$ , а второй принимается равным нулю. Вторая гармоника вращающего момента существует только благодаря наличию второй гармоники магнитной проводимости.

Такой способ питания предпочтителен, но он имеет недостаток, так как при обесточенных обмотках ротор принимает такое положение, при котором магнитный поток максимален (заранее

уточнить его установку трудно). Напишем снова выражение для магнитной энергии

$$W_c = \frac{1}{2} \frac{\sum P_i}{P_a(2P_a + \sum P_i)} \Phi_a^2.$$

Здесь сумма  $\sum P_i$  постоянна и равна  $NP_0$  только в первом приближении. В действительности же существуют гармоники  $k_0$ , такие, как  $k_0 p = N$ , где  $N$  равно целому числу. В первом приближении

$$\sum P_i = N [P_0 + P_{k_0} \cos k_0 \theta].$$

Таким образом, при отсутствии тока остаточный вращающий момент равен

$$C = \frac{NN_r k_0 P_{k_0}}{2P_a(2P_a + NP_0)} \Phi_a^2 \sin \frac{N}{p} \theta.$$

При нулевом моменте нагрузки ротор принимает положения, при которых

$$\theta = 0, \quad \frac{2p\pi}{NN_r}, \quad \dots, \quad m \frac{2p\pi}{NN_r},$$

т. е. в точках, устойчивых при питании одной обмотки. Во всех случаях этот остаточный вращающий момент прибавляется к основному вращающему моменту и составляет примерно 10% последнего.

При  $N=8$  и  $p=2$  вращающий момент записывается в виде (например, для  $i=1$ )

$$C = -C_1 I \sin \theta + C_2 I^2 \sin 2\theta + C_4 \sin 4\theta.$$

Если возбуждают обмотки 1 и 2, выражение для вращающего момента записывается в виде

$$C = -C_1 \sqrt{2} I \sin \left( \theta - \frac{\pi}{4} \right) + C_4 \sin 4\theta.$$

#### 4.6. ДВИГАТЕЛИ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ

В разд. 4.2 мы рассмотрели принцип действия таких двигателей. Для любого типа конструкции двигателя необходимо, чтобы число пар полюсов соответствовало числу пар зубцов ротора (обычно эти числа равны между собой). На схеме, приведенной на рис. 4.14, отражено это свойство (для удобства представления схема двигателя развернута в линию).

Эквивалентная схема двигателя всегда сводится к эквивалентной схеме двухфазной машины с двумя обмотками  $\alpha$  и  $\beta$ , по которым протекают токи, сдвинутые по фазе на  $90^\circ$

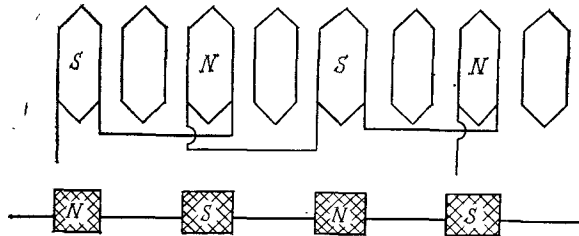


Рис. 4.14. Шаговый двигатель с постоянным магнитом в роторе.

(рис. 4.15). Положение ротора указано электрическим углом  $\theta$ , удовлетворяющим условию  $\theta = p\Theta$ , где  $\Theta$  — механический угол,  $p$  — число пар полюсов.

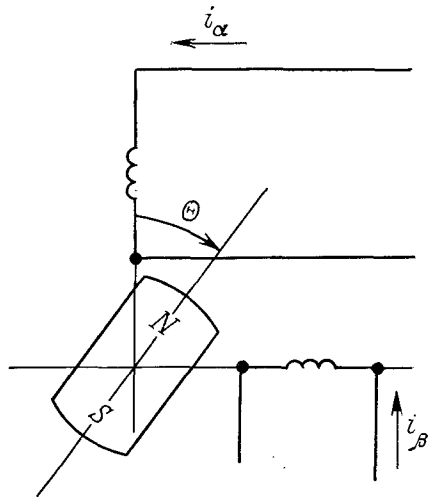


Рис. 4.15. Эквивалентная схема шагового двигателя с постоянным магнитом в роторе.

Для полных потоков, действующих на обмотку (поток на один виток, умноженный на число витков), можно написать в зависимости от токов и потока, создаваемого магнитом, следующие выражения:

$$\Psi_\alpha = (L_0 + L_2 \cos 2\theta) i_\alpha + L_2 \sin 2\theta i_\beta + \Psi_0 \cos \theta,$$

$$\Psi_\beta = L_2 \sin 2\theta i_\alpha + (L_0 - L_2 \cos 2\theta) i_\beta + \Psi_0 \sin \theta.$$

Параметры  $L_0$  (собственная индуктивность) и  $L_2$  (взаимная индуктивность ротора и полюса статора) характеризуют среднюю величину индукции и ее изменения в зависимости от положения

зубцов ротора относительно выступов статора. Параметр  $L_2$  обусловлен магнитным сопротивлением. Магнитная энергия в этом случае записывается в виде

$$W_c = \frac{1}{2} (i_\alpha i_\beta) \begin{pmatrix} \Psi_\alpha \\ \Psi_\beta \end{pmatrix},$$

откуда находим

$$C = p\Psi_0 [-i_\alpha \sin \theta + i_\beta \cos \theta] + pL_2 [(-i_\alpha^2 + i_\beta^2) \sin 2\theta + 2i_\alpha i_\beta \cos 2\theta].$$

Итак, для  $i_\alpha = I$

$$C = -c_1' I \sin \theta - c_2' I^2 \sin 2\theta$$

и для  $i_\beta = I$

$$C = -c_1' I \sin \left( \theta - \frac{\pi}{2} \right) - c_2' I^2 \sin 2 \left( \theta - \frac{\pi}{2} \right),$$

а при одновременном питании двух обмоток  $i_\alpha = i_\beta = I$

$$C = -c_1' I \sin \left( \theta - \frac{\pi}{4} \right) - c_2' (I\sqrt{2})^2 \sin 2 \left( \theta - \frac{\pi}{4} \right).$$

Число шагов за один оборот равно  $4p$ , но может быть удвоено при одновременном питании двух обмоток. Этот способ питания имеет тот же недостаток, что и в гибридном двигателе, а именно: при отсутствии тока ротор естественно устанавливается в соответствии с направлением полюсов статора. Магнитное сопротивление потока представляет собой зависимость от  $\cos 4p\theta$ , а вращающий момент — от  $\sin 4p\theta$ .

*Примечание.* Коэффициент  $c_2'$  в выражении для вращающего момента может быть отрицательным, и наличие явно выраженного полюса не обязательно благоприятно сказывается на точности установки ротора.

## 4.7. ОБМОТКИ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 4.7.1. Обмотки

С точки зрения функционирования три типа шаговых двигателей можно свести к двум типам:

- синхронным реактивным двигателям, в которых вращающий момент пропорционален квадрату тока;
- двигателям с постоянными магнитами и гибридным двигателям с вращающим моментом, пропорциональным току и зависящим от его направления.

В синхронных реактивных двигателях ток имеет одно направление. Поэтому на одном выступе размещается одна обмотка, а схема питания бывает либо трехфазной с независимыми фазами, либо с фазами, соединенными в звезду (рис. 4.16, а и б), либо в виде четырех фаз (рис. 4.16, в), а чаще всего многофазной. Число фаз связано с числом статорных выступов и полюсов. На практике обмотки чаще всего размещаются так, как показано на рис. 4.16, а—в.

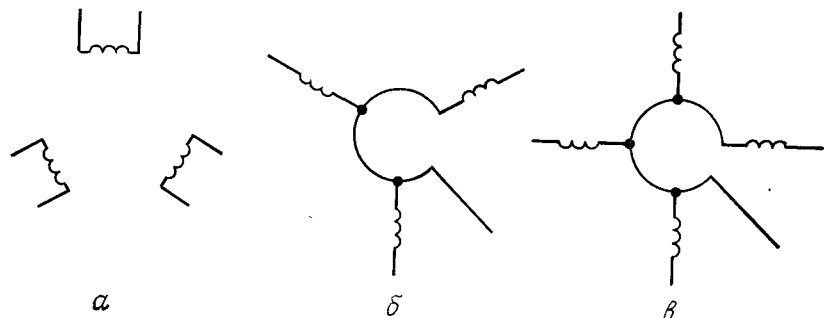


Рис. 4.16. Размещение обмоток синхронных реактивных двигателей с переменным магнитным сопротивлением.

Для двигателей с постоянными магнитами и для гибридных двигателей возможны два различных способа включения:

- одна обмотка на фазу (ток при этом может протекать в двух направлениях (рис. 4.17, а));
- две обмотки, соединенные между собой в противофазе. В этом случае они питаются от одного и того же однонаправленного источника (рис. 4.17, б).

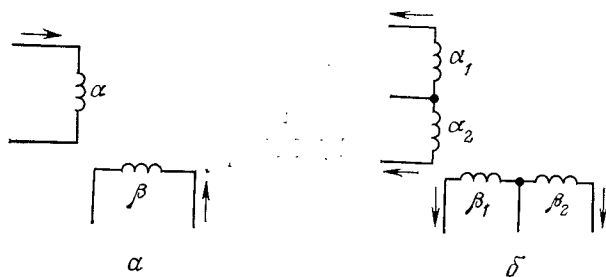


Рис. 4.17. Способы включения обмоток двигателей с постоянным магнитом и гибридных двигателей.

Эти двухобмоточные (бифилярные) двигатели часто являются двухфазными с обмотками, питание которых сдвинуто по

фазе на  $90^\circ$ . В них легко можно увеличить число фаз, которое всегда зависит от числа выступов и пар полюсов.

#### 4.7.2. Последовательность включения питания

Ниже мы назовем первым способом включения питания способ, когда питание подается на один выступ, и вторым способом включения — способ, когда питание одновременно подается на два соседних полюсных выступа.

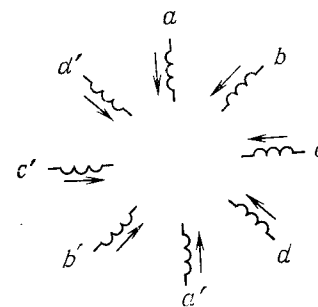


Рис. 4.18.

**Синхронные реактивные двигатели с переменным магнитным сопротивлением.** Последовательность включения питания приведена в качестве примера. Она пригодна для двигателя с семью выступами и одной парой полюсов. Таким образом, число фаз равно 4. Направление тока в обмотках показано на рис. 4.18, и оно соответствует случаю, рассмотренному на рис. 4.9, д.

Первый способ включения питания

	aa'	bb'	cc'	dd'
1	I	0	0	0
2	0	-I	0	0
3	0	0	I	0
4	0	0	0	-I

Второй способ включения питания

	aa'	bb'	cc'	dd'
1'	I	-I	0	0
2'	0	-I	I	0
3'	0	0	I	-I
4'	I	0	0	-I

Описанная таким образом последовательность питания вызывает вращение ротора в направлении против часовой стрелки.

**Однообмоточный двигатель с магнитом.** Направление тока показано на рис. 4.17, а.

Первый способ включения питания

	$\alpha$	$\beta$
1	$I$	0
2	0	$I$
3	$-I$	0
4	0	$-I$

Второй способ включения питания

	$\alpha$	$\beta$
1'	$I$	$I$
2'	$I$	$I$
3'	$-I$	$-I$
4'	$I$	$-I$

**Бифилярные двигатели с магнитом.** Направления токов в обмотках  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_1$  и  $\beta_2$  показаны на рис. 4.17, б.

Первый способ включения питания

Второй способ включения питания

	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\beta_1$	$\beta_2$
1	$I$	0	0	0
2	0	0	$I$	0
3	0	$I$	0	0
4	0	0	0	$I$

	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\beta_1$	$\beta_2$
1'	$I$	0	$I$	0
2'	0	0	$I$	0
3'	0	$I$	0	$I$
4'	$I$	0	0	$I$

*Примечание.* Например, можно было бы в обмотки  $\alpha$  и  $\beta$  подавать сильно различающиеся токи  $I_\alpha$  и  $I_\beta$ . Пусть  $I_\alpha = I \cos \gamma$  и  $I_\beta = I \sin \gamma$ , тогда первая гармоника вращающего момента равна

$$C = -c_1 I \cos \gamma \sin \theta + c_1 I \sin \gamma \cos \theta = -c_1 I \sin(\theta - \gamma).$$

В этом случае можно произвольно устанавливать ротор.

Данный способ имеет два недостатка: величина  $\gamma$  выбирается с учетом вращающего момента, развиваемого в интервале углов  $2\theta$ , и остаточного вращающего момента, а также возникает проблема обеспечения устойчивости.

Метод малых перемещений можно использовать только в двигателях с очень малым вращающим моментом, обусловленным взаимной магнитной индуктивностью между выступами статора и зубцами ротора. В синхронных реактивных двигателях этот способ трудно реализовать, так как вращающие моменты пропорциональны квадрату токов. По этому методу предварительно задаются амплитуды токов в обеих обмотках для каждого положения ротора. Число этих положений обязательно огра-

ниченно, так как нельзя вычислить требуемые токи в реальном масштабе времени для каждого положения ротора. Таким образом, составляется и вводится в запоминающее устройство таблица значений для каждого дискретного положения. Каждый шаг разделен на  $1/2$ ,  $1/4$  и так до  $1/16$  шага. Дальнейшее квантование может оказаться сложным. Тем не менее трудности остаются, поскольку момент нагрузки изменяет положение равновесия.

#### 4.7.3. Уравнения для двигателей с магнитами

Из эквивалентной схемы, приведенной на рис. 4.12, можно вывести уравнения для гибридного двигателя. Напишем выражение для общего потока  $\psi_i$  в обмотке  $i$ -го выступа:

$$\psi_i = n(\Phi_i + \Phi_i').$$

В зависимости от различных токов и от  $\Phi_a$  это выражение принимает следующий вид:

$$\psi_i = M_{1i}I_1 + M_{2i}I_2 + \dots + L_i I_i + \dots + M_{Ni}I_N + \psi_{0i},$$

где  $\psi_{0i}$  — поток, созданный магнитом.

Остается задать порядок подачи питания на  $P$  пар полюсов (образующих фазы питания):

$$I_i = -I_{i+(N/2p)} = I_{i+(N/p)} = \dots$$

Обозначая фазы питания через  $a, b, \dots, l$ , напомним

$$\begin{bmatrix} \psi_a \\ \psi_b \\ \vdots \\ \psi_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_a & M_{ab} & \dots & M_{al} \\ M_{ab} & L_b & \dots & M_{bl} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{al} & \dots & \dots & L_l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ \vdots \\ I_l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \psi_{0a} \\ \psi_{0b} \\ \vdots \\ \psi_{0l} \end{bmatrix}$$

Если  $N=8$  и  $p=2$ , получаем

$$\begin{aligned} L_a &= 2n^2 \left[ 4P_0 - \frac{2P_1^2}{P_a + 4P_0} - \frac{2P_1^2 \cos^2 2\theta}{P_a + 4P_0} \right], \\ L_b &= 2n^2 \left[ 4P_0 - \frac{2P_1^2}{P_a + 4P_0} + \frac{2P_1^2 \cos 2\theta}{P_a + 4P_0} \right], \\ M_{ab} &= -2n^2 \frac{2P_1^2 \sin 2\theta}{P_a + 4P_0}, \quad \psi_{0a} = 2 \frac{2n\Phi_a}{P_a + 4P_0} P_1 \cos \theta, \\ \psi_{0b} &= 2 \frac{2n\Phi_a}{P_a + 4P_0} P_1 \sin \theta. \end{aligned}$$

Эти уравнения по форме идентичны уравнениям для двигателя с постоянными магнитами в роторе, что подтверждает ана-

логию между двумя типами двигателей с точки зрения их функционирования. Из уравнений, полученных в разд. 4.6, выведем следующие уравнения:

$$u_\alpha = Ri_\alpha + (L_0 + L_2 \cos 2\theta) \frac{di_\alpha}{dt} + L_2 \sin 2\theta \frac{di_\beta}{dt} - 2 [L_2 \sin 2\theta i_\alpha - L_2 \cos 2\theta i_\beta] \frac{d\theta}{dt} - \psi_0 \sin \theta \frac{d\theta}{dt},$$

$$u_\beta = Ri_\beta + (L_0 - L_2 \cos 2\theta) \frac{di_\beta}{dt} + L_2 \sin 2\theta \frac{di_\alpha}{dt} + 2 [L_2 \cos 2\theta i_\alpha + L_2 \sin 2\theta i_\beta] \frac{d\theta}{dt} + \psi_0 \cos \theta \frac{d\theta}{dt}.$$

Эти дифференциальные уравнения нелинейны. Их можно упростить, если пренебречь членами второго порядка малости:

$$u_\alpha = Ri_\alpha + L_0 \frac{di_\alpha}{dt} - \psi_0 \sin \theta \frac{d\theta}{dt}, \quad u_\beta = Ri_\beta + L_0 \frac{di_\beta}{dt} + \psi_0 \cos \theta \frac{d\theta}{dt}.$$

Слагаемые  $\psi_0 \sin \theta (d\theta/dt)$  и  $\psi_0 \cos \theta (d\theta/dt)$  эквивалентны э.д.с. и зависят как от скорости, так и положения ротора.

#### 4.7.4. Уравнения для синхронных реактивных двигателей с переменным магнитным сопротивлением

Вывод уравнений для синхронных реактивных двигателей с переменным магнитным сопротивлением производится также, исходя из эквивалентной магнитной схемы, приведенной на рис. 4.19.

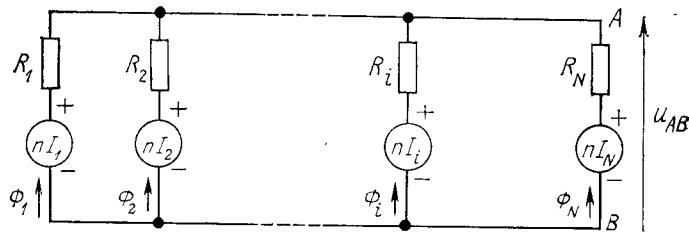


Рис. 4.19. Упрощенная эквивалентная магнитная схема синхронного двигателя.

Если выполняется условие  $\sum I_i P_i = 0$ , точки А и В, относящиеся соответственно к корпусам статора и ротора, имеют одинаковые магнитные потенциалы и

$$\psi_i = n^2 P_i I_i.$$

Соединения обмоток различных выступов для образования фаз не влияют на форму этого выражения. Если

$$I_a = I_1 = I_{1+(N/p)} = -I_{1+(N/2p)} = \dots,$$

то  $\psi_a = 2n^2 p P_i I_a = 2n^2 p [P_0 + P_1 \cos \theta] I_a$ .

Таким образом, матрица  $[\mathcal{L}]$ , определяемая равенством  $[\Psi] = [\mathcal{L}][I]$ , диагональна и зависит от положения ротора. В действительности же эта матрица не является диагональной, так как корпуса ротора и статора обладают магнитным сопротивлением, которым нельзя пренебречь, а также существует поток рассеяния. Поэтому в матрице присутствуют члены, обусловленные взаимной индуктивностью полюсных выступов. Они имеют также, если сумма  $\sum I_i P_i$  отлична от нуля.

Приводимая ниже матрица  $[\mathcal{L}]$  соответствует трехфазному двигателю:

$$[\mathcal{L}] = \begin{bmatrix} L_0 + L_1 \cos \theta & M_0 + M_1 \cos \left( \theta - \frac{\pi}{3} \right) & M_0 + M_1 \cos \left( \theta + \frac{\pi}{3} \right) \\ M_0 + M_1 \cos \left( \theta - \frac{\pi}{3} \right) & L_0 + L_1 \cos \left( \theta - \frac{2\pi}{3} \right) & M_0 + M_1 \cos \theta \\ M_0 + M_1 \cos \left( \theta + \frac{\pi}{3} \right) & M_0 + M_1 \cos \theta & L_0 + L_1 \cos \left( \theta + \frac{2\pi}{3} \right) \end{bmatrix}.$$

В этом случае уравнения записываются в следующей матричной форме:

$$[U] = [R][I] + [L] \left[ \frac{dI}{dt} \right] + \left[ \frac{d\mathcal{L}}{d\theta} \right] [I] \frac{d\theta}{dt}.$$

В этих уравнениях отсутствуют члены, содержащие э.д.с., что характерно для шаговых двигателей данного типа. В упрощенном виде уравнения для трехфазного двигателя записываются в виде

$$u_a = RI_a + [L_0 + L_1 \cos \theta] \frac{dI_a}{dt} - L_1 I_a \sin \theta \frac{d\theta}{dt},$$

$$u_b = RI_b + \left[ L_0 + L_1 \cos \left( \theta - \frac{2\pi}{3} \right) \right] \frac{dI_b}{dt} - L_1 I_b \sin \left( \theta - \frac{2\pi}{3} \right) \frac{d\theta}{dt},$$

$$u_c = RI_c + \left[ L_0 + L_1 \cos \left( \theta + \frac{2\pi}{3} \right) \right] \frac{dI_c}{dt} - L_1 I_c \sin \left( \theta + \frac{2\pi}{3} \right) \frac{d\theta}{dt}.$$

Эти уравнения пригодны для двигателя с большим числом полюсов (многосекционный двигатель), в котором магнитные цепи в каждой его секции независимы.

### 4.7.5. Влияние насыщения

До сих пор предполагалось, что магнитные проводимости не зависят от токов в обмотках. Это позволяет отделить производные по времени от производных по положению. Насыщение практически не изменяет форму выражений для матриц индуктивности, но введенные постоянные зависят от токов. Таким образом, математическое описание остается в силе, но параметры должны соответствовать рабочей точке.

Для определения электрических параметров можно использовать различные методы, в частности натурные испытания или цифровое моделирование, проверенное экспериментально.

## 4.8. МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 4.8.1. Динамические характеристики

Приведенный ниже анализ работы шаговых двигателей пригоден для любого типа двигателей, поскольку зависимости вращающего момента от положения ротора одинаковы по виду.

Допустим, что через фазу  $i$  проходит ток  $I$ . Постоянный по предположению момент нагрузки  $C_r$  определяет положение ро-

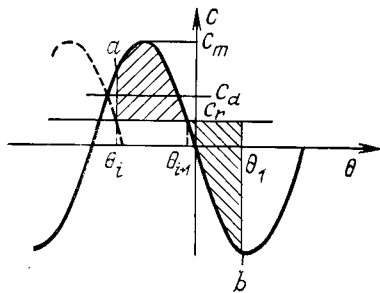


Рис. 4.20. Динамическая характеристика шагового двигателя.

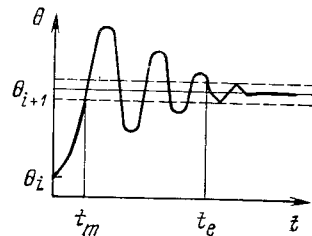


Рис. 4.21. Колебания ротора от одной точки равновесия к другой.  
 $t_m$  — время нарастания,  $t_e$  — время установления (зависит от требуемой точности).

тора  $\theta_i$  (рис. 4.20). В момент  $t=0$  ток фазы  $i$  отключается и питание подается на следующую фазу  $i+1$ . Предположим теперь, что ток устанавливается мгновенно (с учетом механической постоянной системы). Кривая вращающего момента сдвигается на величину шага, а рабочая точка устойчивого функционирования определяется как  $\theta_{i+1}$ . В самом деле, ротор может переместиться из положения  $\theta_i$  в положение  $\theta_{i+1}$  только в том

случае, если момент нагрузки  $C_r$  меньше вращающего момента  $C_\alpha$ , который называется пусковым моментом и определяется точкой пересечения кривых вращающего момента.

Перемещение ротора описывается следующим механическим уравнением:

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + f \frac{d\theta}{dt} = C - C_r$$

или

$$\frac{J}{N_r} \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{f}{N_r} \frac{d\theta}{dt} = C(\theta) - C_r,$$

где  $J$  и  $f$  — параметры вращающихся частей.

Предположим сначала, что член, определяющий затухание, отсутствует и ротор получает кинетическую энергию в режиме разгона. Он не может остановиться в точке  $\theta = \theta_{i+1}$  и доходит до точки  $\theta_{i+2}$ . Эта точка соответствует случаю, когда площади заштрихованных участков на рис. 4.20 равны. При отсутствии демпфирования ротор колеблется между положениями  $\theta_i$  и  $\theta_{i+2}$ . В действительности же наличие затухания приводит к тому, что после нескольких колебаний ротор останавливается в некотором конечном положении (рис. 4.21).

Если ограничиться только первой гармоникой вращающего момента, то  $\theta$  будет решением уравнения

$$\frac{J}{N_r} \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{f}{N_r} \frac{d\theta}{dt} = -C_m \sin\theta - C_r$$

или

$$\frac{J}{N_r C_m} \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{f}{N_r C_m} \frac{d\theta}{dt} = -\sin\theta - c_r,$$

где  $c_r$  — относительный вращающий момент  $C_r/C_m$ . Замена переменной позволяет преобразовать это уравнение к нормальному виду, и при  $t = \sqrt{(J/N_r C_m)} \tau$  оно принимает следующий вид:

$$\frac{d^2\theta}{d\tau^2} + D \frac{d\theta}{d\tau} = -\sin\theta - c_r,$$

где  $D = f/\sqrt{J N_r C_m}$ .

Из сказанного выше можно сделать следующий вывод: для заданного положения  $\theta(\tau)$  истинное время перемещения ротора тем меньше, чем меньше момент инерции и чем больше максимальный вращающий момент. Зная, что  $C_m$  пропорционален  $N_r$  ( $C_m = N_r C'_m$ ), заранее можно сказать, что увеличение числа зубцов  $N_r$  не приведет к сокращению времени, необходимого для выполнения, например, полного оборота. В самом деле, если  $\tau_p$  — относительное время, необходимое для совершения одного шага, истинное время, затрачиваемое на полный оборот синхрон-

ным реактивным двигателем с регулируемым магнитным сопротивлением, равно

$$\frac{NN_r}{2p} \sqrt{\frac{J}{NN_r C_m'}} \tau_p.$$

Увеличение числа зубцов  $N_r$  при прочих равных условиях приводит к уменьшению относительного вращающего момента  $C_r/C_m$  и увеличению точности, но вместе с тем и к уменьшению коэффициента затухания.

Зависимость  $t$  от  $\tau$  позволяет изучать поведение двигателей с различными моментами инерции или, проще, переходить от изучения двигателя, работающего на холостом ходу, к изучению двигателя с инерционной нагрузкой.

#### 4.8.2. Нестабильность работы двигателя при низких частотах

Анализ работы двигателя при низких частотах не представляет больших трудностей, если ротор занимает конечное положение до того, как подается питание на следующую обмотку возбуждения статора. Иная ситуация возникает, если ротор колеблется вокруг равновесного положения.

Рассмотрим снова упрощенную схему функционирования двигателя без затухания, чтобы лучше понять проблему возникновения неустойчивости. Предположим, что питание следующей обмотки (при этом ток нарастает практически мгновенно) включается в тот момент, когда ротор, возвращаясь из точки  $b$ , находится в точке  $c$  (рис. 4.22).

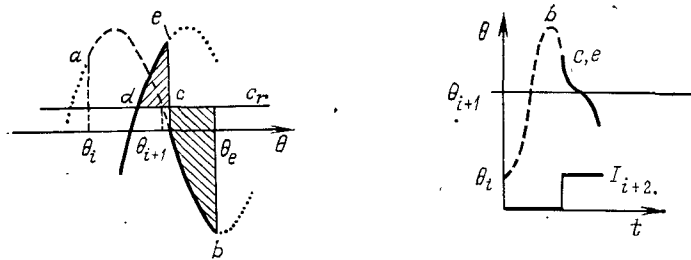


Рис. 4.22. Неустойчивый режим работы двигателя.

В точке  $c$  производная  $\theta$  по времени отрицательна и  $\theta$  продолжает убывать; рабочая точка переходит в точку  $e$ , а перемещение происходит по дуге  $ed$ . В точке  $d$  скорость отлична от нуля, поскольку площадь заштрихованной области над прямой  $c_r$  меньше площади заштрихованной области под прямой  $c_r$ . В точке  $d$  скорость по-прежнему отрицательна и  $\theta$  продол-

жает убывать. Вращающий момент становится меньше момента нагрузки, и ротор остановится в положении  $\theta < \theta_i$  (с потерей по крайней мере трех шагов).

В случае, представленном на рис. 4.23, ротор останавливается в точке  $f$  (при движении от точки  $b$ ) и  $\theta$  возрастает, начиная с этой величины. После нескольких колебаний ротор оста-

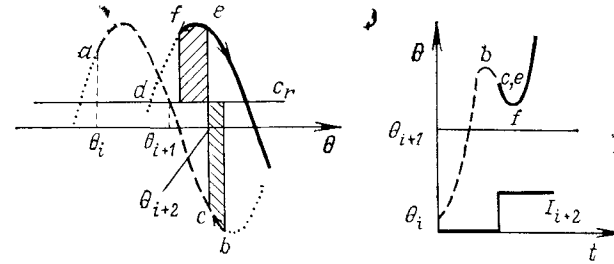


Рис. 4.23. Устойчивый режим работы двигателя.

новится в точке  $\theta_{i+2}$ . Точка  $f$  расположена так, что площади заштрихованных областей равны. Включение питания следующей обмотки выполняется в точке, при которой  $f$  совпадает с  $d$ . Проблема устойчивости возникает также в режиме ускорения (рис. 4.24).

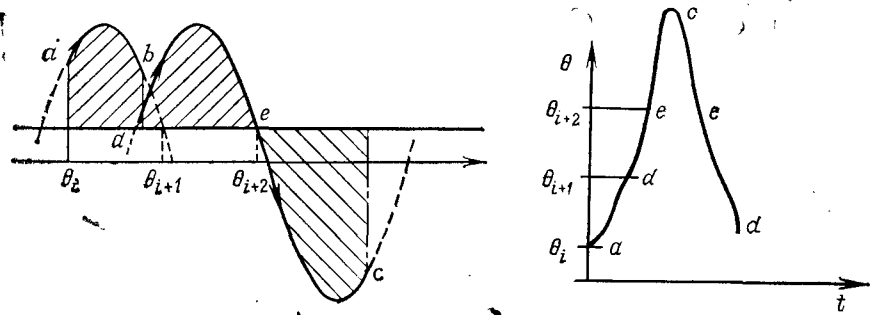


Рис. 4.24. Неустойчивый режим работы двигателя после фазы ускорения.

Ротор проходит две фазы ускорения и достигает точки  $c$ . Во время возвратного колебания ротор перемещается за пределы точки  $d$ , поскольку площадь заштрихованной области над прямой обязательно меньше площади заштрихованной области под прямой. Поскольку вращающий момент снова становится отрицательным, ротор остановится за несколько шагов до точки  $\theta_i$ .

Характеристики двигателя зависят от многих факторов. На самом деле колебания происходят не на собственной частоте,

а на частоте, соответствующей времени процесса, о котором говорилось выше. Тогда кривые  $\theta(\tau)$  зависят только от момента нагрузки. Конструкторы приводят кривые предельного момента нагрузки в зависимости от частоты, но при этом необходимо учитывать момент инерции и способ включения питания. Следует отметить, что двигатель на холостом ходу имеет большую зону неустойчивости, чем двигатель под нагрузкой, и, очевидно, что в двигателях всех типов возникают явления неустойчивости, которые иногда ошибочно называют явлением резонанса. При устранении неустойчивости демпфирование играет важную роль.

#### 4.8.3. Функционирование в режиме пуск — останов

Работа двигателя в режиме пуск — останов соответствует синхронному функционированию с регулированием положения и энергии ускоренного движения. Таким образом, если

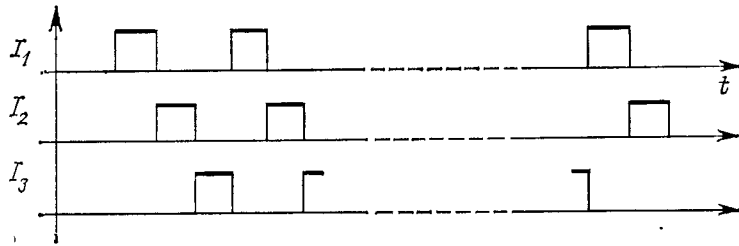


Рис. 4.25. Импульсы запуска двигателя.

на различные фазы двигателя подавать серию импульсов тока заданной частоты  $f$  (рис. 4.25), то необходимо, чтобы двигатель запускался и останавливался в конце серии импульсов в нужном положении.

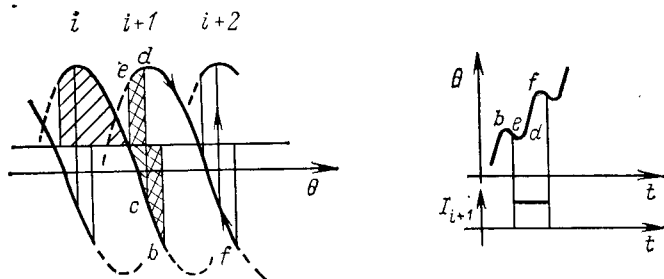


Рис. 4.26. Работа двигателя в режиме пуск — останов.

На рис. 4.26 приведен пример такого функционирования двигателя в стационарном режиме. Колебания имеют малую ам-

плитуду. Площади заштрихованных областей, лежащих выше и ниже прямой момента нагрузки, т. е. входящие в выражение для кинетической энергии с разными знаками, равны. Перемещение ротора регулируется с большой точностью, хотя имеется смещение тока по фазе относительно перемещения.

#### 4.8.4. Режим разностной частоты

Этот режим возникает при очень больших частотах импульсов (питание на следующую фазу подается в тот момент, когда ротор находится еще в фазе ускорения (рис. 4.24)). При этом происходит увеличение скорости и стационарный режим функционирования возможен при скорости  $2\omega/N_r$  или  $\omega/N_r$  (в зависимости от типа шагового двигателя).

*Примечание.* На различные обмотки можно также подавать токи, последовательно сдвинутые по фазе (система с  $N/p$  фазами). В этом случае вращающий момент имеет меньше колебаний.

Прекращение подачи импульсов в определенный момент приводит к перемещению ротора за пределы выбранного положения из-за приобретенной кинетической энергии. Частота импульсов должна быть выбрана так, чтобы перемещения ротора были синхронны с моментами подачи импульсов.

В режиме разностной частоты двигателя для случая последовательного питания фаз имеет место ограничение по высоким частотам. В самом деле, если коммутация с обмотки  $i$  на об-

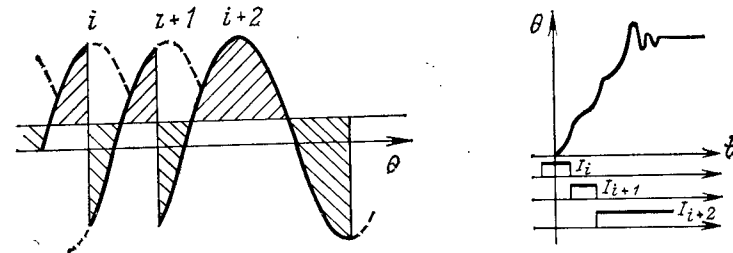


Рис. 4.27. Работа двигателя при ограничении по высокой частоте.

мотку  $i+1$  происходит в момент времени, когда вращающий момент  $i+1$  отрицателен или меньше  $C_r$ , то тормозящий момент может свести скорость ротора к нулю до того момента, как последний достигнет равновесного положения и двигатель остановится. Предельный случай показан на рис. 4.27, когда возможна остановка двигателя в равновесном положении.

Для заданного момента нагрузки этот режим является единственным, однако видно, что колебания можно устранить,

если использовать более сложную систему управления, как, например, в случае управления прерывистого типа.

#### 4.8.5. Управление прерывистого типа

В этом случае на одну из фаз питание подается таким образом, чтобы затормозить ротор и тем самым устранить колебания при переходе к следующей точке. Рис. 4.28 иллюстрирует такое управление для трех и четырех шагов за оборот.

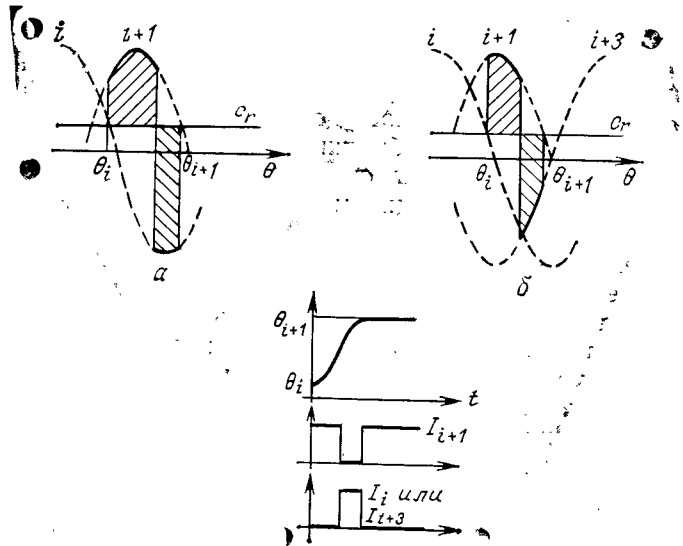


Рис. 4.28. Управление прерывистого типа.

Для 4-шагового двигателя (рис. 4.28, б) существуют две возможности: подавать питание на предыдущую фазу или на две последующие. Следует отметить, что небольшая ошибка в расчете длительности и момента начала торможения может вызвать малые колебания ротора.

### 4.9. СХЕМЫ ПИТАНИЯ ШАГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### 4.9.1. Общие положения

Для данного положения ротора вращающий момент шаговых двигателей зависит исключительно от тока, поэтому важно уметь с большой точностью регулировать этот ток. Сформулируем общее правило для электродвигателей: вращаю-

щий момент регулируется с помощью тока, а скорость — с помощью напряжения.

Как и для двигателя постоянного тока, рабочие характеристики имеют ограничения на вращающий момент при увеличении скорости, так как индуцированные э.д.с. вызывают в обмотках токи, создающие противоположно направленный момент.

Для шаговых двигателей проблема значительно усложняется, так как, за исключением режима разностной частоты, речь идет о последовательности переходных процессов (электрических и механических). Установление тока в одних обмотках приводит к возникновению индуцированных напряжений в других обмотках за счет взаимных индуктивностей между обмотками. Если эти обмотки замкнуты сами на себя или даже с помощью вспомогательного устройства, в них все равно возникнет ток, который создает вращающий момент (обычно противодействующий). Кроме того, токи не устанавливаются и не исчезают мгновенно. Поэтому вращающий момент зависит как от положения ротора, так и от времени. Эта зависимость играет важную роль, так как электрическая постоянная времени имеет тот же порядок величины, что и время, требуемое для перемещения ротора из одного устойчивого положения в другое.

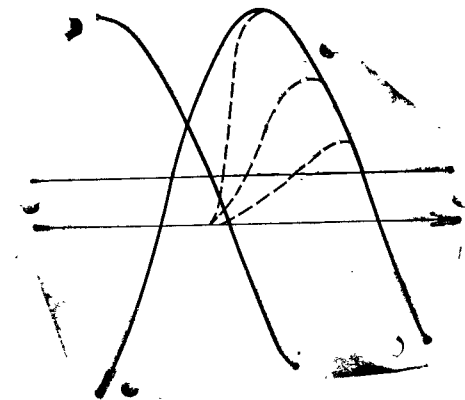


Рис. 4.29. Влияние переходных процессов по току.

Кривые, приведенные на рис. 4.29, иллюстрируют зависимость вращающего момента от угла поворота ротора в случае, когда питание подается на  $i+1$ -ю обмотку и ток в  $i$ -й обмотке не исчезает мгновенно, в результате чего может оказаться невозможным изменение положения ротора двигателя.

Следовательно, питание двигателя должно отвечать следующим требованиям:

- ток должен устанавливаться и исчезать в соответствии с законом, выработанным вспомогательным устройством управле-

ния; это условие предполагает использование силовых транзисторов (как биполярных, так и МОП-транзисторов). Тиристор требует сложной цепи блокировки, и его реакция часто недостаточна;

- ток должен устанавливаться очень быстро, поэтому необходимо использовать все способы для уменьшения действительной постоянной времени;
- коммутация тока от нормальной величины до нуля должна быть достаточно быстрой и не должна приводить к перенапряжениям, которые могут вывести транзисторы из строя;
- ток должен регулироваться и поддерживаться на уровне, заданном управляющим устройством;
- неиспользуемые обмотки должны быть обесточены.

#### 4.9.2. Схемы питания однонаправленным током

Этот тип питания пригоден только для синхронных реактивных двигателей с переменным магнитным сопротивлением без постоянного магнита.

Приведем снова уравнение для данного двигателя

$$[U] = [R][I] + [L] \left[ \frac{dI}{dt} \right] + \left[ \frac{dL}{d\theta} \right] [I] \frac{d\theta}{dt}.$$

Если ток подается только в одну обмотку, а в других обмотках отсутствует и при условии, что производная  $d\theta/dt$  мала, т. е.

$$U_i \approx RI_i + L_i (dI_i/dt),$$

то ток устанавливается с постоянной времени, равной  $L_i/R$ . На самом же деле один ток становится равным нулю в тот же момент, когда устанавливается другой, и токи  $I_i$  и  $I_j$  определяются системой уравнений

$$\begin{aligned} U_i &= RI_i + L_i (dI_i/dt) + M_{ij} (dI_j/dt), \\ -R_e I_j &= RI_j + M_{ij} (dI_i/dt) + L_j (dI_j/dt), \end{aligned}$$

где  $R_e$  — внешнее сопротивление, которое можно подключить по желанию. Можно было бы также ввести в цепь питания дополнительное сопротивление. Токи  $I_i$  и  $I_j$  характеризуются двумя постоянными времени, которые являются решениями уравнения

$$\tau^2 - \left( \frac{L_i}{R} + \frac{L_j}{R + R_e} \right) \tau + \frac{\sigma_{ij} L_i L_j}{R(R + R_e)} = 0,$$

где  $\sigma_{ij}$  — коэффициент рассеяния между двумя обмотками:

$$\sigma_{ij} = 1 - (M_{ij}^2 / L_i L_j).$$

Если обмотки соединены хорошо ( $\sigma_{ij}$  мало), постоянные времени равны  $(L_i/R) + L_j/(R + R_e)$  и  $\sigma_{ij} / [(R + R_e)/L_j + (R/L_i)]$ , причем последняя величина может быть значительно меньше первой. Процесс установления тока ускоряется, если величина напряжения питания существенно превышает номинальную.

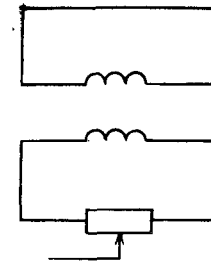


Рис. 4.30. Демпфирующая обмотка.

Если же, наоборот, обмотки соединены неплотно, оба тока устанавливаются и становятся равными нулю в соответствии со своими постоянными времени.

Метод электрического демпфирования состоит в том, что одновременно с основной обмоткой наматывается вторая обмотка. Таким образом, вторая обмотка идеально связана с основной и ее постоянная времени может регулироваться внешним сопротивлением (рис. 4.30). Эта короткозамкнутая обмотка действует только в течение переходных процессов, значительно уменьшая постоянную времени.

До сих пор мы не учитывали член, являющийся функцией скорости перемещения ротора. Рассмотрим случай, когда  $I_j = 0$ . Тогда можно написать следующее уравнение:

$$U_i = RI_i + L_i (dI_i/dt) + (dL_i/d\theta) I_i (d\theta/dt).$$

В фазе ускорения производная  $dL_i/d\theta$  положительна и вызывает уменьшение тока, тогда как в следующей фазе происходит увеличение тока. (Это справедливо только при нулевом моменте нагрузки.) Пусть  $I_i = I + \Delta I_i$  и  $U_i = RI$ . Тогда

$$R \Delta I_i + L_i \frac{d \Delta I_i}{dt} + \frac{dL_i}{d\theta} \Delta I_i \frac{d\theta}{dt} = - \frac{dL_i}{d\theta} I \frac{d\theta}{dt}.$$

Если производная  $d\theta/dt$  постоянна, пульсации тока  $\Delta I_i$  будут приблизительно совпадать с  $d\theta/dt$ , т. е. изменения тока соответствуют изменениям скорости. Следовательно, зависимость вращающего момента также изменяется.

Конечно, можно точно рассчитать механические и электрические характеристики двигателя, решив все дифференциальные уравнения численными методами. Это оказывается необходимым, когда колебаниями нельзя пренебречь. В остальных же

случаях можно ограничиться общим описанием системы регулирования тока.

На рис. 4.31 показаны три простейшие схемы питания двигателя. Диод  $D$  способствует рассеянию магнитной энергии ка-

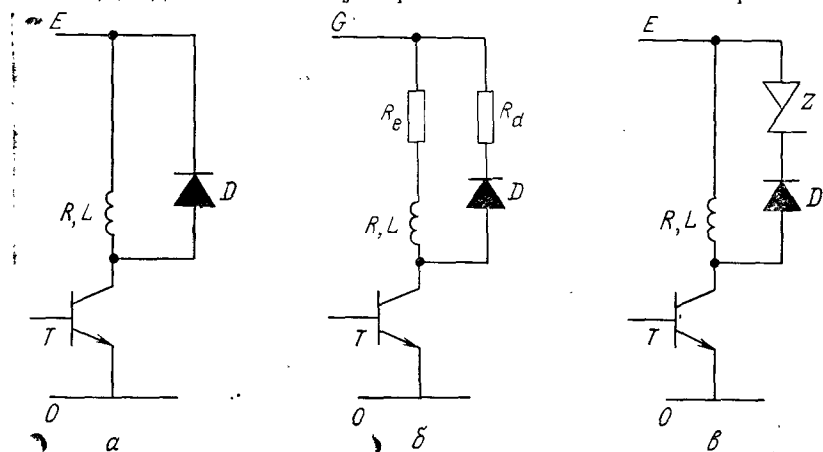


Рис. 4.31. Простейшие схемы питания двигателя однонаправленным током.

тушки  $L$  в ее сопротивлении  $R$ , когда транзистор  $T$  не является переключкой. Возрастание и уменьшение тока происходят с одной и той же постоянной времени.

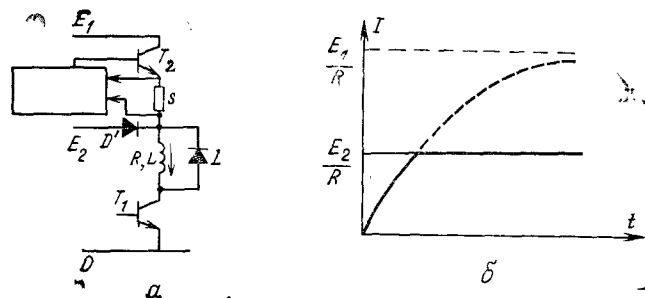


Рис. 4.32. Схемы питания двигателя с двумя источниками тока.

Сопротивления  $R_d$  и  $R_e$  уменьшают постоянные времени цепи (рис. 4.31, б). Поскольку опорный диод  $Z$  (стабилитрон) начинает проводить только при определенном напряжении, то лишь при переключении транзистора возникает напряжение, достаточное для включения опорного диода  $Z$  (рис. 4.31, в). При такой схеме питания отсутствуют токи в неиспользуемых фазах и не возникают нежелательные противодействующие вращающие моменты.

В схеме питания, показанной на рис. 4.32 а, нарастание тока происходит быстрее, чем в предыдущих схемах, так как максимально возможное теоретическое значение тока равно  $E_1/R$ , а его значение при нормальной работе равно  $E_2/R$ . Шунт  $s$  позволяет контролировать ток и управлять транзистором  $T_2$ . С помощью диода  $D'$  можно устранить токи, циркулирующие между двумя источниками. На рис. 4.32, б приведены характеристики этой схемы, по которым нельзя заранее ничего сказать

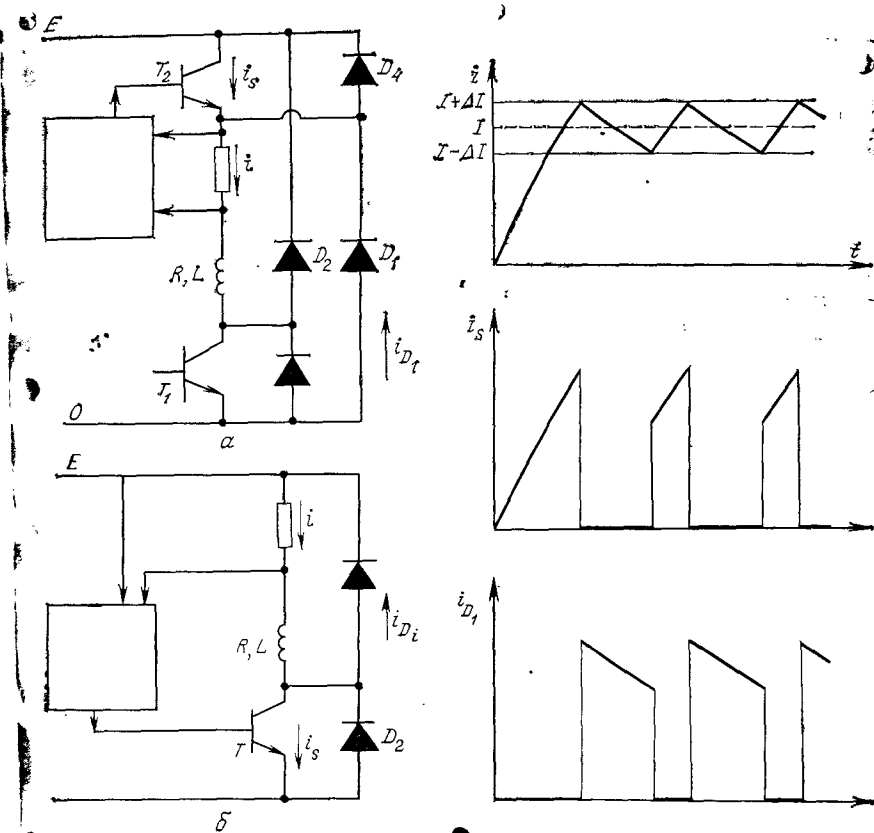


Рис. 4.33. Схемы питания с регулированием тока.

об уменьшении постоянной времени. С помощью этой схемы нельзя регулировать ток, а с помощью схем, показанных на рис. 4.33, а и б, возможно регулирование тока.

В схеме на рис. 4.33, а транзистор  $T_1$  предназначен для коммутации, а транзистор  $T_2$  — для поддержания тока в диапазоне  $I - \Delta I$  и  $I + \Delta I$ . Поэтому транзистор  $T_2$  должен обладать большим

быстродействием, чем транзистор  $T_1$ . Напряжение  $E$  значительно выше рабочего напряжения. Справа на рис. 4.33 приведены временные зависимости разных токов в схеме. В схеме на рис. 4.33, б транзистор  $T$  выполняет две функции. Для питания каждой обмотки требуется аналогичная схема, а это может привести к большим затратам. Отметим, однако, что в данной схеме источник входит в цепь регенерации с диодами и что ток быстрее стремится к нулю (в той мере, в какой источник допускает ток в противоположном направлении).

Схема, приведенная на рис. 4.34, рассчитана на то, что ток

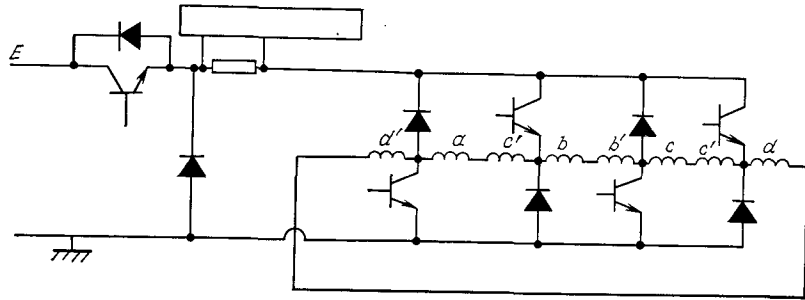


Рис. 4.34. H-коммутатор для четырехфазного двигателя.

подается в совокупность фаз, а коммутатор осуществляет их питание в соответствии с заданной последовательностью. В данном случае речь идет о питании четырехфазного двигателя.

#### 4.9.3. Схемы питания двигателя с постоянными магнитами

В разд. 4.7.2 описаны способы включения питания двигателей с постоянными магнитами (в зависимости от того, имеют ли они одну обмотку или бифилярную обмотку с общей точкой). В двигателях этого типа во время вращения ротора возникает наведенная э.д.с. как результат изменения потока, создаваемого магнитом в катушках. Это явление не влияет существенно на способ включения питания. Изменения тока сведены к минимуму ограничениями и регулированием тока. Ниже мы рассмотрим схемы питания для однообмоточного и бифилярного двигателей.

**Однообмоточный двигатель.** В наиболее распространенной схеме питания от одного источника используется H-схема с четырьмя транзисторами для каждой фазы двигателя (рис. 4.35, а). Она идентична схеме, описанной в гл. 3 для двигателя постоянного тока (рис. 3.39 без катушек индуктивности,

ограничивающих циркулирующие токи). Два транзистора предназначены для ограничения тока и функционируют как прерыватели. В данном случае нельзя уменьшить число транзисторов, как это сделано в схеме на рис. 4.34, и для каждой обмотки возбуждения статора необходимо предусмотреть четыре транзистора и четыре диода. Если имеется двуполярный источник,

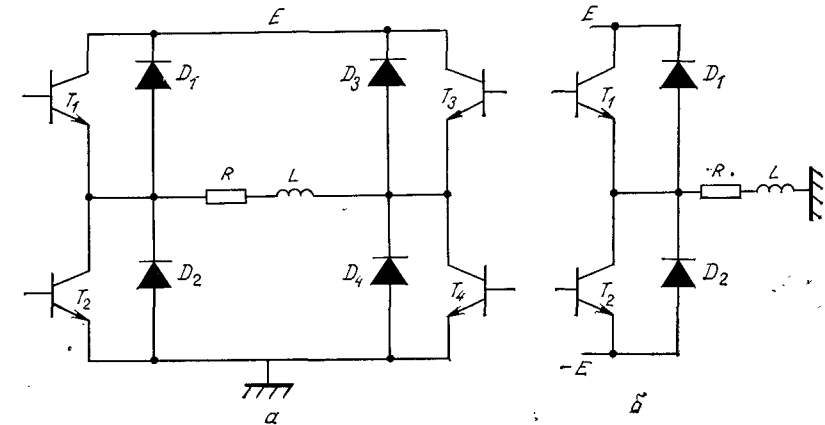


Рис. 4.35. H-схема питания с одним источником  $E$  (а) и схема питания с источником  $\pm E$  (б).

то число этих элементов уменьшается в два раза (рис. 4.35, б). В этом случае питание включается в цепь регенерации и спад тока происходит быстрее.

**Бифилярный двигатель.** Обе обмотки наматываются одновременно, и поэтому их взаимная индуктивность достаточно велика; коэффициент рассеяния очень мал ( $\sigma \approx 0,02$ ). Масса меди в два раза больше, чем в однообмоточном двигателе, поэтому мощность на единицу массы меньше. Кроме того, схема питания требует в два раза меньше компонентов при одном источнике. Следовательно, выбор схемы питания определяется не столько техническими, сколько экономическими соображениями. Практические схемы питания сводятся к теоретическим схемам, приведенным на рис. 4.36, которые различаются только способом регенерации при коммутации транзисторов. Эти две основные схемы могут быть модифицированы путем добавления резисторов, конденсаторов или опорных диодов (стабилизаторов).

Рассмотрим обмотку  $\alpha$ , состоящую из двух частей 1 и 2. Условные обозначения и направления токов приведены на рис. 4.36. Общие потоки определяются выражениями

$$\psi_1 = Li_1 - Mi_2 + \psi_0(\theta), \quad \psi_2 = -Mi_1 + Li_2 - \psi_0(\theta),$$

а напряжения на зажимах каждой обмотки — следующими уравнениями (при этом считается, что индуктивные сопротивления не зависят от положения ротора):

$$u_1 = Ri_1 + L(di_1/dt) - M(di_2/dt) + e,$$

$$u_2 = Ri_2 - M(di_1/dt) + L(di_2/dt) - e.$$

Величина  $e$  пропорциональна угловой скорости вращения  $d\theta/dt$ . Очевидно, что, если  $i_1$  и  $i_2$  существуют одновременно, индуктивное сопротивление обеих обмоток мало и каждое равно  $\sigma L$ . Если в начальные моменты коммутации можно не учитывать

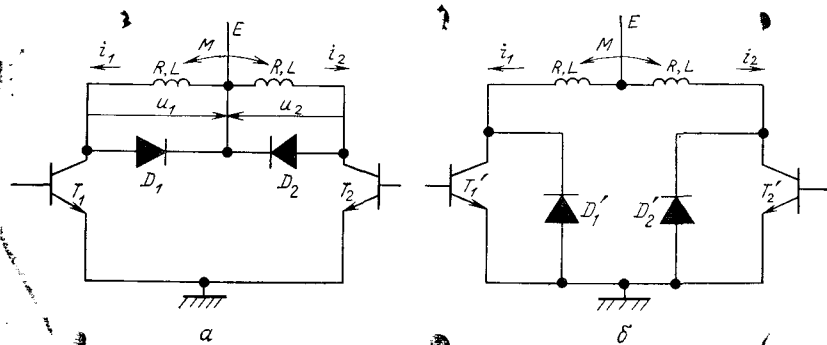


Рис. 4.36. Схемы питания бифилярного двигателя.

величину  $e$ , токи  $i_1$  и  $i_2$  изменяются по закону, представляющему собой комбинацию двух экспонент с постоянными времени, примерно равными  $\sigma L/2R$  и  $2L/R$ . Первая экспонента довольно быстро достигает нуля, и поток резко изменяется. Рассмотрим кратко оба метода регенерации (рис. 4.36) при использовании второго способа включения питания (рис. 4.18). Пусть в момент времени  $t=0$  транзистор  $T_1$  заперт, а транзистор  $T_2$  открыт.

В случае, представленном на рис. 4.36, а, когда диоды подключены к зажимам обмоток, напряжения  $u_1$  и  $u_2$  равны соответственно 0 и  $E$ . Ток  $i_1$  убывает по величине от  $I$  до 0, тогда как ток  $i_2$  возрастает с той же постоянной времени. Ток, который создает вращающий момент, равен  $i_1 - i_2$ .

Для схемы, приведенной на рис. 4.36, б, процесс будет совершенно иным, так как первоначально протекающий через диод  $D_2'$  ток  $i_2$  отрицателен. Диод  $D_2'$  запирается в момент, когда  $i_2=0$ . В этот момент включается транзистор  $T_2'$ . Это явление легко объяснить. Из условия сохранения ампер-витков между моментами времени  $t=0^-$  и  $t=0^+$  можно написать  $ni_1 = nI$  при  $t=0^-$  и  $n(i_1 - i_2) = nI$  при  $t=0^+$  и при  $i_1=0$ . Таким образом,

ток  $i_2$  при  $t=0^+$  равен  $-I$ . Аналогичные выводы можно сделать, исходя из закона сохранения потока.

Если не учитывать индуцированную э. д. с. в первые моменты после коммутации, уравнения для схемы питания при втором способе регенерации записываются следующим образом:

$$u_1 = -M(di_2/dt), \quad u_2 = Ri_2 + L(di_2/dt) = E.$$

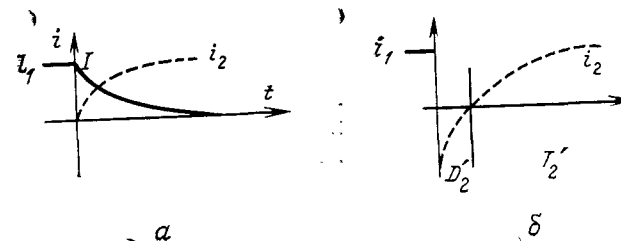


Рис. 4.37. Изменения токов  $i_1$  и  $i_2$  для двух способов регенерации.

Изменение тока происходит с постоянной времени  $L/R$ . В действительности ток  $i_2$  изменяется, как показано на рис. 4.37, б. Напряжение на зажимах транзистора  $T_1'$  в момент времени  $t=0^+$  равно  $2E$ .

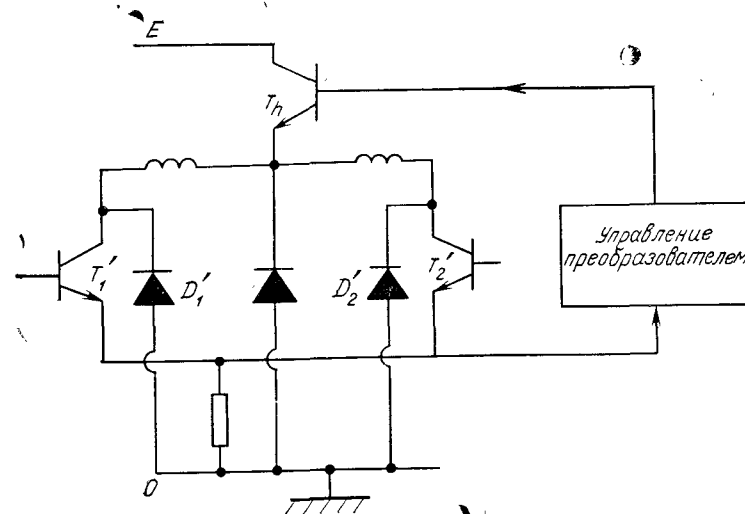


Рис. 4.38. Схема питания с преобразователем.

Если проанализировать работу этих схем при использовании первого способа включения питания, можно обнаружить, что

в схеме на рис. 4.36, а диод регенерации начинает действовать только во время нарастания тока, которое происходит с постоянной времени  $\sigma L/2R$ . Во время отключения тока  $i_1$  диод  $D_2$  оказывается закрытым и транзистор  $T_2$  испытывает перенапряжение, равное  $2E$ . Схема, приведенная на рис. 4.36, б, не представляет интереса для этого способа включения питания, так как изменение тока связано с изменением потока; транзистор подвергается сильному перенапряжению, или увеличивается время коммутации.

Этот тип схемы питания (со средней точкой) также допускает регулирование тока с помощью дополнительного транзистора  $T_h$  (рис. 4.38) или с помощью транзисторов  $T_1'$  и  $T_2'$ . В самом деле, только разность  $i_1 - i_2$  влияет на механические характеристики бифилярного шагового двигателя.

На практике используются значительно более сложные схе-

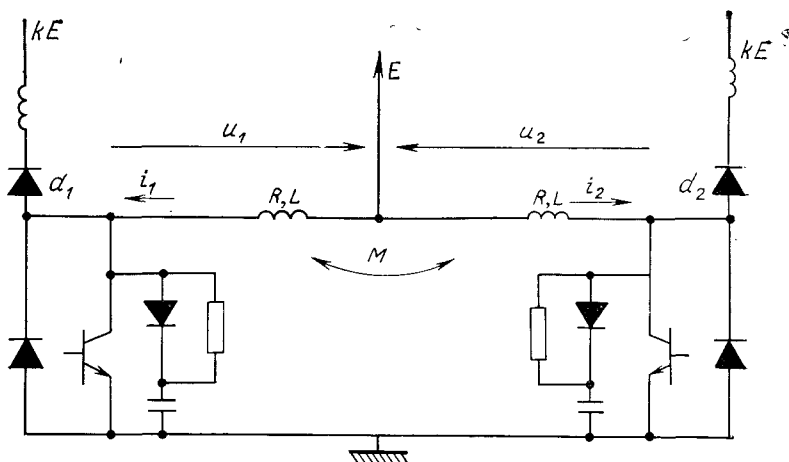


Рис. 4.39. Полная схема питания шагового двигателя.

мы, так как необходимо предусмотреть все вспомогательные цепи, используемые при коммутации, а также цепи антинасыщения и защиты от перенапряжений. На рис. 4.39 приведена одна из таких схем. (Для того чтобы не усложнять схему, на рисунке не показана менее важная цепь антинасыщения.)

Диоды  $d_1$  и  $d_2$  могут проводить ток, если только напряжения  $-u_1$  и  $-u_2$  больше напряжения  $kE$  (обычно  $k \geq 2$ ). Токи в этом случае слегка отличаются от теоретических токов (рис. 4.37), так как конденсаторы образуют колебательные контуры с катушками индуктивности и паразитными индуктивностями.

#### 4.10. СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ШАГОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Рассмотренные выше способы включения питания дают возможность получать токи, близкие к теоретическим. Мы также приводили приблизительные значения постоянных времени. Если частота коммутации слишком велика, ток не достигает номинальной величины и происходит уменьшение вращающего момента, что показано на рис. 4.40, где выделены различные зоны, о которых говорилось выше. Отметим, что кривые, приведенные на рис. 4.40, пригодны для определенного способа включения питания и заданной инерционной нагрузки.

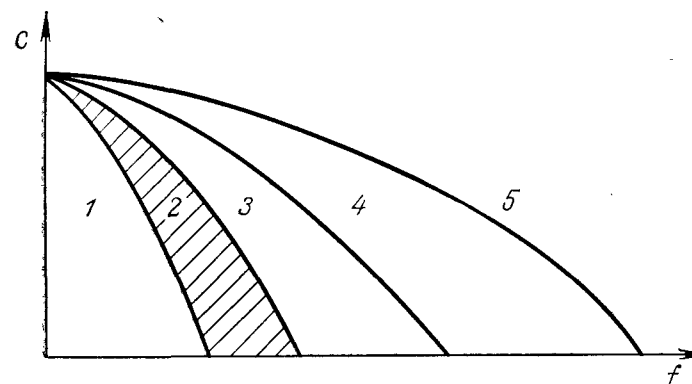


Рис. 4.40. Зависимость вращающего момента от частоты коммутации. 1, 3 — зоны пуска — остановка; 2 — циклический режим; 4 — режим разностной частоты вращения двигателя; 5 — предельная область.

При управлении шаговыми двигателями по разомкнутому контуру необходимо, чтобы:

- переход от одного положения к другому осуществлялся за минимальное время;
- функционирование оставалось синхронным (для устранения «проскока» шагов);
- конечное положение ротора двигателя достигалось без колебаний.

При этом следует учитывать, что нагрузка оказывает непосредственное влияние на переходный процесс системы.

В описанном выше управлении прерывистого типа эти требования выполнены. В общем случае управление прерывистого типа подразделяется на четыре фазы: фазу ускорения, режим разностной частоты вращения двигателя, торможение для возвращения в первоначальную зону и остановку. Очень часто ис-

пользуют линейное изменение частоты повторения импульсов (рис. 4.41).

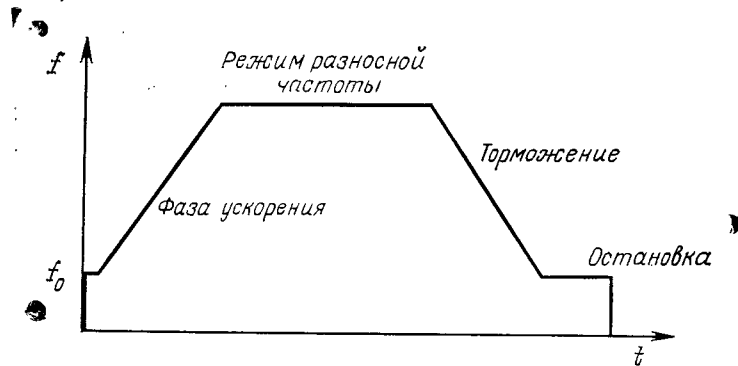


Рис. 4.41. Изменение частоты питания для управления шаговым двигателем.

Были предприняты многие исследования для решения задачи оптимизации времени перемещения и определения стратегий увеличения и снижения скорости. При переменной нагрузке могут возникнуть трудности вследствие изменения как момента инерции, так и момента нагрузки. В этом случае необходимо предусмотреть адаптивное управление, при котором поступающую информацию обрабатывает микропроцессор. Общая схема управления шаговым двигателем показана на рис. 4.42.

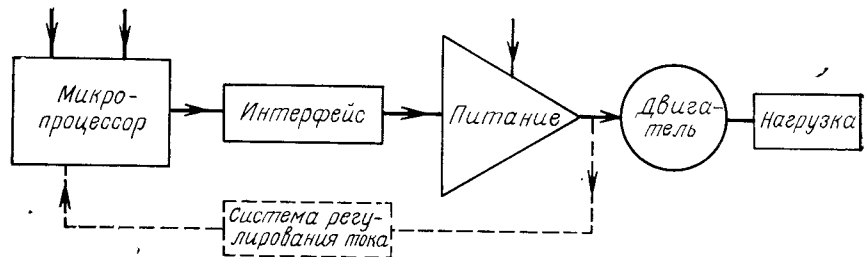


Рис. 4.42. Общая схема управления шаговым двигателем.

Существует несколько способов устранения динамической неустойчивости:

- 1) механическое демпфирование (воздушный или жидкостный демпфер);
- 2) электрическое демпфирование (короткозамкнутая обмотка) в статоре или в роторе, введение добавочных сопротивлений;
- 3) автоматическая система регулирования тока.

Третий способ заключается в том, чтобы производить коммутацию двух фаз в момент, когда ток имеет определенную величину. Так как во время перемещения ротора возникают индуцированные э.д.с., частота модуляции тока равна частоте колебаний. Другие характерные особенности кривой тока могут быть использованы для получения положения ротора: ток в одной фазе или общий нулевой ток, точка отклонения и т.д.

Прежде чем токовый сигнал поступит на микропроцессор, он соответствующим образом обрабатывается (штриховые линии на рис. 4.42). Возможны и другие методы устранения неустойчивости, но в них управление производится по замкнутому контуру и требуется высокоточное кодирующее устройство положения. Самый распространенный тип управления — возбуждение с опережением. Оно заключается в том, что на следующую фазу питание подается до достижения точки идеального статического равновесия. Ток в фазе  $i+1$  устанавливается раньше, а ток  $i$  становится равным нулю до того, как он начинает оказывать отрицательное действие на вращающий момент. Таким образом, средняя величина вращающего момента возрастает.

#### 4.11. ПОТЕРИ В ШАГОВОМ ДВИГАТЕЛЕ

Потери в шаговом двигателе имеют ту же природу, что и в классическом электродвигателе. Тепловые потери (эффект Джоуля — Ленца) легко вычислить: для этого достаточно знать токи в питаемых фазах. Часто можно использовать эффективное значение тока. Значительно сложнее определять механические и электромагнитные потери. Их можно измерять только в стационарном режиме при постоянной скорости. Пока не существует полной математической модели, соответствующей прерывистому режиму работы двигателя.

Статорные полюсные выступы пронизываются переменным магнитным потоком с частотой  $f/p$ . Через ротор проходит тот же поток, если частота вращения двигателя значительно ниже  $f/p$ , что справедливо для двигателей с большим числом зубцов в роторе. Зато в двигателях с вращающимися магнитами электромагнитные потери в роторе настолько малы, что их можно не учитывать.

Итак, общие потери можно записать в виде

$$\sum p_i = \sum R I_i^2(t) + a\Omega + b\Omega^2,$$

где  $i$  — индекс питаемой фазы,  $I_i$  — ток в  $i$ -й фазе,  $\Omega$  — угловая частота вращения,  $a$  и  $b$  — постоянные величины.

Эквивалентная схема для определения режимов нагревания представляет собой схему с одним контуром (гл. 3, разд. 3.6.2),

так как конструкция однородна, а постоянные времени изменяются в пределах от нескольких минут до нескольких десятков минут.

## 4.12. ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ВЕЛИЧИНЫ. РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

### 4.12.1. Определения

Используемая для описания шаговых двигателей терминология пока четко не определена, поэтому один и тот же термин может относиться к различным величинам; в частности, это справедливо при рассмотрении вращающих моментов.

**Номинальная величина тока:** максимальный ток, допустимый в установившемся режиме, с учетом максимального нагрева двигателя.

**Разрешающая способность или цена углового шага:** минимальный угол отклонения; он является величиной, обратной числу шагов при вращении на  $2\pi$ . Разрешающая способность зависит от способа включения питания (способ 1 или способ 2, или способы 1 и 2, или режим малых перемещений).

**Точность позиционирования:** отклонение фактического положения от теоретического. Эти ошибки не накапливаются, но во многом зависят от коэффициентов сухого и вязкого трения.

**Статический вращающий момент или удерживающий вращающий момент:** вращающий момент, получаемый при постоянном токе и остановке. Зависит от положения ротора. Его можно также определить как момент нагрузки, при котором ротор не перемещается более чем на 1 шаг. Зависит от способа возбуждения двигателя.

**Вращающий момент разрядки или остаточный вращающий момент:** вращающий момент при отсутствии питания, когда все обмотки разомкнуты.

**Динамический вращающий момент:** вращающий момент двигателя во время вращения. Зависит в основном от способа питания и является характеристикой не двигателя, а системы двигатель — питание — нагрузка.

**Максимальная частота реверсирования:** максимальная частота коммутации питания, позволяющая изменять направление холостого вращения без потери шага.

**Максимальная частота режима пуск — останов:** максимальная частота коммутации, при которой возможно функционирование в режиме пуск — разгон, а затем остановка двигателя на холостом ходу без потери шага.

### 4.12.2. Рабочие характеристики

Приводимые ниже рабочие характеристики также не упорядочены; они определяются по аналогии с характеристиками двигателя постоянного тока, и поэтому их можно сравнивать.

**Коэффициент регулирования:**  $R/k^2$ , где  $R$  — сопротивление обмотки возбуждения,  $k$  — коэффициент пропорциональности между максимальным вращающим моментом и током.

**Электромеханическая постоянная времени:**  $\tau_m = RJ/k^2$ , где  $J$  — момент инерции вращающихся частей; ее значения изменяются от 0,02 до нескольких миллисекунд.

**Номинальное ускорение:** отношение статического вращающего момента к моменту инерции.

**Максимальная скорость нарастания мощности:** отношение квадрата статического вращающего момента к моменту инерции. Две последние величины зависят от способа включения питания и не являются внутренними характеристиками двигателя.

**Частота собственных колебаний  $f_0$ :**  $f_0 = (1/2\pi)\sqrt{K/J}$ , где  $K$  — жесткость, т. е. наклон кривой вращающего момента в зависимости от углового положения ротора в окрестности  $\Theta = 0$ .

## 4.13. ПРИМЕРЫ ШАГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 4.13.1. Синхронные реактивные двигатели

Четырехфазный двигатель фирмы SFMI-Strouzet с угловым шагом  $15^\circ$  (24 шага на оборот) при питании по способу 1 имеет следующие характеристики:

максимальный статический вращающий момент, $10^{-3}$ Н·м	0,225
максимальная частота реверсирования, шаг/с	400
максимальный динамический вращающий момент, $10^{-3}$ Н/м	0,137
Момент инерции, $10^{-4}$ Н·м <sup>2</sup>	0,083
масса, $10^{-3}$ кг	600
максимальный ток, А	2,8
сопротивление обмотки возбуждения, Ом	10
стандартное напряжение, В	28

Кривая максимальной частоты реверсирования в зависимости от момента нагрузки приведена на рис. 4.43.

Рабочие характеристики имеют следующие числовые значения:

электромеханическая постоянная времени, мс	0,67
максимальная импульсная мощность, кВт/с	116
частота собственных колебаний, Гц	474

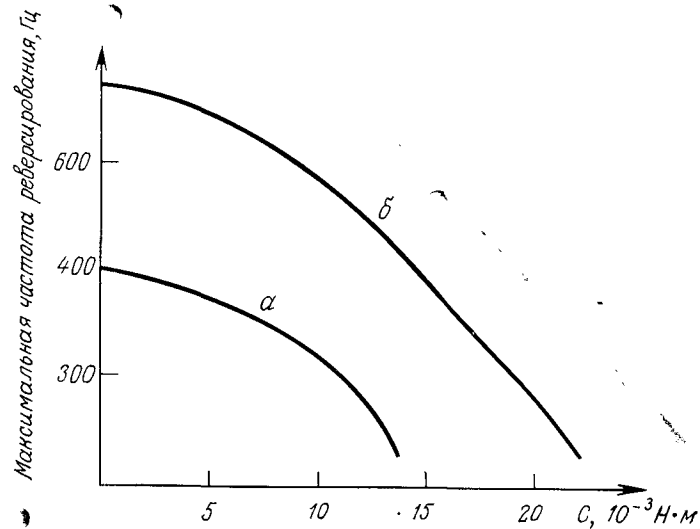


Рис. 4.43. Кривая максимальной частоты реверсирования в зависимости от момента нагрузки.

а — возбуждена одна обмотка; б — возбуждены две обмотки.

#### 4.13.2. Двигатели с постоянным магнитом

Ниже в таблице приведены параметры двух двигателей: 4-шагового (фирма SFMI-Crouzet) и 60-шагового (фирмы Portescap).

Параметр	4-шаговый двигатель	60-шаговый двигатель
Число шагов за 1 оборот	4	60
Угловой шаг, град	90	6
Статический вращающий момент, $10^{-3}$ Н·м	5,9	5,4
Остаточный вращающий момент, $10^{-3}$ Н·м		0,2
Номинальный ток, мА	380	75
Сопротивление обмоток фазы, Ом	100	121
Масса, $10^{-3}$ кг	41	25
Момент инерции, $10^{-11}$ Н·м <sup>2</sup>	0,7	9,8
Электромеханическая постоянная времени, мс	748	2,3
Максимальная скорость нарастания мощности, $10^{-3}$ кВт/с	490	290
Частота собственных колебаний, Гц	92 <sup>а)</sup>	140
Максимальная частота реверсирования, Гц	205	
Максимальная частота режима пуск — останов, Гц		950

а) Величина вычисляется при синусоидальном изменении вращающего момента. Для обоих двигателей система питания удовлетворяет условиям второго способа включения.

#### 4.13.3. Гибридные двигатели

Ниже в таблице приведены параметры двух гибридных двигателей, взятые из каталогов SUPERIOR ELECTRIC (Slo-Syn) и SFMI (Step-Syn).

Параметр	1-й двигатель	2-й двигатель
Число шагов за оборот	200	200
Угловой шаг, град	1,8	1,8
Статический вращающий момент, Н·м	3,1	3,24
Остаточный вращающий момент, Н·м		0,3
Номинальный ток, А	1,55	4
Сопротивление обмоток фазы, Ом	4,6	0,6
Момент инерции, $10^{-3}$ Н·м <sup>2</sup>	3,82	33,3
Масса, кг	3,6	3,3
Электромеханическая постоянная времени, мс	0,3	0,31
Максимальная скорость нарастания мощности, кВт/с	25	31

Из сравнения характеристик рассмотренных трех типов двигателей нельзя вывести общих правил; однако следует обратить внимание на высокую скорость нарастания мощности синхронных реактивных и гибридных двигателей. Следует также отметить большое влияние нагрузки и способа питания на рабочие характеристики шаговых двигателей.

#### 4.13.4. Шаговые двигатели с ограниченными перемещениями

Двигатели этого типа представляют собой электро-механическую систему с двумя устойчивыми положениями даже в отсутствие питающего тока. С помощью импульса тока можно перейти от одного устойчивого положения к другому. Двигатель такого типа называется двухпозиционным двигателем. Существуют различные варианты конструкции двигателей этого типа; но в них обязательно имеются постоянные магниты (подвижные или неподвижные) (рис. 4.44, а).

Статор может состоять из магнитного тороидального сердечника с двумя обмотками, создающими противоположные потоки (рис. 4.44, б). Если на обмотки возбуждения подается напряжение, ротор занимает вертикальное положение, поворачиваясь в направлении, задаваемом магнитом и потоком. При определенном размещении витков в обмотке можно получать постоянный вращающий момент в большом диапазоне переме-

щений. При такой конструкции невозможно удержание ротора в определенном положении при отсутствии тока, как это имеет место в случае, изображенном на рис. 4.44, а.

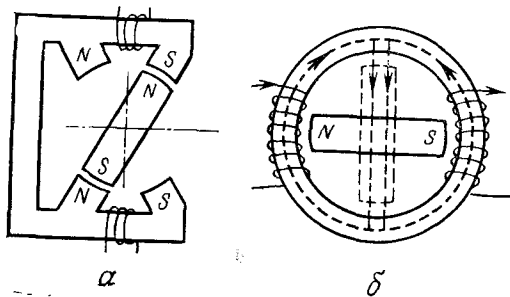


Рис. 4.44. Схемы двухпозиционного двигателя с магнитом в роторе.

#### 4.13.5. Однофазные шаговые двигатели

Мощность этих двигателей слишком мала, поэтому их не используют в робототехнике. Принцип работы двигателя основан на асимметрии магнитной цепи из-за особой геометрии, насыщения или демпфирующего витка Фраггера. В других вариантах выход из положения равновесия производится за счет кинетической энергии или с помощью вспомогательного магнита. Мощности таких двигателей не превышают 10 Вт, а вращающие моменты исчисляются микроныютон-метрами.

#### 4.13.6. Линейные шаговые двигатели

В настоящее время используются линейные шаговые двигатели двух типов: синхронные реактивные двигатели и синхронные реактивные двигатели с постоянными магнитами или гибридные двигатели. На рис. 4.45 показан гибридный линей-

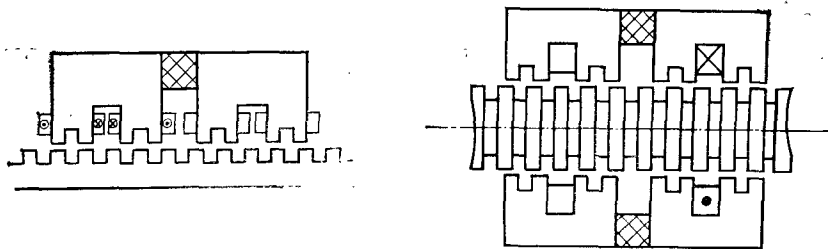


Рис. 4.45. Гибридный линейный двигатель.

Рис. 4.46. Трубчатая конструкция линейного шагового двигателя.

ный двигатель (видно взаимное расположение зубцов). Система питания четырех обмоток позволяет перемещать одну часть двигателя относительно другой. В такой конструкции не ком-

пенсированы нормальные нагрузки, которые очень велики. Поэтому лучше использовать трубчатую конструкцию (рис. 4.46).

Линейный шаговый двигатель не выдерживает конкуренции с гидроцилиндрами, но зато он может использоваться вместо вращающегося двигателя при завинчивании шарикового винта. Методы, используемые при выборе способа включения питания и управления вращающегося двигателя, могут быть распространены и на линейный двигатель.

#### 4.13.7. Шаговый тороидальный двигатель

Принцип действия тороидального двигателя, изложенный в гл. 3 (разд. 3.8.4), может быть легко использован в шаговых двигателях. Статор имеет форму тора и содержит большое число полюсов или выступов с зубцами. Полый ротор можно устанавливать прямо на валу. Такой ротор состоит из постоянных магнитов или имеет форму зубчатой короны.

#### 4.14. ДВУХФАЗНЫЙ АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

##### 4.14.1. Описание

Статор двухфазного асинхронного двигателя имеет две обмотки  $\alpha$  и  $\beta$ , сдвинутые по фазе на  $\pi/2$ . Ротор представляет собой короткозамкнутую обмотку (в виде беличьей клет-

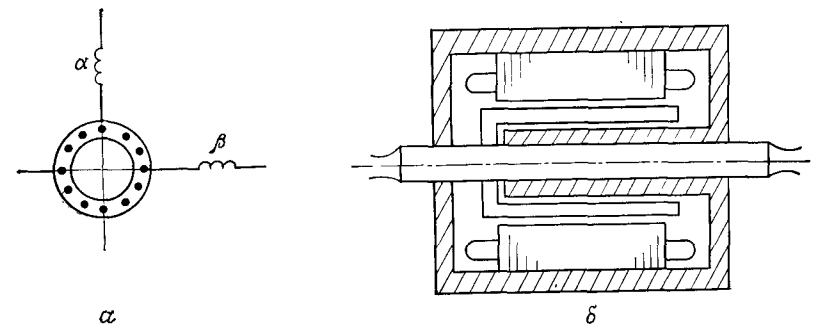


Рис. 4.47. Двухфазный асинхронный двигатель. а — двигатель с ротором в виде беличьей клетки; б — двигатель с полым ротором.

ки), установленную на магнитопроводе, или (для уменьшения инерции) является полым (рис. 4.47, б). Возможен вариант массивного ротора из магнитного материала.

Обмотки возбуждения  $\alpha$  и  $\beta$  питаются токами одинаковой амплитуды, сдвинутыми по фазе на  $\pi/2$ . Они создают магнит-

ное поле, вращающееся со скоростью вращения полюсов двигателя. Зависимость вращающего момента от скорости приведена на рис. 4.48. Вращающий момент сильно зависит от сопротивления обмоток ротора.

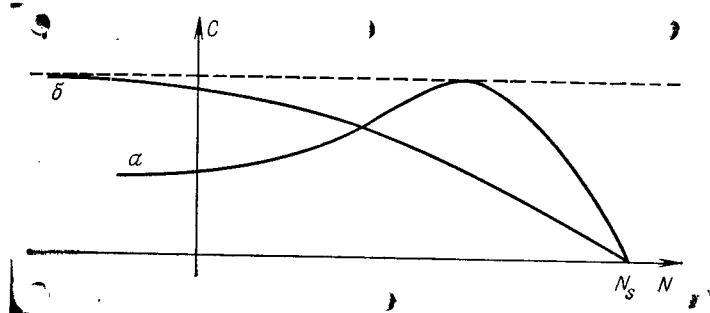


Рис. 4.48. Зависимость вращающего момента от скорости вращения. а — при низком сопротивлении обмоток ротора; б — при высоком сопротивлении обмоток ротора.

тивления обмоток ротора. Максимальный вращающий момент пропорционален квадрату эффективного значения напряжения. Поскольку функционирование двигателя устойчиво только в области отрицательной крутизны механической характеристики, лучше выбирать двигатель с высоким сопротивлением обмотки ротора, и тогда в первом приближении можно считать, что зависимость  $C(N)$  линейна.

#### 4.14.2. Функционирование в режиме переменной скорости

В этом случае питание обмоток осуществляется с переменной частотой. Для этого требуются два независимых инвертора, напряжения на которых сдвинуты по фазе на электрический угол  $90^\circ$ . Кроме того, они должны поддерживать постоянное отношение  $U/f$ , чтобы двигатель работал при постоянном токе и заданном вращающем моменте. Так как при этом требуются большие мощности, такое решение оказывается слишком дорогостоящим.

На практике питание двух обмоток осуществляется таким образом, что создается эллиптическое поле (либо с помощью напряжений с разными амплитудами, либо с помощью напряжений, сдвинутых по фазе на  $\pi/2$ ).

**Управление с помощью изменения амплитуды напряжения питания.** Рассмотрим случай, когда напряжения питания обмоток записываются в виде

$$u_\alpha = U \sqrt{2} \cos \omega t, \quad u_\beta = m U \sqrt{2} \sin \omega t.$$

Их можно разложить на две системы уравнений:

$$\begin{cases} u_{d\alpha} = \frac{1+m}{2} U \sqrt{2} \cos \omega t, & u_{i\alpha} = \frac{1-m}{2} U \sqrt{2} \cos \omega t, \\ u_{d\beta} = \frac{1+m}{2} U \sqrt{2} \sin \omega t, & u_{i\beta} = -\frac{1-m}{2} U \sqrt{2} \sin \omega t. \end{cases}$$

Первая система описывает поле, вращающееся со скоростью  $\omega/p$ , а вторая — поле, вращающееся со скоростью  $-\omega/p$ .

Если обозначить через  $g = [(\omega/p - \Omega)]/(\omega/p)$  скольжение ротора по отношению к вращающемуся полю, то вращающий момент асинхронного двигателя можно записать в виде

$$C(g) = \frac{2C_m}{(g/g_m) + (g_m/g)},$$

а вращающие моменты прямой и обратной последовательности — в виде

$$C_d \left( \frac{1+m}{2} \right)^2 C(g), \quad C_i = \left( \frac{1-m}{2} \right)^2 C(2-g).$$

Результирующий вращающий момент равен разности  $C_d - C_i$ .

На рис. 4.49 приведены кривые для  $g_m = 2$  и различных значений  $m$ .

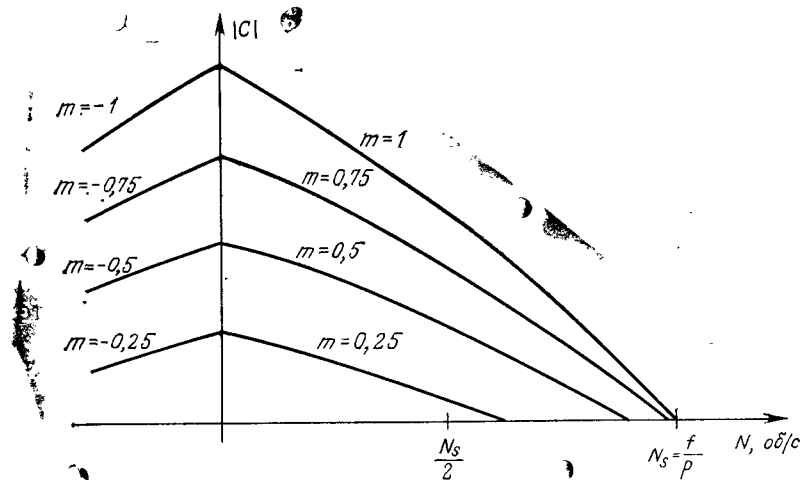


Рис. 4.49. Зависимость вращающего момента от скорости и величины  $m$ .

**Управление с помощью изменения фазы напряжения питания.** В данном случае напряжения  $u_\alpha$  и  $u_\beta$  записываются в виде

$$u_\alpha = U \sqrt{2} \cos \omega t, \quad u_\beta = U \sqrt{2} \sin (\omega t - \gamma).$$

Эти уравнения можно также разложить на две (двухфазные) симметричные системы:

$$\begin{cases} u_{d\alpha} = U\sqrt{2} \cos(\gamma/2) \cos(\omega t - \gamma/2), \\ u_{d\beta} = U\sqrt{2} \cos(\gamma/2) \sin(\omega t - \gamma/2) \end{cases}$$

и

$$\begin{cases} u_{i\alpha} = U\sqrt{2} \sin(\gamma/2) \cos(\omega t - \gamma/2 + \pi/2), \\ u_{i\beta} = -U\sqrt{2} \sin(\gamma/2) \sin(\omega t - \gamma/2 + \pi/2). \end{cases}$$

Решение этих систем имеет вид

$$C = \cos^2(\gamma/2)C(g) - \sin^2(\gamma/2)C(2-g).$$

Форма кривых близка к форме, показанной на рис. 4.49.

#### 4.14.3. Заключение

Из зависимости вращающего момента от скорости явно видны пределы функционирования подобных двигателей для позиционирования. При этом возникают следующие проблемы:

- кривые  $C(N)$  не линейны: увеличивая сопротивление ротора, их можно линеаризовать, но при этом существенно уменьшается эффективность двигателя;
- в зоне остановки двигателя нелинейность характеристик максимальна;
- изменение направления вращения двигателя можно достичь путем сдвига по фазе на  $\pi$  напряжения на обмотке возбуждения  $\beta$ ;
- электромеханическая постоянная зависит от значения  $m$  и обычно относительно велика по сравнению с той же величиной для двигателей постоянного тока.

Двигатели этого типа очень надежны и недорого стоят; однако они малоэффективны и должны выдерживать большие тепловые перегрузки в режиме остановки.

Разработка автономных транзисторных инверторов позволит улучшить условия функционирования двигателей.

### 4.15. СИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

#### 4.15.1. Принцип действия

По конструкции синхронный двигатель с автоматическим управлением подобен двигателю постоянного тока. В гл. 3 показано, что магнитный поток в статоре и распределение тока

в роторе фиксированы. Это справедливо также и для синхронной машины с автоматическим управлением, но только в системе, связанной с ротором. Положение вращающегося магнитного поля, создаваемого статорными обмотками, зависит от положения ротора, т. е. токи в фазах регулируются положением ротора.

На рис. 4.50 показана схема питания синхронного двигателя с автоматическим управлением от трехфазного источника пере-

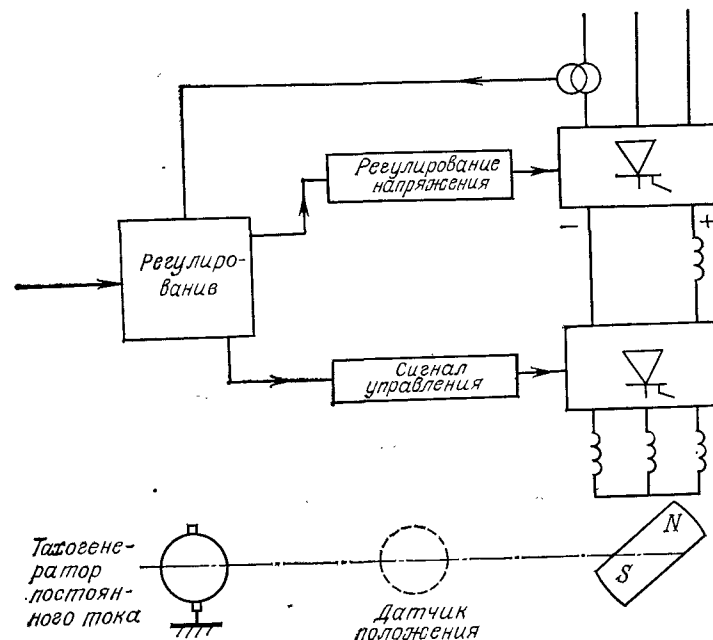


Рис. 4.50. Схема питания синхронного двигателя с автоматическим управлением.

менного тока. Напряжение постоянного тока получается от источника переменного тока через тиристорный мост. Кодированный диск, как и любая другая система, измеряющая положение, позволяет управлять тиристорами второго моста и распределять ток по соответствующим обмоткам возбуждения.

На рис. 4.51 приведено идеальное распределение токов в обмотках возбуждения для трехфазного двигателя. Поле в нем не является вращающимся в прямом смысле слова, а имеет скачкообразный характер. На интервале  $\pi$  токи постоянны и создаваемый ими магнитный поток также постоянен. Сравнение этого двигателя с двигателями постоянного тока имеет смысл

только тогда, когда число фаз соизмеримо с числом пазов в полюсном выступе коллектора. Внешние характеристики этих двигателей (иногда их называют самосинхронизирующимися или бесколлекторными двигателями) идентичны. Вращающие моменты их не зависят от скорости вращения, которая в свою очередь во многом зависит от высокомошных электронных уст-

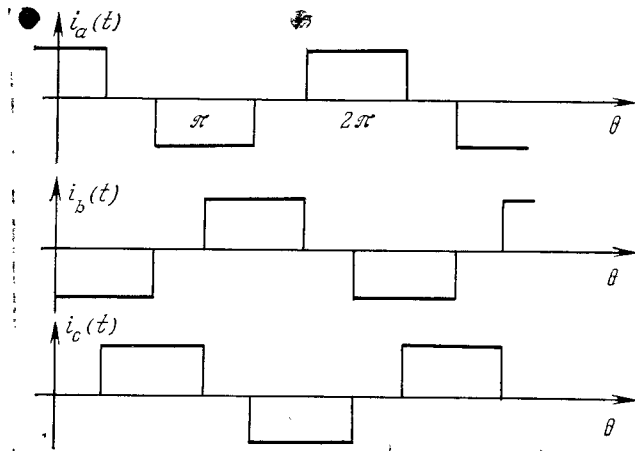


Рис. 4.51. Распределение токов в трех фазах в зависимости от положения ротора.

ройств и собственной индуктивности обмоток. Коммутация обычно осуществляется в зоне максимального вращающего момента; средняя величина вращающего момента при этом возрастает. Для согласования вращающего момента с нагрузкой можно использовать способ возбуждения с опережением.

Устройство питания представляет собой неавтономный преобразователь постоянного тока в переменный и, следовательно, не имеет дополнительного устройства для ликвидации токов, что возможно благодаря существованию э.д.с., возникающей при вращении двигателя. Задача ликвидации токов возникает при низких скоростях вращения и остановке двигателя. В этом случае индуцированной э.д.с. недостаточно для уменьшения токов до нуля и запираения, поэтому необходимо предусмотреть наличие дополнительного устройства для устранения токов. Простейший способ устранения токов заключается в том, что ток на выходе первого выпрямительного моста становится равным нулю в течение определенного периода времени.

Направление вращения двигателя определяется порядком следования фаз. При одном и том же монтаже обмоток двигатель может функционировать в четырех квадрантах. Устройст-

во управления определяет моменты коммутации второго моста в зависимости от положения ротора и изменяет напряжение питания таким образом, что синхронный двигатель функционирует при постоянном потоке. В первом приближении напряжение питания пропорционально скорости вращения.

#### 4.15.2. Характеристики

Синхронные двигатели с автоматическим управлением в основном используются в мощных силовых устройствах, что продиктовано экономическими соображениями. Они успешно применяются в следящих системах. Тиристорный мост, используемый в качестве преобразователя постоянного тока в переменный, заменяется устройством с высокомошными транзисторами. Эти двигатели по сравнению с двигателями постоянного тока имеют следующие преимущества:

- в роторе, как правило, находится постоянный магнит, коллектор отсутствует, и скорость вращения ротора может быть значительно выше;
- обмотки находятся только в статоре, что значительно облегчает отвод тепла;
- благодаря отсутствию скользящих контактов щетки — коллектор уменьшаются потери;
- износ двигателя минимален, так как отсутствует искрение, связанное с механической коммутацией. Электронные схемы управления сложны, но надежны. Время переходного процесса очень мало. Синхронные двигатели с автоматическим управлением могут быть использованы как гибридные двигатели, в которых э.д.с. возникает за счет вращения двигателя. Таким образом, можно создать двигатели, которые могут вращаться с малой скоростью и иметь большой вращающий момент без паразитных колебаний. Необходимо отметить, что в таких двигателях не возникает проблем, связанных с устойчивостью.

В будущем конструкторы, несомненно, пойдут по этому пути для обеспечения функционирования двигателей при больших нагрузках, так как шаговый двигатель с разомкнутым контуром управления не обладает необходимой точностью и надежностью.

#### 4.16. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В гл. 3 и 4 рассмотрены основные типы электродвигателей, которые могут служить приводными устройствами в роботах. Кроме асинхронных двигателей, которые имеют особые характеристики, большой интерес представляют двигатели постоянного тока и шаговые двигатели, характеристики кото-

рых сильно различаются. Двигатель постоянного тока имеет вращающий момент, не зависящий от положения ротора и скорости вращения. Он включен в замкнутый контур управления по положению. Регулирование осуществляется путем изменения напряжения на якоре.

Функционирование шагового двигателя является синхронным; положение ротора определяется числом коммутаций тока в обмотках. Управление осуществляется обычно по разомкнутому контуру, поэтому вращающий момент зависит от положения ротора, функционирование при низких частотах неустойчиво и наблюдаются паразитные колебания.

Использование шаговых двигателей структурно проще, но при этом возникают проблемы, связанные с нелинейностью характеристик. Кроме того, нагрузка существенно влияет на работу двигателя. Схемы управления этими двигателями достаточно сложны, однако реализуемы при современном уровне технологии. Эти двигатели требуют значительного совершенствования, чтобы иметь возможность конкурировать с двигателями постоянного тока, характеристики которых были существенно улучшены благодаря прогрессу в производстве постоянных магнитов. Конкурентоспособность гибридных двигателей или синхронных реактивных двигателей очевидна в тех случаях, когда требуется получать большие вращающие моменты при малых скоростях. При автоматическом управлении можно использовать преимущества шаговых двигателей и двигателей постоянного тока.

В электроприводах мощность на единицу массы остается небольшой по сравнению с той же величиной для гидравлических приводов. Однако простота конструкции и эксплуатации составляет основное достоинство электроприводов.

## ГЛАВА 5

# Пневматические и гидравлические приводы

## 5.1. ВВЕДЕНИЕ

### 5.1.1. Основные понятия

В данной главе рассматриваются способы применения энергии жидкостей и газов для приведения в действие манипуляторов и исполнительных устройств. Передача энергии осуществляется жидкостью (вода, масло) или газом (воздух, азот и другие газы), которые подаются под давлением от генератора (насоса, компрессора) и циркулируют в замкнутой системе. Давление газов или жидкостей может быть интерпретировано как их внутренняя потенциальная энергия, отнесенная к единице объема:

$$e_p = p.$$

Единица давления паскаль представляет собой довольно малую плотность энергии ( $1 \text{ Дж/м}^3$ ), поэтому вместо нее обычно предпочитают применять в качестве единицы давления бар, равный  $10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}$ .

Вследствие действия земного притяжения жидкости или газы обладают также потенциальной энергией, зависящей от высоты  $z$ :

$$e_g = \rho g z,$$

где  $\rho$  — плотность среды,  $g$  — ускорение свободного падения. Однако в робототехнике изменения  $z$  очень малы, и, поскольку изменения энергии  $e_g$  незначительны в сравнении с используемыми величинами давления, их вкладом пренебрегают.

С другой стороны, жидкости (газы), циркулирующие в системе со скоростью  $u$ , обладают некоторой кинетической энергией. Отнесенная к единице объема, она определяется выражением

$$e_c = 1/2 \rho u^2.$$

Следовательно, можно рассматривать две группы методов превращения энергии жидкостей (газов) в механическую: статические и динамические.

Считается, что в статических методах превращения энергии используется непосредственно потенциальная энергия жидкостей и газов (двигатели, гидро- и пневмоцилиндры, гидравлические передачи и т. д.). К ним можно отнести способы превращения энергии с низкими скоростями истечения жидкостей (газов). На основе статики получают движущую силу (или движущий момент) жидкости (газа), которая воздействует на подвижные элементы приводов. Величина получаемой силы  $f$  или момента сил  $c$  пропорциональна разности давлений:

$$f = S(p_1 - p_2), \quad (5.1a)$$

где  $S$  — площадь поверхности, и

$$c = C(p_1 - p_2), \quad (5.1б)$$

где  $C$  — объем.

При использовании динамических методов потенциальная энергия жидкости (газа) сначала преобразуется в кинетическую энергию, за счет чего создается истечение среды с повышенной скоростью. На основе последней получают соответствующие динамические эффекты в таких устройствах, как турбины и т. п.

Поскольку в робототехнике в основном имеют дело с прерывистыми движениями и часто необходимо развивать большие усилия при остановке механизма, то вторая группа методов преобразования энергии используется реже, чем первая.

В обоих случаях схема получения и использования энергии жидкостей (газов) включает следующие элементы:

● *На стадии получения*

источник механической энергии (двигатели: электрический, тепловой и др.);

преобразователь механической энергии в энергию жидкостей (газов) (насос, компрессор);

резервуар для хранения жидкости (или газа);

ограничитель или регулятор давления.

● *На стадии использования*

трубопровод передачи высокого давления;

трубопровод для возврата отработанной жидкости под низким давлением, кроме тех случаев, когда потери жидкости (или газа) предусмотрены и не сказываются на функционировании устройства. Например, в случае использования сжатого воздуха отработанный газ выбрасывается в атмосферу (что очень часто используется на практике);

устройства, изменяющие расход и (или) давление жидкости (газа);

привод, преобразующий энергию жидкостей (газов) в механическую энергию;

вспомогательные органы (фильтры, задерживающие твердые частицы, обратные клапаны, клапаны давления, аккумуляторы, позволяющие сглаживать пиковые режимы потребления, и т. д.).

### 5.1.2. Основные уравнения установившегося режима

Для некоторого данного сечения  $S$  трубопровода состояние жидкости и газа в установившемся режиме характеризуется двумя переменными: давлением  $p$  (в Па или Дж/м<sup>3</sup>) и расходом (по объему)  $q$  (в м<sup>3</sup>/с). Мощность, переносимая жидкостью или газом, определяется выражением

$$W = pq.$$

Очевидно, объемный расход связан со средней скоростью истечения среды  $u$  в рассматриваемом сечении выражением

$$q = Su.$$

При описании движения жидкости или газа по трубопроводу воспользуемся следующими законами сохранения:

**Закон сохранения расхода массы.** На участке трубопровода с сечениями  $S_1$  и  $S_2$  и соответственно с расходами через них  $q_1$  и  $q_2$  должно соблюдаться равенство масс жидкости (или газа), вошедшей в него и вышедшей из него. Отсюда

$$\rho_1 q_1 = \rho_2 q_2.$$

Поскольку жидкость считается несжимаемой и ее плотность  $\rho$  является постоянной величиной, наблюдается сохранение объемного расхода:

$$q_1 = q_2. \quad (5.2a)$$

При рассмотрении движения газа в трубопроводе необходимо учитывать, что плотность газа зависит от давления; следовательно,

$$p_1 \neq p_2 \longrightarrow \rho_1 \neq \rho_2 \longrightarrow q_1 \neq q_2.$$

**Закон сохранения общей энергии.** Для идеально несжимаемой жидкости (газа) на участке гидравлической цепи, не содержащей каких-либо источников или стоков энергии, общая энергия, отнесенная к объему, остается постоянной (уравнение Бернулли):

$$p_1 + (1/2)\rho u_1^2 = p_2 + (1/2)\rho u_2^2, \quad \text{или} \\ p_1 + (1/2)\rho (\gamma_1^2/S_1^2) = p_2 + (1/2)\rho (\gamma_2^2/S_2^2). \quad (5.3a)$$

Для сжимаемых рабочих сред уравнение Бернулли может быть использовано с некоторым приближением, если отклонения давления, вызванные внутренним трением на участке между рассматриваемыми сечениями, незначительны.

**Потери энергии.** Для реальных жидкостей и газов записанный в виде уравнения (5.3а) закон сохранения энергии полностью не выполняется. Возникающие соответствующие потери распределяются вдоль трубопровода и проявляются главным образом «на нарушениях» плавности потока текучей среды: колена трубопровода, различного рода ограничения, препятствия и т. д. Потеря энергии на участке между двумя равными сечениями, через которые протекает жидкость (газ) с одним и тем же расходом  $q$ , определяется падением давления  $\Delta p$ . Последнее в зависимости от характера течения может быть связано с  $q$  двумя различными соотношениями.

**Ламинарное течение.** При таком характере течения линии тока строго параллельны стенкам трубопровода. Необходимо отметить, что реальная жидкость (или газ) обладает некоторой вязкостью (характеризуемой коэффициентом  $\mu$ ), которая обусловлена трением внутри жидкости (или газа) и в местах контакта со стенками трубопровода. Это приводит к тому, что скорость истечения распределена неравномерно по сечению трубопровода (максимальна в центре и равна нулю на стенках), и возникает рассеяние энергии в виде тепловыделений, которое пропорционально  $q$  (закон Пуазейля):

$$\Delta p = Rq. \quad (5.3б)$$

Например, для цилиндрического трубопровода длиной  $L$  имеем  $R = 32\mu(L/S^2)$ .

**Турбулентное течение.** В случае турбулентного течения траектории частиц жидкостей (или газов) не являются строго параллельными. Частицы подвержены беспорядочному движению вокруг некоторого «среднего» аксиального потока, имеющего общую скорость  $u$ . Столкновения между частицами (увеличивающиеся в результате наличия различного рода препятствий течению и шероховатости стенок трубопровода) вызывает повышение рассеяния энергии в виде тепловыделений. При этом величина рассеянной энергии пропорциональна квадрату расхода:

$$\Delta p = rq^2.$$

Эти потери энергии не зависят от вязкости жидкости (газа) и часто определяются кинетической энергией текущей среды:

$$\Delta p = (1/2)\xi\rho(q^2/S^2), \quad (5.3в)$$

где  $\xi$  — безразмерный коэффициент.

Переход от ламинарного режима течения к турбулентному происходит в том случае, когда расход  $q$  превышает пороговое значение  $q^*$ , соответствующее критическому значению некоторой безразмерной величины (число Рейнольдса). Для цилиндрического трубопровода число Рейнольдса  $Re = 4\rho q/\pi D\mu$  при  $Re_{критич} \approx 2500$ .

### 5.1.3. Основные уравнения переходного режима

Поскольку изменение системы происходит во времени, необходимо рассматривать производные по времени, такие, как  $dq/dt$  — скорость изменения расхода,  $dp/dt$  — скорость изменения давления,  $dx/dt$  — скорость движения элементов, связывающих гидравлическую систему с механической.

Каждой из этих величин соответствует определенное физическое явление.

**Инерция.** Применяя уравнение динамики  $f = m\gamma$  к элементарному объему идеальной жидкости (или газа), заключенной между сечениями, соответствующими абсциссам  $x$  и  $x + dx$ , получим

$$-S(\partial p/\partial x) = \rho S(\partial u/\partial t) + \rho S u(\partial u/\partial x).$$

Если ограничиться статическими методами превращения энергии, первый член этого выражения можно представить в виде

$$\rho S(\partial u/\partial t) = \rho(dq/dt).$$

Это означает, что инерция жидкости (или газа) пренебрежимо мала по сравнению с другими величинами. Следовательно, приведенные выше выражения для сохранения энергии или учета ее потерь остаются справедливыми.

**Сжимаемость.** Уравнение состояния газа. В данном случае основным уравнением является характеристическое уравнение термодинамического состояния газа, которое связывает плотность (массу в единице объема)  $\rho$  с давлением  $p$ . Для политропного процесса можно написать

$$\rho/\rho^k = \text{const} \quad \text{при} \quad 1 \leq k \leq \gamma.$$

Оба предельных условия интерпретируются следующим образом:

●  $k=1$  (изотермический процесс).

Переход газа из одного состояния в другое осуществляется достаточно медленно, чтобы тепловой обмен с окружающей средой осуществлялся полностью, а температура газа остава-

лась постоянной. Этому переходу соответствует закон Бойля — Мариотта

$$p/\rho = RT, \quad \text{т. е.} \quad k=1.$$

●  $k=\gamma$  (адиабатический процесс).

Изменение состояния газа происходит достаточно быстро, так что исключается какой-либо ощутимый тепловой обмен с внешней средой. Этому условию соответствует закон Лапласа

$$p/\rho^\gamma = \text{const} \quad \text{при} \quad c_p/c_v > 1,$$

где  $c_p$  и  $c_v$  — удельные теплоемкости при постоянном давлении и при постоянном объеме соответственно.

Для сжатого воздуха  $\gamma \approx 1,404$ . Следовательно, во всех случаях можно записать выражение для производных по времени

$$d\rho/dt = (\rho/kp) (dp/dt).$$

*Уравнение расхода.* Рассмотрим резервуар объемом  $V$ , где устанавливается однородное давление  $p$ . Пусть  $q_1$  и  $q_2$  — расходы соответственно на входе и выходе. Условие сохранения массы внутри ограниченного пространства между моментами времени  $t$  и  $t+dt$  запишется в виде

$$\rho q_1 dt - \rho q_2 dt = d(\rho V) = V d\rho.$$

Отсюда

$$q_1 - q_2 = (V/\rho) (d\rho/dt),$$

или, используя выражение для производных по времени от плотности и давления,

$$q_1 - q_2 = (V/kp) (dp/dt). \quad (5.26)$$

Правая часть этого соотношения (равная нулю в установившемся режиме) часто называется «расходом на сжимаемость»  $q_c$ .

По аналогии с электрическим конденсатором (расход  $\leftrightarrow$  электрический ток; давление  $\leftrightarrow$  напряжение) отношение  $V/kp$  можно интерпретировать как емкость. Однако поскольку она пропорциональна объему, то может рассматриваться как постоянная величина только в том случае, когда давление незначительно отклоняется от средней величины  $p$ .

*Уравнение расхода для жидкостей.* Жидкости рассматриваются как абсолютно несжимаемые среды только в первом приближении. Однако для некоторых определенных температур и давлений наблюдается пропорциональность между абсолютными изменениями давления и соответствующими относительными

ми изменениями массы, отнесенной к единице объема (т. е. плотности):

$$d\rho/(d\rho/\rho) = \text{const} = B.$$

Коэффициент  $B$ , или «модуль сжимаемости», по размерности совпадает с давлением и также выражается в паскалях (барах). Для рабочих жидкостей, применяемых в гидравлике,  $B \approx 1500$  МПа. Величина  $B$  медленно повышается с увеличением давления, а с повышением температуры уменьшается. Кроме того,  $B$  сильно зависит от количества газа (воздуха), который может находиться в смеси с жидкостью. Уравнение расхода в этом случае принимает вид

$$q_1 - q_2 = (V/B) (dp/dt), \quad (5.2в)$$

где гидравлическая емкость  $V/B$  является постоянной величиной для данного режима функционирования.

*Изменение геометрии устройств.* В том случае когда уравнение расхода рассматривается для ограниченного пространства с изменяющимся во времени объемом (объем гидроцилиндра, эластичный сильфон и т. д.), необходимо вновь вернуться к выражению для условия сохранения массы, содержащейся в объеме  $V$ :

$$d(\rho V) = V d\rho + \rho dV.$$

Второе слагаемое этого выражения учитывает изменение объема. Следовательно, уравнение расхода можно представить в виде

$$q_1 - q_2 = q_c + q_d, \quad (5.2г)$$

где  $q_d$  — «расход на деформацию», равный  $q_d = dV/dt$ .

В большинстве расчетов объем представляется линейной функцией некоторой переменной (линейного перемещения  $x$  или углового перемещения  $\theta$ ):

$$V = S(h+x) \quad \text{или} \quad V = C(\theta_0 + \theta).$$

Отсюда для линейного перемещения имеем

$$q_d = S(dx/dt), \quad (5.4а)$$

а для углового перемещения

$$q_d = C(d\theta/dt). \quad (5.4б)$$

#### 5.1.4. Заключение

При составлении уравнения функционирования какого-либо устройства, использующего в качестве рабочих тел жид-

кие или газообразные среды, может возникнуть необходимость использования следующих зависимостей:

- уравнений механики жидкостей (и газов), связывающих расход с давлением:

- соотношений, выражающих сохранение общей энергии или ее распределение в соответствующих устройствах (уравнения типа (5.3а)—(5.3в));

- соотношений, выражающих сохранение массы в форме баланса расходов (уравнения типа (5.2а)—(5.2г));

- уравнений механики твердых тел, относящихся к органам движения и связывающих силы (или моменты сил) со скоростями перемещения (линейными или угловыми);

- уравнений связи жидкости (и газа) с твердыми телами в их движении:

- соотношений типа (5.1а) или (5.1б), связывающих движущую силу жидкости (и газа) с изменением давления;

- соотношений типа (5.4а) или (5.4б), связывающих скорость движущегося тела с расходом перемещаемой жидкости или газа.

Исходя из выражений (5.1) и (5.4) и исключая «коэффициенты связи»  $S$  и  $C$ , можно записать выражения для превращения энергии движущейся жидкости в механическую энергию:

$$(p_1 - p_2) q_d = f(dx/dt) \quad (\text{прямолинейное движение тела}), \quad (5.5a)$$

$$(p_1 - p_2) q_d = c(d\theta/dt) \quad (\text{вращательное движение тела}). \quad (5.5b)$$

Ниже мы рассмотрим принципы действия и основные характеристики наиболее часто встречающихся на практике приводов и связанных с ними устройств управления. Начнем это рассмотрение с пневматических систем.

## 5.2. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

### 5.2.1. Энергия движущегося воздуха

Большая часть цехов на современном производстве снабжена разветвленной системой сжатого воздуха, который подается в помещения при относительно низких давлениях, обычно не превышающих 1 МПа (10 бар). Его подвод на рабочем месте достаточно прост и осуществляется с помощью гибких трубопроводов небольшого сечения.

Поскольку жидкости и газы, обычно используемые на практике, мало загрязняют атмосферу, при их применении в производстве не требуется особенно тщательной герметизации пневматических систем. Это позволяет устанавливать на рабочем месте достаточно простые и недорогие устройства. Пневматические системы по мощности на единицу массы занимают про-

межуточное место между электрическими и гидравлическими системами и имеют ряд преимуществ. В частности, их функционирование малочувствительно к облучению и экстремальным температурам (как низким, так и высоким). Обслуживание материальной части довольно просто и может быть обеспечено малоквалифицированным персоналом.

Однако сжатый воздух имеет не только преимущества перед другими средами, но и недостатки. Он практически не обладает никакими смазывающими свойствами, что ведет к возникновению сухого трения достаточной большой величины. Кроме того, воздух всегда содержит определенную концентрацию паров воды. Последние конденсируются на стенках системы в виде влаги, которая удаляется с большим трудом. Эти обстоятельства являются важным фактором, поскольку очень часто влага оказывает вредное воздействие. Наконец, движение воздуха с большими скоростями часто сопровождается шумом, особенно в случае выпуска его в атмосферу.

Основным параметром газообразной среды является ее сжимаемость. Она характеризуется силой упругости, которая сообщает пневматическим системам определенную способность выдерживать случайные перегрузки. Но в то же время сжимаемость порождает склонность к возникновению в такой системе динамических колебаний, которые очень трудно подавить, чтобы создать качественный привод.

### 5.2.2. Пневматические приводы

**Пневмоцилиндры.** Пневмоцилиндры для поступательного движения. На рис. 5.1 показан классический пневмоцилиндр двустороннего действия. Эти устройства, на принципе действия которых нет особой необходимости останавливаться, в основном воспринимают команды «да — нет». Скорости перемещения не регулируются с высокой точностью. На каждом выходе пневмоцилиндра обычно ставится регулируемый ограничитель потока газа, называемый «редуктором расхода». Последний является устройством одностороннего действия благодаря параллельному соединению с обратным клапаном, который допускает свободный проход воздуха в режиме впуска.

Для нормального функционирования рассматриваемого пневмопривода очень важно преодолеть силы трения и устранить колебания рабочего тела, возникающие при его перемещениях. Это будет обеспечено, если теоретически максимально возможная сила выталкивания (равная произведению давления на площадь сечения пневмоцилиндра) будет явно больше обратного усилия (обычно соотношение между ними выбирают равным 2).

Особенность подобных устройств проявляется в асимметрии действующих сил при прямом и обратном ходе, поскольку сечение штока всегда меньше сечения поршня. Необходимо отметить также, что при выборе размеров пневмоцилиндра с большим рабочим ходом нужно учитывать сопротивление штока продольному и поперечному изгибу.

В ограниченных пространствах, когда тело большой массы  $M$  перемещается со скоростью  $v$ , а трение пренебрежи-

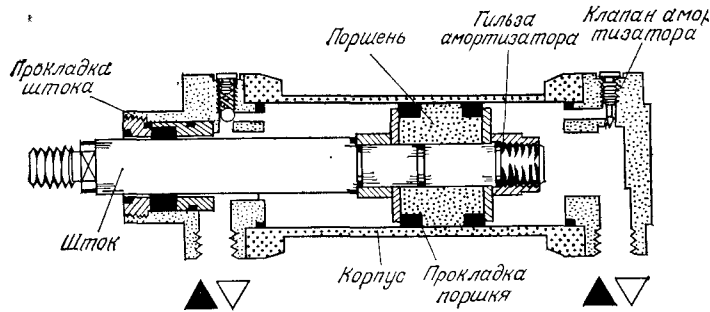


Рис. 5.1. Пневмоцилиндр для поступательного движения. (Фирма REXROTH-SIGMA.)

тельно мало, возникает проблема устранения удара. В пневмоцилиндрах предлагается гасить (без отдачи) скорость перемещения рабочего звена (поршня, золотника и т. п.) в конце его хода на длине в несколько сантиметров. Устройство, позволяющее поглощать кинетическую энергию  $Mv^2/2$  и рассеивать ее в виде тепла, называется амортизатором.

Если пневмопривод используется на весь свой ход, рекомендуется применять демпфированный пневмоцилиндр, т. е. устройство с пневматическими амортизаторами, устанавливаемыми на каждом его конце. В таком случае поршень с обеих сторон имеет две опорные поверхности уменьшенного диаметра, что позволяет установить в конце хода камеру амортизации с регулируемым с помощью винта сбросом газа (регулируемый пневматический демпфер).

В общем случае устройства, предназначенные для автоматизации различных систем робота, должны быть в какой-то степени универсальными. В конструкциях универсальность может быть реализована, если предусмотреть возможность изменения величины хода. Для этой цели в корпусе пневмоцилиндра устанавливаются регулируемые механические упоры. Их число должно быть не менее двух для одного хода и более двух, если предполагается множество ходов (в последнем случае при-

меняются съемные упоры, которые монтируются на барабане). Пределы регулирования каждым упором рабочего хода пневмоцилиндра должны быть обеспечены работой соответствующего внешнего амортизатора. В основном речь идет о регулируемых гидравлических амортизаторах, работающих в замкнутом контуре.

*Примечание.* Поршни чаще всего изготавливаются из медных сплавов или из стали, а корпуса пневмоцилиндров — из стали. Однако существуют конструкции, в которых поршни стальные, а цилиндры из пластмасс на основе полиэфирной смолы, усиленной стекловолокном. Подбор материалов позволяет существенно упростить монтаж концевых выключателей, предназначенных для фиксации положения поршня. Такие выключатели могут быть магнитными детекторами, которые размещаются непосредственно на цилиндре и реагируют на перемещение поршня.

*Поворотные пневмоцилиндры.* В робототехнике амплитуды вращательного движения ограничены в пространстве (например, запястье манипулятора), поэтому наиболее часто применяется привод типа пневмоцилиндра, схема которого представлена на рис. 5.2. Его шток несет зубчатую рейку, которая увлекает за собой шестерню, связанную с выходным валом устройства.

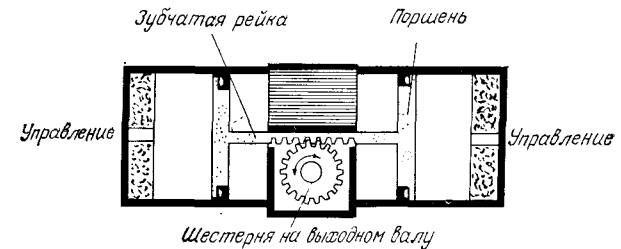


Рис. 5.2. Пневмоцилиндр с зубчато-реечной передачей.

В других устройствах используются иные принципы преобразования движения: винтовые, кулачковые механизмы и т. д.

*Специальные пневмоцилиндры.* Ниже перечислены устройства, представляющие определенный интерес для автоматизированных систем:

пневмоцилиндры, позволяющие зафиксировать одновременно несколько положений;

пневмоцилиндры ударного или вибрационного действия, предназначенные для клепки, маркировки и т. д.;

пневмоцилиндры без штока (шток заменен тросом, что обеспечивает длинный ход поршня);

изогнутые пневмоцилиндры без штока с боковым выходом; пневмоцилиндры мембранного или сильфонного типа (для очень малого хода штока);

гибкие пневмоцилиндры: искусственные мускулы, которые наполняются жидкостью или газом и сокращаются под действием внутреннего давления.

**Пневмомоторы.** Пневмоцилиндрами называются устройства, которые позволяют развивать усилия при остановках или на ограниченных участках хода поршня. В противоположность им пневмомоторы прежде всего являются генераторами скорости рабочего тела (жидкости, газа), приводящего в движение нагрузку — подвижное тело, связанное с выходным валом устройства, который может совершать неограниченное по углу вращение.

В пневматике встречаются в основном два типа моторов: объемные пневмомоторы и турбины.

**Объемные пневмомоторы.** В большей части подобные двигатели аналогичны гидравлическим, которые рассматриваются ниже. По принципу действия различают следующие основные типы: лопастные пневмомоторы, пневмомоторы с зубчатым зацеплением и поршневые и мембранные пневмомоторы. В них скорость непосредственно связана с потребляемым расходом, в то время как вращающий момент определяется давлением.

**Турбины.** Из приводов для непрерывного вращательного движения наиболее широкое распространение нашли турбины. В данном случае речь идет о пневмодинамическом устройстве, способном развивать на выходном валу большие вращающие моменты и получать очень высокие угловые скорости вращения (до 300 000 об/мин). Необходимо отметить, что устройства подобного типа требуют применения таких газов, которые содержат пары масел, обеспечивающих смазку подшипников. С другой стороны, необходимость в смазке влечет за собой загрязнение окружающей среды в случае прямого выброса газа в атмосферу. Основное применение турбин — специализированные исполнительные устройства, такие, как сверлильные станки, станки для нарезания резьбы и т. д.

### 5.2.3. Пневматические органы управления

Питание пневматических приводов обычно производится в режиме «да — нет» с помощью распределителя мощности, переключение которого осуществляется за счет перемещения подвижных элементов под действием команд управления. В зависимости от источника энергии распределители могут быть пневматическими (перемещение создается мембранными реле)

и электрическими (перемещение создается якорем электромагнита с утопленным сердечником или вращающейся обмоткой).

Распределители разделяются на две другие основные группы, которые определяются типом подвижного элемента (клапан или золотник).

**Распределители клапанного типа.** На рис. 5.3 показан двухпозиционный распределитель с тремя каналами, который может быть установлен в следящей системе. Его принцип действия

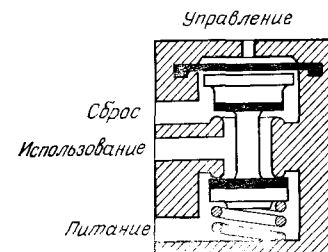


Рис. 5.3. Распределитель клапанного типа.

состоит в следующем. Подвижный клапан приводится в движение с помощью мембраны, на которую подается управляющий сигнал. Обратный ход выполняется под действием сжатой пружины (моностабилизированный распределитель). Следовательно, сам клапан перемещается из одного положения в другое, открывая или закрывая соответствующие отверстия для прохода воздуха через внутреннюю часть седел, на которые он садится.

Устройства клапанного типа особенно эффективны для распределителей с двумя или тремя каналами. Они позволяют осуществлять распределение без трения и, следовательно, не требуют смазки. Однако клапан очень чувствителен к величинам давления и рабочим сечениям. Поэтому он применяется лишь в схемах с одним устойчивым положением.

**Распределители золотникового типа.** В распределителях этого типа золотник перемещается перед отверстиями в корпусе. Соответствующие заплешины золотника открывают и закрывают эти отверстия, обеспечивая таким образом проход воздуха через образующиеся щели (рис. 5.4).

В распределителях с двумя устойчивыми положениями перемещение золотника происходит под действием разности давлений, возникающих на противоположных его концах. В отсутствие управляющего сигнала золотник уравнивается перепускаемыми давлениями в коммутируемых сечениях (в противоположность клапану) и, следовательно, находится в неустойчивом случайном положении.

Устойчивость положения золотника в отсутствие управляющего сигнала может быть достигнута за счет сил трения в

соединениях распределителя или же с помощью специальных фиксирующих устройств механического или магнитного типа.

**Распределители других типов.** На рис. 5.5 представлена схема работы распределителя, содержащего три детали, изготовленные из мягкого железа. Центральная деталь закреплена не-

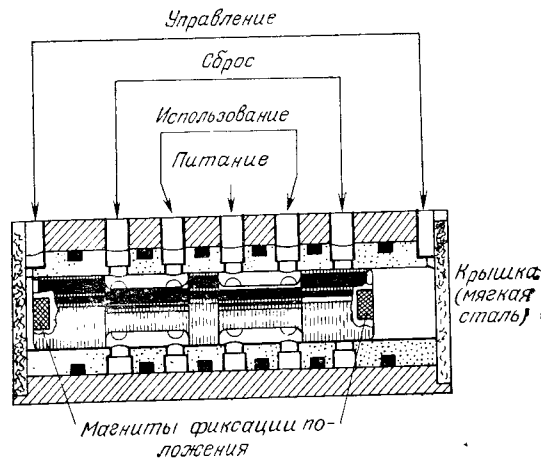


Рис. 5.4. Четырехканальный распределитель золотникового типа.

подвижно, а две боковые могут свободно передвигаться. В выключенном состоянии последние за счет пружины прижимаются к первой (рис. 5.5, б).

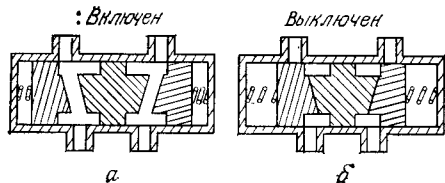


Рис. 5.5. Распределитель с составным золотником.

Магнитное поле, созданное катушкой, намагничивает обе подвижные детали, в результате чего они отталкиваются и создают проход для газа (или жидкости) (рис. 5.5, а).

#### 5.2.4. Пневматические системы автоматического регулирования положений

Эти системы могут быть реализованы теми же методами, которые рассмотрены ниже для гидравлических систем, но с ухудшением рабочих характеристик за счет сжимаемости газа. Для иллюстрации рассмотрим два двигателя с одинако-

вым ходом и выталкивающей силой  $f$ , работающих при нормальных для них давлениях: гидроцилиндр с площадью поперечного сечения  $S_1$  и давлением  $p_1=10$  МПа (100 бар) и пневмоцилиндр с площадью поперечного сечения  $S_2$  и давлением  $p_2=0,7$  МПа (7 бар). Отношение поперечных сечений  $S_2/S_1$  для них равно 14. То же значение будет иметь отношение объемов камер  $V_2/V_1$ . Отношение «емкостей» этих камер составляет приблизительно 20 000:

$$\alpha = (V_2/1,4p_2) (B/V_1) \approx (14V_1/1,4 \cdot 0,7) (1400/V_1) \approx 20\,000.$$

Если нагрузка представляет собой массу  $M$  (аналог «индуктивности»), обе системы могут рассматриваться как колебательные контуры, т. е. описываться уравнениями второго порядка. Отношение собственных круговых частот для них равно  $\sqrt{1/\alpha}$ , т. е.  $\omega_2/\omega_1 \approx 1/140$ .

Поскольку распределители имеют различные размеры (чтобы получить в них одинаковую скорость на выходе), то при одной и той же амплитуде колебаний скорости амплитуда колебаний положения будет в 140 раз больше для пневмоцилиндра. Кроме того, естественное затухание этих колебаний происходит только за счет сухого трения, которое должно быть небольшим, если требуется получить приемлемую статическую точность системы.

Эти трудности можно устранить следующими способами:

- созданием постоянного вязкого трения за счет синхронного приведения в движение штока гидроцилиндра, камеры которого сообщаются в замкнутом контуре через регулируемый ограничитель (масляно-пневматический способ);
- введением системы остановки и удержания положения с помощью электромеханического тормоза (роботы Pfaff PM12 и I. R. I.);
- уменьшением объемов, в которых находится газ под изменяющимся давлением: замена пневмоцилиндра для поступательного движения небольшими высокоскоростными вращательными двигателями, соединенными с редуктором (робот I.R.I.);
- заменой пневмоцилиндра гидроцилиндром, снабженным двумя «обменниками» давлением между воздушным и масляным трактами. Этот масляно-пневматический способ устраняет необходимость введения специальной гидравлической системы обеспечения давлением и в то же время позволяет получать плавность движения. Во время остановки электрогидравлический клапан блокирует положение поршня на фиксированных объемах квазинежимаемой (т. е. жидкой) среды (рис. 5.6).

Свойства текучих сред и сухое трение между подвижными элементами не позволяют достаточно просто реализовать высококачественные распределители или следящие клапаны высо-

кой точности. Зато легко получить малоинерционные релейные органы распределения — двухпозиционные (да — нет) или трехпозиционные (плюс — нуль — минус). Они могут управляться путем изменения направления отклонения от выбранного положения или путем модуляции по времени и/или по частоте им-

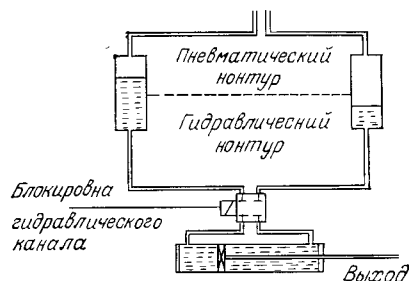


Рис. 5.6. Масляно-пневматическая система.

пульсов управления. Применение микропроцессоров открывает заманчивые перспективы в этой области (робот I.R.I.).

Отметим, что использование управляющего сигнала плюс — нуль — минус, коммутируемого с высокой частотой, допускает возможность линеаризации с помощью развертки путем уменьшения влияния гистерезиса, вызванного сухим трением.

### 5.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

#### 5.3.1. Энергия движущейся жидкости

Хотя элементы гидравлических систем, которые позволяют использовать воду для передачи энергии, давно разработаны, применение этой жидкости ставит ряд проблем, таких, как окисление и коррозия, образование плесени, плохая смазка. В качестве рабочей жидкости гидравлических систем используется преимущественно минеральное масло с вязкостью при рабочей температуре  $2 \cdot 10^5$ — $2,6 \cdot 10^5$  м<sup>2</sup>/с (т. е. от 20—26 сСт). Эти жидкости обладают большой теплопроводностью и, следовательно, способствуют отводу тепла, вызванного трением и деформацией элементов гидравлической системы, тем самым обеспечивается их охлаждение.

Применение подобных сред позволяет легко достигать очень больших давлений (многих десятков мегапаскалей). Однако в робототехнике ограничиваются величинами порядка 10 МПа: при таких давлениях можно использовать легкие и гибкие трубопроводы. При больших давлениях требуется существенно увеличить массу и относительную жесткость трубопроводов, в результате чего выигрыш в удельной весовой мощности становится незначительным.

Основными проблемами, которые необходимо при этом решать, являются следующие:

- подача масла под давлением к органам, в которых оно используется, когда последние связаны с механической системой с многочисленными сочленениями и сильно меняющейся геометрией; причем сама система может перемещаться;
- герметичность соединений;
- правильная фильтрация жидкости: наличие в жидкости частиц размером выше 5 мкм быстро приводит к выходу из строя оборудования (засоряются и закупориваются ограничители (следящие клапаны), портятся кромки дозатора расхода в распределителях и внутренняя поверхность гидроцилиндров, увеличиваются внутренние потери и т. д.);
- очистка от воздуха, который может оказаться в «ловушках» на определенных участках устройства. Присутствие воздуха уменьшает жесткость жидкости и увеличивает кажущуюся сжимаемость масла.

Основным ограничивающим фактором является отсутствие на промышленных предприятиях сети распределения масла под давлением. Следовательно, необходимо присоединять локально к каждому роботу «систему центрального обеспечения», или «агрегат», для питания регулируемым давлением (в простейшем случае это будет электродвигатель плюс гидравлический насос). Размер резервуара для масла должен учитывать его нагрев и необходимость рассеивания тепла излучением.

На выходе системы центрального обеспечения или в непосредственной близости к органам с большим мгновенным расходом часто устанавливают аккумуляторы, т. е. некий резервуар, разделенный на две камеры мембраной, способной вытеснить весь объем жидкости из резервуара. Одна камера наполняется воздухом или малоактивным газом (азотом) при минимальном давлении функционирования гидравлической системы. При заполнении другой камеры гидравлической жидкостью происходит сжатие газа. Аккумулятор играет роль буфера, устраняющего распространение гидравлического удара при открывании или закрывании цепей за счет создания или поглощения расхода жидкости в пиковых режимах. Он работает практически при постоянном давлении.

#### 5.3.2. Гидравлические приводы

**Гидроцилиндр для поступательного движения.** Гидроцилиндры для поступательного движения являются аналогами пневмоцилиндров, но много меньше по размерам и легче по весу при равной мощности. Существуют три основных типа гидроцилиндров.

**Гидроцилиндр двустороннего действия** (рис. 5.7). Он имеет две камеры, в которых создаются переменные давления  $p_1$  и  $p_2$ . Поскольку в камере 2 расположен выходной шток, активные сечения поршня различаются между собой. Следовательно, си-

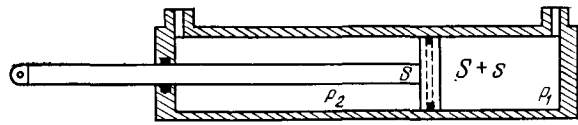


Рис. 5.7. Гидроцилиндр двустороннего действия.

ла, обусловленная разностью давлений, действующих с обеих сторон поршня, не является симметричной функцией:

$$f = (S+s)p_1 - Sp_2.$$

Этот недостаток можно устранить путем применения поршня с двусторонним штоком (рис. 5.8), линейные размеры которого должны быть больше для обеспечения равного перемещения. В этом случае

$$f = S(p_1 - p_2). \quad (5.6)$$

Если обозначить через  $p_a$  и  $p_b$  соответственно давления питания и возврата, действующие в корпусе гидроцилиндра, максимальная сила будет равна  $f_m = S(p_a - p_b)$ , где  $S$  — активная поверхность (площадь сечения поршня минус площадь сечения штока).

**Дифференциальный гидроцилиндр** (рис. 5.9). Сечение штока в нем равно половине общей площади поршня:  $s = S$ . В ка-

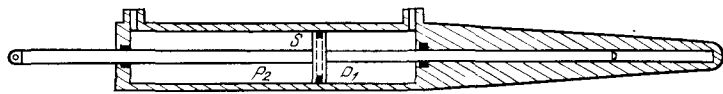


Рис. 5.8. Гидроцилиндр двустороннего действия с двусторонним штоком.

мере, пересекаемой штоком, постоянно поддерживается высокое давление  $p_a$ , в то время как в другой камере — переменное давление  $p$ . В этом случае развиваемое усилие определяется выражением  $f = S(2p - p_a)$ . Максимальное значение  $f_m$  эквивалентно максимальному усилию, развиваемому гидроцилиндром с двусторонним симметричным действием, но составляет половину соответствующего значения для гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком. Для работы дифференци-

ального гидроцилиндра требуется только трехканальный распределитель, в то время как для гидроцилиндра двустороннего действия — четырехканальный распределитель, реализация которого представляет собой более сложную задачу.

**Плунжерный гидроцилиндр** (рис. 5.10). Конструкция такого гидроцилиндра проста: одно соединение, канал которого рабо-

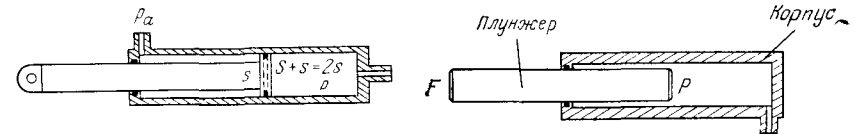


Рис. 5.9. Дифференциальный гидроцилиндр. Рис. 5.10. Плунжерный гидроцилиндр.

тает в динамическом режиме. Он имеет одну активную камеру, в которой создается переменное давление  $p$ , а с другой стороны шток находится под действием низкого давления  $p_b$ . Усилие развивается только в одном направлении:

$$0 \leq f = S(p - p_b) \leq S(p_a - p_b).$$

Следовательно, обратный ход плунжера (поршня) должен быть обеспечен внешней силой, что ограничивает применение данного устройства.

Рассмотренные гидроцилиндры трех типов могут создавать большие силы и обеспечивать существенные перемещения штока. Гидроцилиндр двустороннего асимметричного действия в большей степени ограничен по величине хода, так как его шток должен иметь малое сечение (чтобы снизить неравенство сил) и, следовательно, имеет меньшее сопротивление продольному изгибу.

Для получения больших перемещений штока рекомендуется применять дифференциальный гидроцилиндр. Он позволяет получить большое отношение рабочего хода к диаметру гидроцилиндра, которое может достигать  $\sim 50$ .

**Математическое описание.** Составим математическую модель лишь гидроцилиндра двустороннего действия с симметричной геометрией. Если обозначить через  $x$  абсциссу поршня, отсчитанную от среднего положения, через  $v$  — скорость, а через  $2h$  — полный ход, можно записать следующие уравнения:

● уравнения расхода

$$[S(h+x)/B](dp_1/dt) = q_1 - q_a - q_f, \quad (5.7)$$

$$[S(h-x)/B](dp_2/dt) = q_a + q_f - q_2; \quad (5.8)$$

● уравнения потерь давления, которые происходят за счет утечки между камерами (недостаточная герметичность соединений или щели);

$$p_1 - p_2 = Rq_f \quad (\text{при ламинарном течении}) \quad \text{или} \quad (5.9)$$

$$p_1 - p_2 = r q_f^2 \quad (\text{при турбулентном течении}); \quad (5.9a)$$

● уравнение гидромеханической связи (жидкость — поршень) (к уравнению (5.6) добавляется соотношение, выражающее расход  $q_d$  от деформации камер гидроцилиндра)

$$q_d = Sv; \quad (5.10)$$

● уравнение движения груза (связывающее общую массу  $M$ , возможное вязкое трение  $\varphi$  и противодействующую силу  $f_r$ )

$$M (dv/dt) = f - \varphi v - f_r. \quad (5.11)$$

Исключение промежуточных переменных приводит к системе четырех дифференциальных уравнений первого порядка, связывающих переменные внутреннего состояния  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $v$  и  $x$  с внешними переменными  $q_1$ ,  $q_2$  и  $f_r$ :

$$[S(h+x)/B] (dp_1/dt) = -p_1/R + p_2/R - Sv + q_1,$$

$$[S(h-x)/B] (dp_2/dt) = p_1/R - p_2/R + Sv - q_2,$$

(5.12)

$$M (dv/dt) = Sp_1 - Sp_2 - \varphi v - f_r,$$

$$dx/dt = v.$$

**Гидроцилиндр для углового перемещения.** Вращательное движение с ограниченной амплитудой может быть получено по крайней мере с помощью гидроцилиндров двух типов.

**Гидроцилиндры с преобразованием поступательного движения.** К этой группе можно отнести в первую очередь гидроцилиндры, аналогичные пневмоцилиндрам, которые были описаны выше при рассмотрении пневматических систем (в частности, устройства с преобразованием движения с помощью реечной зубчатой передачи). Другой тип — гидроцилиндр с кривошипом, схематическое изображение которого представлено на рис. 5.11. Более компактная модель этого типа с параллельными поршнями приведена на рис. 5.12. Две последние модели имеют угловой ход, ограниченный примерно  $120^\circ$  (опасность заклинивания). Вращающий момент этих устройств зависит от углового положения. В противоположность им гидроцилиндр с зубчатой рейкой дает несколько оборотов, развивая постоянный вращающий момент (при постоянном давлении).

**Поворотные гидроцилиндры** (рис. 5.13). Вариант базовой модели с простой формой пластин содержит цилиндрический корпус, несущий неподвижную пластину. Вокруг оси вращения поворачивается подвижная пластина вместе с выходным валом (рис. 5.13, а). Ход (менее одного оборота ( $\sim 330^\circ$ )) ограничен

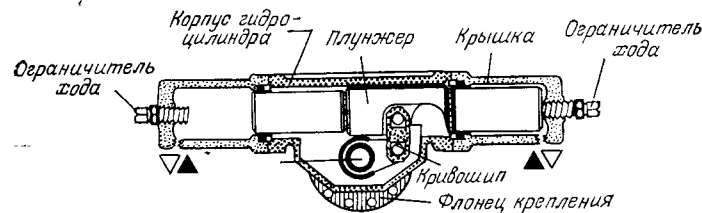


Рис. 5.11. Гидроцилиндр с кривошипом. (В представленном положении вращательное движение заблокировано.) (Фирма REXROTH-SIGMA.)

толщиной пластин. Очевидно, устройство с двумя подвижными пластинами имеет уменьшенный ход (менее пол оборота ( $\sim 150^\circ$ )), но его вращающий момент в два раза больше при одинаковых внешних размерах устройств. Кроме того, в гидроцилиндре с двумя подвижными пластинами силы уравновешены в центре. Хотя силы инерции и трения в таких устройствах на-

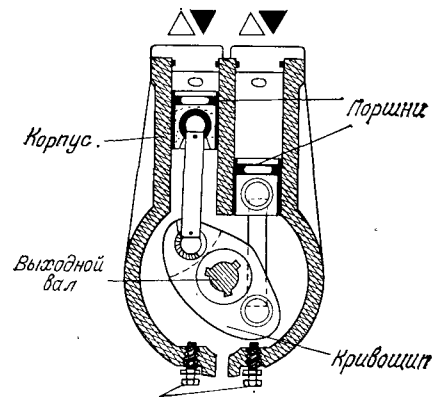
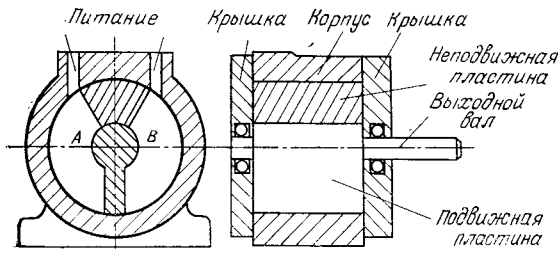


Рис. 5.12. Гидроцилиндр с параллельными поршнями. (Фирма REXROTH-SIGMA.)

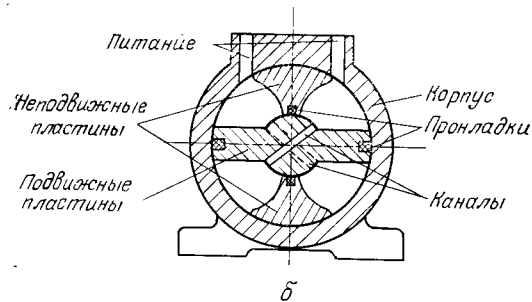
много слабее, чем у гидроцилиндров с преобразованием движения, поворотные гидроцилиндры более сложны в изготовлении, особенно из-за проблем герметизации. Они не нашли широкого распространения в робототехнике, хотя могут быть идеальными приводами для сочленений робота благодаря большой удельной весовой мощности, прямому воздействию на нагрузку

и непосредственной передаче вращательного движения от гидроцилиндра к последовательно расположенным с ним сочленениям.

Математическое описание этих устройств аналогично описанию гидроцилиндров для поступательного движения. Не останавливаясь на подробностях, отметим, что в данном случае



а



б

Рис. 5.13. Поворотный пластинчатый гидроцилиндр.

коэффициент гидромеханической связи однороден в объеме  $C$ , который интерпретируется как объем тела вращения (цилиндра), приходящегося на 1 рад (т. е. объема жидкости или газа, который смещается при вращении на 1 рад):

$$c = C(p_1 - p_2), \quad q_d = C(d\theta/dt).$$

Обозначив через  $2\theta_0$  общий угловой ход, получим

$$\begin{aligned} [C(\theta_0 + \theta)/B](dp_1/dt) &= -p_1/R + p_2/R - C\omega + q_1, \\ [C(\theta_0 - \theta)/B](dp_2/dt) &= p_1/R - p_2/R + C\omega - q_2, \end{aligned} \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} J(d\omega/dt) &= Cp_1 - Cp_2 - \varphi\omega - c_r, \\ d\theta/dt &= \omega. \end{aligned}$$

Отметим, что средний объем масла  $C\theta_0$ , находящегося под давлением, отличается от объема цилиндра  $C$ .

*Примечание.* Математические выкладки, выполняемые в дальнейшем, будут проводиться только для органов поступательного движения. Однако полученные формулы могут быть непосредственно применены для описания функционирования органов вращательного движения путем соответствующей замены параметров.

**Гидромоторы для вращательного движения.** Для получения вращательного движения с неограниченным по углу вращением можно использовать несколько типов гидромоторов. Необходимо отметить, что эти устройства, как и большинство гидроцилиндров, являются обратимыми, т. е. могут функционировать как насосы. Гидромоторы разделяются на аксиально-поршневые (с наклонной шайбой и с наклонным цилиндром) и радиально-поршневые. Отметим, что объем цилиндра  $C$  может быть постоянным или переменным.

**Аксиально-поршневой гидромотор с наклонной шайбой** (рис. 5.14). Для такого типа гидродвигателей число поршней должно быть нечетным (7 или 9). Поршни располагаются в неподвижном корпусе равномерно вокруг оси и движутся в цилиндрах, размещенных в барабане параллельно выходному

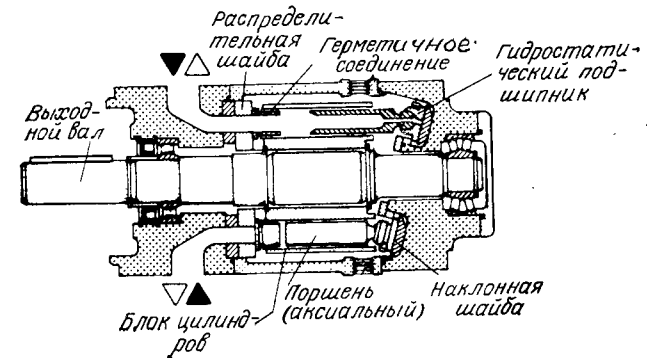


Рис. 5.14. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонной шайбой. (Фирма REXROTH-SIGMA.)

валу. Вал составляет одно целое с барабаном. Каждый поршень заканчивается шаровой пятой, вложенной в подпятник, который скользит без вращения по наклонной шайбе, прижатой диском. Для создания гидростатического подшипника сверлят головку поршня и пяту таким образом, что между шайбой и пятой образуется гидростатический зазор.

Аксиальная сила, приложенная к поршню, разлагается по отношению к плоскости диска на нормальную и тангенциальную составляющие. Таким образом создается вращающий момент

гидродвигателя данного типа. Изменение объема цилиндра двигателя (объем масла, вытесненного за один оборот) можно достичь за счет выбора соответствующего угла наклона диска по отношению к оси выходного вала.

Аксиально-плунжерный гидромотор с наклонным блоком цилиндров (барабаном) (рис. 5.15). Расположение барабана и

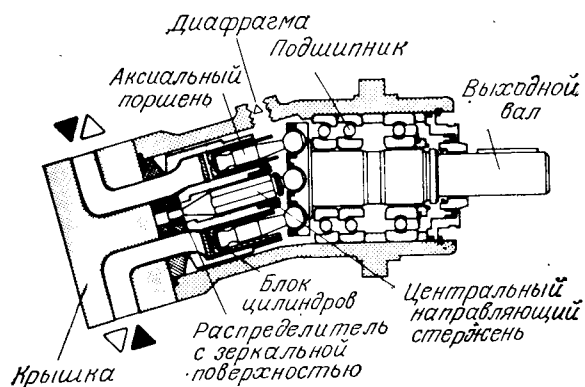


Рис. 5.15. Гидромотор с наклонным блоком цилиндров. (Фирма REXROTH-SIGMA.)

шайбы гидродвигателя данного типа аналогично расположению соответствующих элементов гидромотора с наклонной шайбой. Шаровые пяты вложены в сферические углубления шайбы, которая связана с выходным валом. Барабан опирается на сферическую поверхность распределительной шайбы. Как и в предыдущем случае, объем цилиндра можно изменять путем варьирования угла наклона оси барабана по отношению к оси выходного вала.

Радиально-поршневые гидромоторы (рис. 5.16). Основными элементами двигателя данного типа (рис. 5.16, а) являются следующие:

- ротор, содержащий обычно 7 или 9 цилиндров, оси которых направлены вдоль радиуса (отсюда название мотора) ротора;
- поршни (плунжеры), которые перемещаются в цилиндрах и несут на свободных концах кулачки;
- статор, внутренняя поверхность которого представляет собой кулачок, содержащий выступы, и по которой вращаются ролики поршней;
- распределительная шайба, по зеркальной поверхности которой происходит соединение цилиндров с каналами низкого или высокого давления.

В зоне активного хода  $a$  ротора (рис. 5.16, а) цилиндр связан с каналом высокого давления и поршень давит на ролик с силой  $F$  (рис. 5.16, б), которая вместе с силой реакции  $R$  кулачка создает тангенциальную составляющую  $T$ . В результате возникает вращающий момент мотора.

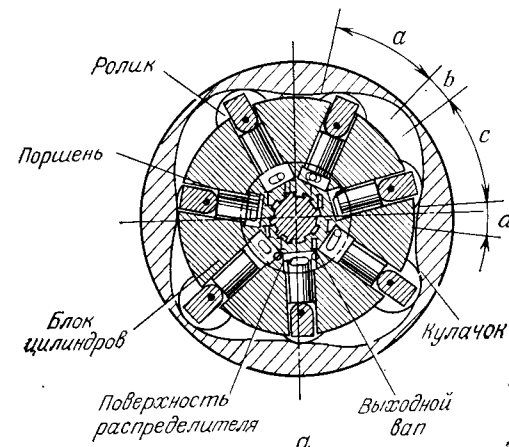


Рис. 5.16. Радиально-поршневой гидромотор. (Фирма SAMM.)

После фазы активного хода  $a$  поршень переходит в нейтральную зону  $b$ , а затем — в зону  $c$ , в которой цилиндры соединены с каналом низкого давления. В результате этого происходит вывод рабочей жидкости. Затем поршень переходит в другую нейтральную зону  $d$  и т. д. Изменение направления вращения осуществляется путем переключения каналов связи с высоким и низким давлением, а следовательно, и зон входа и выхода рабочей жидкости. Для функционирования подобной системы необходимо, чтобы число поршней и число выступов кулачка были такими, чтобы всегда по крайней мере один поршень мог находиться в активной зоне для обеспечения запуска двигателя.

**Гидромоторы других типов.** К ним можно отнести гидромоторы с зубчатым зацеплением, которые не нашли широкого распространения в системах автоматического регулирования (рис. 5.17), и гидромоторы пластинчатого типа (рис. 5.18), которые с одинаковым успехом используются в качестве насосов.

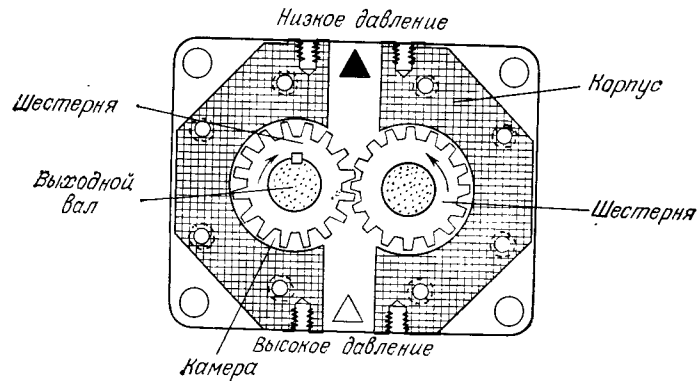


Рис. 5.17. Гидромотор с зубчатым зацеплением. (Фирма REXROTH-SIGMA.)

**Характеристики гидроприводов.** Основными параметрами, которые выдаются конструктором при разработке гидроприводов любых типов, являются предельные рабочие давления и допустимый подъем давления в ограниченное время или в пиковые режимы. Другие характеристики определяются типом гидропривода.

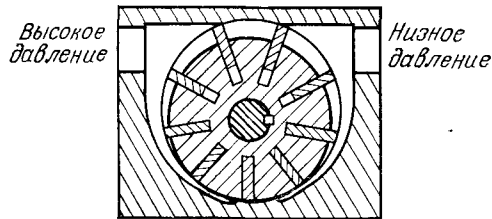


Рис. 5.18. Гидромотор пластинчатого типа.

- Для гидроцилиндров необходимо знать полезный ход, общий объем цилиндра, максимальную мгновенную скорость (обусловленную диафрагмами входа и выхода так же, как и трением), массу и момент инерции подвижных элементов.
- Для гидромоторов, обеспечивающих непрерывное вращение, надо знать объем цилиндра, приходящийся на один радиан поворота (или на один оборот) ротора, максимальную скорость, номинальный вращающий момент и номинальную мощность, момент инерции ротора и зависимости вращающего момента и мощности от скорости (рис. 5.19) при различных давлениях пи-

тания. На их основе определяется «внутреннее сопротивление» гидромотора  $f_i = dc/d\omega$ .

Система уравнений, описывающая работу устройства, имеет вид

$$\begin{aligned} (V/B) (dp/dt) &= q - q_d - q_f, \\ q_f &= F(p), \quad q_d = C\omega, \\ c &= C_p, \quad c = J(d\omega/dt) + G(\omega) + c_r, \end{aligned} \quad (5.14)$$

где  $F(p)$  — зависимость потерь от давления;  $G(\omega)$  — зависимость момента силы трения от скорости;  $c_r$  — полезный вращающий момент, развиваемый на валу,  $V$  — объем жидкости (или газа) в камере гидродвигателя, находящейся под рабочим давлением. Следует отметить, что этот рабочий объем жидкости (или газа) может быть небольшим (по сравнению с объемом

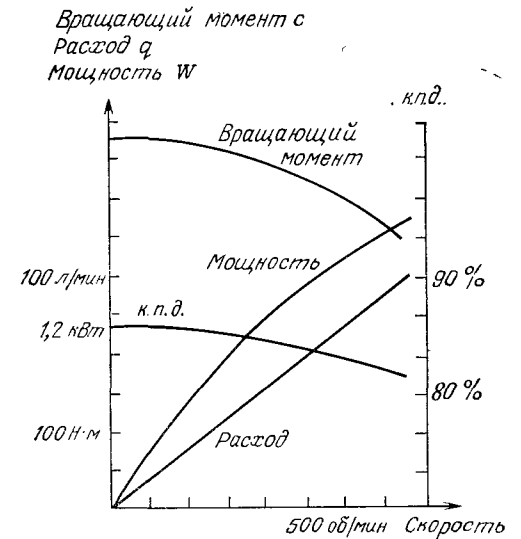


Рис. 5.19. Характеристики гидромотора.

гидроцилиндра той же мощности), если двигателем является высокоскоростной гидромотор, передающий движение через связанный с ним редуктор. Однако в робототехнике существует тенденция к использованию названных выше гидродвигателей без редуктора. В этом случае они не будут иметь явных преимуществ перед гидродвигателями с редукторами.

### 5.3.3. Распределители

Управление гидроприводов чаще всего осуществляется в строго определенной последовательности. Органами управления являются различного типа распределители, которые полу-

чают сигналы от механических систем робота либо сигналы от ступеней низкой мощности самих гидравлических (пневматических) систем. В свою очередь механические и гидравлические (пневматические) системы управляются электрическими сигналами.

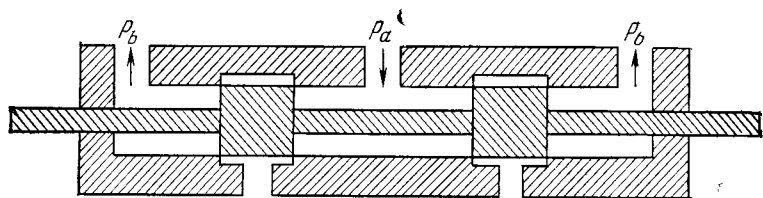


Рис. 5.20. Схема 4-канального гидрораспределителя.

Сначала рассмотрим классический распределитель — гидрораспределитель золотникового типа.

**Характеристики гидрораспределителя золотникового типа.** На практике наиболее часто встречается 4-канальный гидрораспределитель, схема которого представлена на рис. 5.20. При его работе дозирующие выступы золотника постоянно меняют

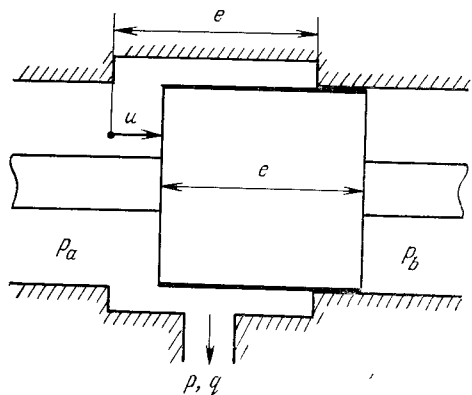


Рис. 5.21. Фрагмент схемы клапана без запаса перекрытия.

свое положение в корпусе гидрораспределителя, двигаясь перпендикулярно каналам ввода и вывода рабочей жидкости (прямоугольный клапан). В зависимости от соотношений размеров выступов золотника и отверстий каналов распределения возможны три случая перекрытия последних, которым соответствуют различные характеристики функционирования.

**Распределитель без запаса перекрытия.** На рис. 5.21 приведены параметры правой части распределителя, представленного на рис. 5.20. Можно предположить, что роль распределителя

заключается в дозировании расхода  $q$ , входящего в камеру, где находится рабочая жидкость (газ) под давлением  $p = 0,5(p_a + p_b)$ . Справедливость этого предположения будет доказана в последующих разделах.

Течение рабочей жидкости в распределителе турбулентно, а расход определяется положением поршня  $u$ , которое служит управляющей переменной.

Для распределителя без запаса перекрытия должно соблюдаться точное равенство размеров просвета каналов в корпусе распределителя и перекрывающего выступа золотника. В этом случае при перемещении золотника образуются четыре характерные области значений переменной  $u$ . Если  $e \leq u$ , расход жидкости соответствует максимальному сечению прохода и имеет постоянное значение  $q = q_m$  при

$$q_m = Ke \sqrt{2[p_a - (p_a + p_b)/2]} = Ke \sqrt{p_a - p_b}.$$

Введем «коэффициент преобразования» распределителя

$$G = K \sqrt{p_a - p_b} = q_m / e.$$

Тогда для области  $0 \leq u \leq e$  получим

$$q = Ku \sqrt{2(p_a - p)},$$

откуда  $q = Gu$ .

Для области  $-e \leq u \leq 0$  получим

$$q = Ku \sqrt{2(p - p_b)},$$

откуда  $q \leq Gu$ .

Для области  $u \leq -e$  получим  $q = -q_m$ .

На основе этих результатов получена обобщенная характеристика  $q(u)$ , представленная на рис. 5.22 для некоторой заданной разности давлений питания.

**Распределитель с гарантируемым перекрытием.** Может оказаться, что размер  $e$  просвета меньше длины  $e + 2r$  дозирующего выступа золотника, который его перекрывает в выключенном состоянии (рис. 5.23). При этом условии образуется пять характерных областей значений переменной  $u$ , для которых выполняются следующие соотношения:

- $e + r \leq u \rightarrow q = q_m = Ge;$
- $r \leq u \leq e + r \rightarrow q = G(u - r);$
- $-r \leq u \leq +r \rightarrow q = 0;$
- $-e - r \leq u \leq -r \rightarrow q = G(u + r);$
- $u \leq -e - r \rightarrow q = -q_m = -Ge.$

Характеристика  $q(u)$  (рис. 5.24) дает мертвую зону длиной  $2r$ , в которой гарантируется отсутствие утечек в неподвижном состоянии (при нулевом полезном расходе).

Открытый распределитель (без перекрытия). В этом слу-

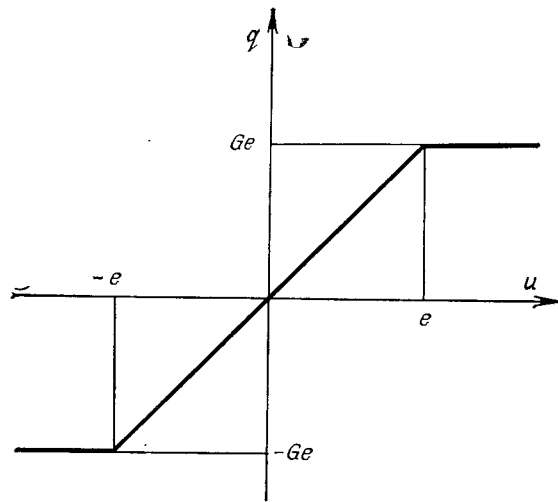


Рис. 5.22. Характеристика распределителя без запаса перекрытия.

чае длина дозирующего выступа золотника в направлении движения перед просветом канала распределителя равна  $e - 2d$ , т. е. меньше размера рабочей щели. Поэтому в некоторой окре-

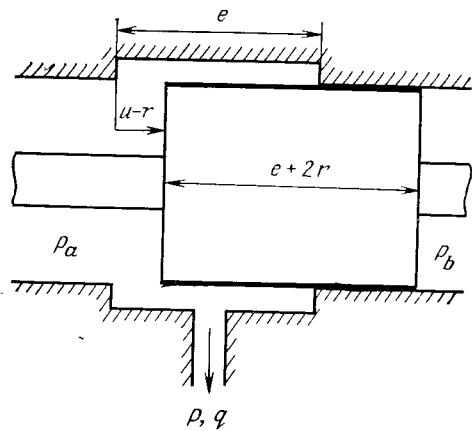


Рис. 5.23. Фрагмент схемы клапана с гарантируемым перекрытием.

стности начального положения золотника существует постоянная утечка от  $p_a$  к  $p_b$  (рис. 5.25).

Если учесть расходы  $q'$  (от канала высокого давления  $p_a$  к камере, находящейся под давлением  $p$ ) и  $q''$  (от камеры с дав-

лением  $p$  к каналу низкого давления  $p_b$ ), полезный расход  $q$ , поступающий в камеру, будет равен  $q' - q''$ , а расход потерь  $q^*$  будет равен  $q''$  или  $q'$  в зависимости от знака  $q$ .

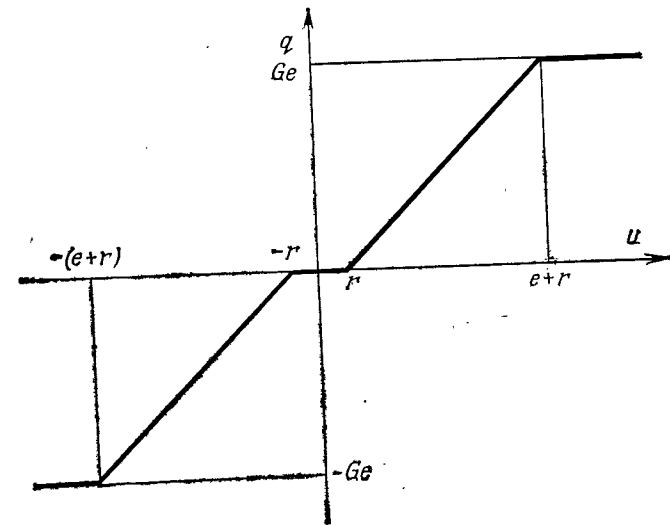


Рис. 5.24. Характеристика распределителя с гарантируемым перекрытием.

Для данного условия перекрытия существует пять областей значений переменной  $u$ :

а)  $e - d \leq u \rightarrow q' = q_m, q'' = 0, q = q_m, q^* = 0;$

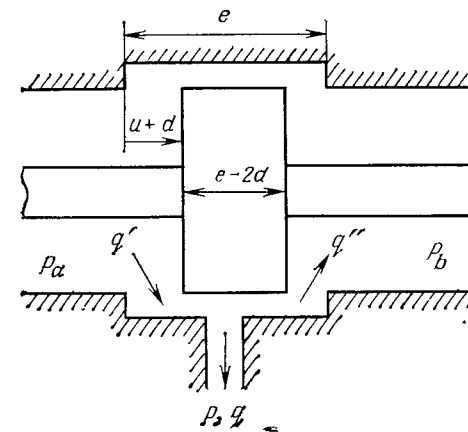


Рис. 5.25. Фрагмент схемы открытого клапана.

б)  $d \leq u \leq e - d \rightarrow q' = G(u + d), q'' = 0, q = q', q^* = 0;$

в)  $-d \leq u \leq +d \rightarrow q' = G(u + d), q'' = -G(u - d), q = 2Gu, q^* \neq 0;$

г)  $-e+d \leq u \leq -d \rightarrow q'=0, q''=-G(u-d), q=G(u-d), q^*=0;$

д)  $u \leq -e+d \rightarrow q'=0, q''=+q_m, q=-q_m, q^*=0.$

Характеристика распределителя без перекрытия имеет три участка: центральный участок с максимальным коэффициентом

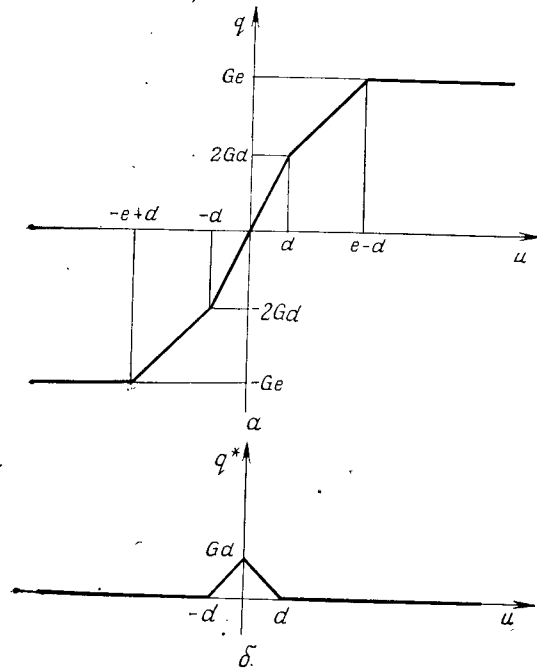


Рис. 5.26. Характеристика открытого клапана. а — для полезного расхода  $q$ ; б — для расхода потерь  $q^*$ .

преобразования, равным  $2G$ , область расхода с коэффициентом преобразования, равным  $G$ , и, наконец, область с насыщением (рис. 5.26).

**Математическое описание.** Практически распределитель определяет расход через две щели каналов, сообщающиеся с камерами, в которых находится рабочая жидкость под давлением  $p_1$  и  $p_2$ . При моделировании ограничимся рассмотрением распределителя без зазора перекрытия. Соотношения, описывающие его функционирование, имеют вид

$$q_1 = K \left[ \frac{u + |u|}{\sqrt{2}} (p_a - p_1)^{1/2} + \frac{u - |u|}{\sqrt{2}} (p_1 - p_b)^{1/2} \right],$$

$$q_2 = K \left[ \frac{u + |u|}{\sqrt{2}} (p_2 - p_b)^{1/2} + \frac{u - |u|}{\sqrt{2}} (p_a - p_2)^{1/2} \right]. \quad (5.15)$$

**Примечание.** При составлении уравнения движения золотника под действием приложенной силы необходимо учитывать, что сила реакции (реакция потока жидкости или газа) на золотник является динамической величиной. Для ее описания можно использовать выражение  $f_r \approx 0,52q\sqrt{\rho\Delta p}$ .

**Сервоклапаны (следающие клапаны).** Роль этих многоступенчатых устройств заключается в основном в перемещении золотника распределителя таким образом, чтобы открывать сечения прохода пропорционально электрическому сигналу управления по току или по напряжению. При подсоединении к приводу они также пригодны для реализации обратной связи в системах автоматического регулирования. Существуют два типа следящих

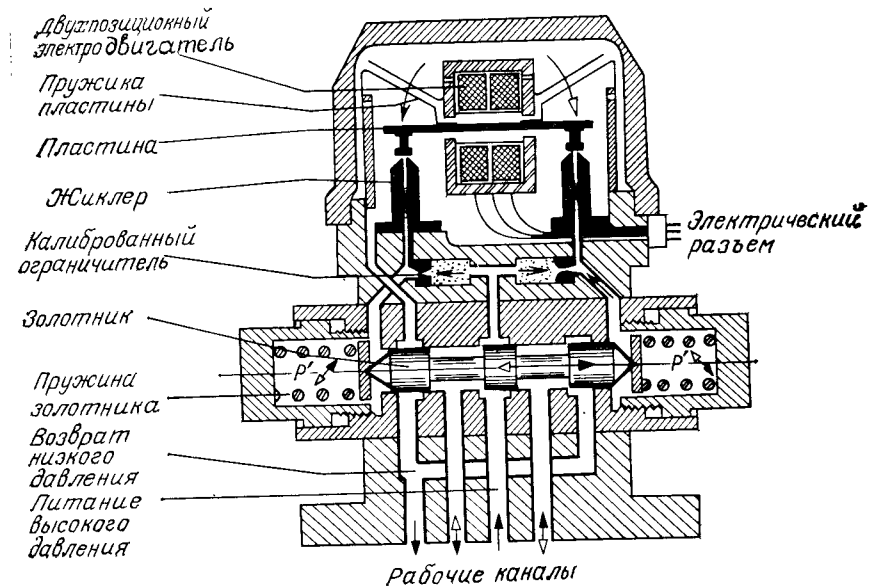


Рис. 5.27. Следающий клапан фирмы D. V. A. Air Equipment.

клапанов, различающихся способом управления золотником распределителя.

**Электрогидромеханическое управление.** На рис. 5.27 и 5.28 показаны две модели следящих клапанов данного типа управления. В клапане фирмы D.V.A. Air Equipment (рис. 5.27) первая ступень представляет собой двухпозиционный двигатель, ротор которого несет пластину, возвращаемую в нейтральное положение под действием пружины. Оба конца пластины расположены против двух жиклеров, связанных с высоким давлени-

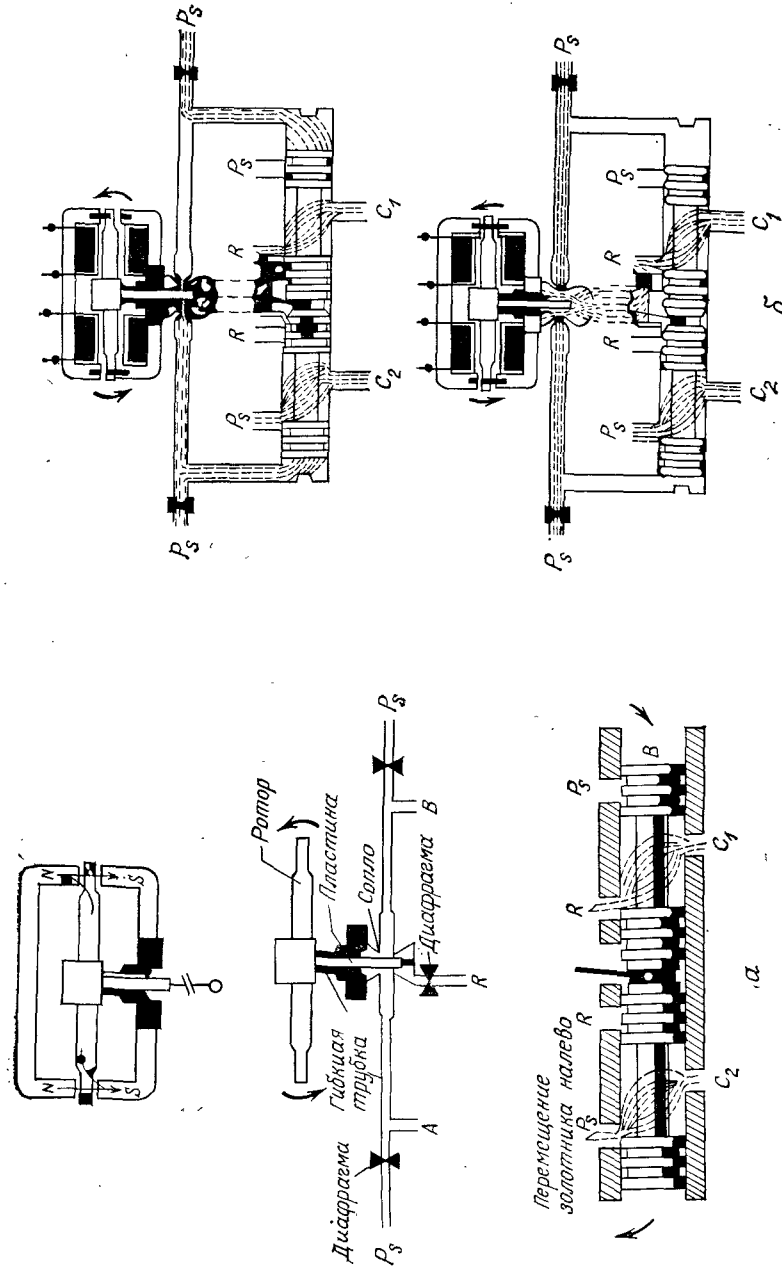


Рис. 5.28. Следящий клапан MOOG.

$P_s$  — питание высокого давления,  $R$  — возврат низкого давления,  $C_1, C_2$  — рабочие каналы.

нием через калиброванные ограничивающие диафрагмы (гидравлические потенциометры). Когда пластина занимает нейтральное положение, расходы в жиклерах одинаковы, следовательно, одинаковы и давления в каналах управления золотника, расположенных между калиброванными диафрагмами и жиклерами. В этом случае золотник находится в гидростатическом равновесии и удерживается в среднем положении двумя калиброванными контрпружинами.

Прохождение тока в катушке вызывает поворот пластины, и как следствие происходит нарушение равенства расходов в жиклерах. В результате возникает разность давлений между каналами регулирования золотника. Последний перемещается на такое расстояние, что сила возврата пружин компенсирует нарушение гидростатического равновесия. Элементы системы выбираются таким образом, чтобы получить перемещение золотника, пропорциональное величине тока.

Следящий клапан MOOG (рис. 5.28, а) также содержит двухпозиционный двигатель, перемещение ротора которого приводит к нарушению равенства расходов в двух симметричных системах «сопло — пластина» и создает гидростатическое давление, действующее на золотник. Однако в данном случае сила возврата незначительна. Движущийся золотник увлекает тонкую плоскую пружину, работающую на изгиб, которая плотно вставлена в ротор двухпозиционного двигателя. Прохождение тока через катушку (рис. 5.28, б) вызывает перемещение золотника до положения  $u$ , при котором момент силы, переданной пружиной, уравнивает момент двигателя. Таким способом реализуется обратная связь положения  $u_c$  золотника по отношению к электрическому току.

Эта система содержит только один калиброванный упругий элемент (плоскую тонкую пружину), а симметрия системы «сопло — пластина» в данном случае не играет большой роли.

**Электрическая обратная связь.** Многоступенчатые следящие клапаны содержат большое число элементов, от качества изготовления которых зависит качество функционирования (сопла, золотники, пружины), поэтому они дорого стоят и к тому же весьма чувствительны к загрязнению масла. Кроме того, следящие клапаны обладают гистерезисом, обусловленным наличием в системе двухпозиционного двигателя, зависимость момента от тока которого не включается в различного рода обратные связи, реализованные на последующих ступенях. Это создает определенные трудности в получении одновременно большого расхода (высокоскоростного привода) и очень высокой точности позиционирования.

В настоящее время все чаще применяются одноступенчатые следящие клапаны, в которых двухпозиционный двигатель дос-

таточно высокой мощности приводится в действие соответствующими электронными приборами. Одно из решений, которое позволяет получить высокую точность позиционирования и большой расход рабочей жидкости, а также увеличить линейный участок функционирования и улучшить динамические рабочие характеристики системы, состоит в том, чтобы реализовать электрическую обратную связь золотника непосредственно от следящего клапана.

Одно из таких устройств схематически показано на рис. 5.29. Вращающийся золотник приводится в действие двухпозиционным двигателем, на оси которого закреплен измерительный потенциометр, обеспечивающий обратную связь по угловому перемещению в виде электрической величины.

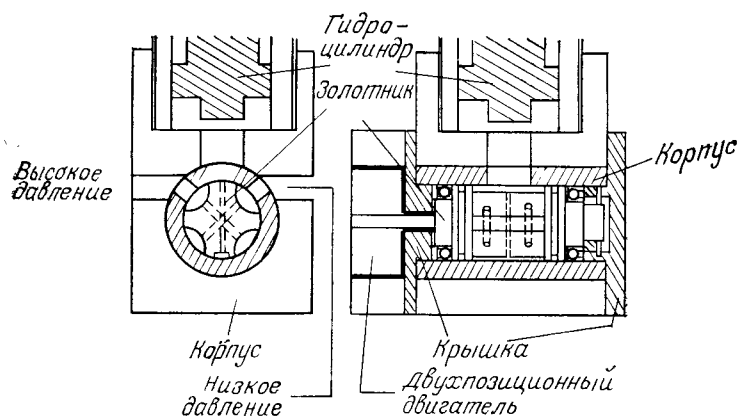


Рис. 5.29. Следящий клапан с вращающимся золотником (приводимый в действие следящей системой, которая подстраивает дифференциальный гидромотор).

**Характеристики следящего клапана и его элементов. Рабочие параметры.** Параметрами элементов следящего клапана, для которых заданы номинальные или предельные значения, определяющие его функционирование, являются: номинальный ток и максимальный ток в цепи обратной связи, сопротивление катушек, номинальный расход, номинальное давление и максимальное рабочее давление, температурный интервал функционирования, внутренние потери, дрейф нуля (%) в функции давления и температуры, гистерезис (%).

Кроме того, некоторые следящие клапаны могут функционировать лишь при давлениях выше минимального давления питания (для ступеней с соплами и пластинами), которое также должно быть задано.

**Статические характеристики** (рис. 5.30). Обычно приводят перечисленные ниже зависимости, характеризующие работу следящего клапана в установившемся режиме.

По расходу — соотношение между расходом клапана и током регулирования при нулевой нагрузке (рабочие отверстия коротко замкнуты). Эта теоретически линейная зависимость может

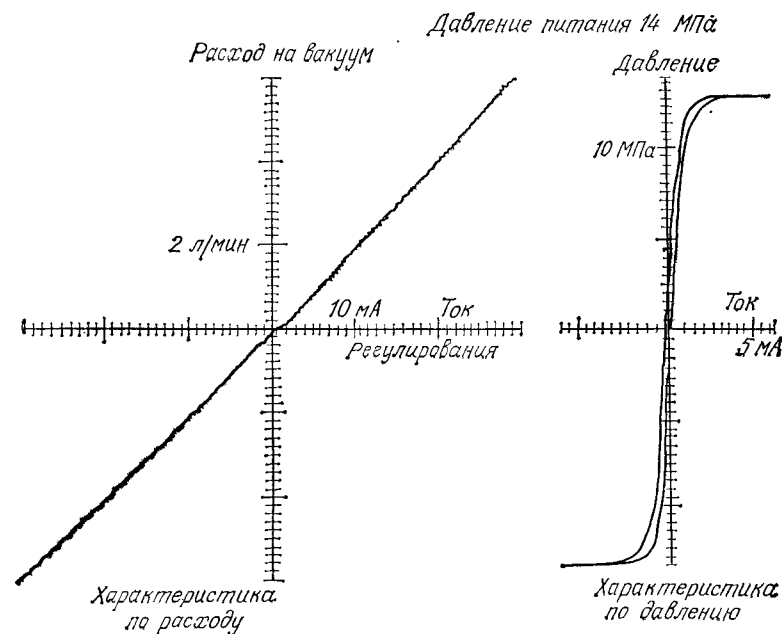


Рис. 5.30. Статические характеристики следящего клапана.

быть нелинейной для больших расходов и в окрестности нуля, иметь асимметричную крутизну по отношению к началу координат и обладать гистерезисом (обусловленным магнитным гистерезисом двухпозиционного двигателя, сухим трением двигателя и золотника распределителя и случайным перекрытием последнего).

По давлению — соотношение между разностью давлений на выходе и током регулирования при нулевом расходе (рабочие отверстия закрыты). Эта кривая четко выявляет гистерезис устройства. Ее крутизна в интервале  $\pm 40\%$  значения давления на выходе определяет коэффициент преобразования по давлению, характеризующий систему автоматического регулирования по положению, в которых применяются следящие клапаны.

Зависимость расхода от давления — соотношение между расходом и разностью давлений на выходе при постоянном токе

регулирования (для различных значений тока). Из него определяются внутреннее гидравлическое «сопротивление» и максимальная мощность, обеспечиваемая следящим клапаном.

**Динамические характеристики** (рис. 5.31). Обычно приводят кривые коэффициента преобразования и фазы передаточной функции, связывающей расход при нулевой нагрузке с током на

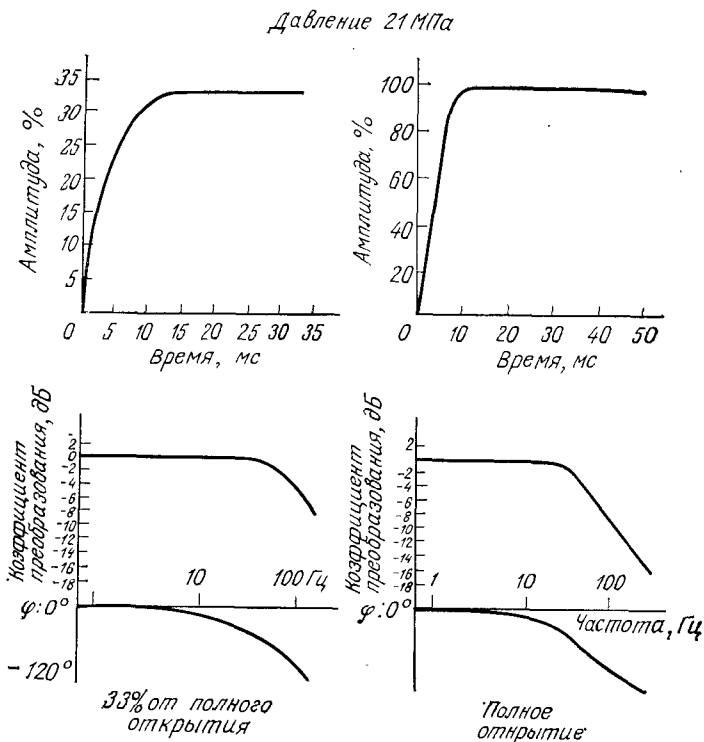


Рис. 5.31. Динамические характеристики следящего клапана MOOG.

выходе, для заданных давления питания и силы тока. Определяется полоса пропускания при  $-6$  дБ и  $-90^\circ$  соответственно. Гораздо реже дается математическая модель клапана, наиболее общие сведения о которой являются полезными во всех случаях.

### 5.3.4. Интегрированные элементы

Длину канала между распределителем и приводом можно уменьшить, объединив обе функции в одном устройстве, что позволяет снизить объем масла, находящийся под перемен-

ным давлением, и тем самым улучшить рабочие характеристики обратных связей. На практике обычно встречаются два вида комплексов: объединение следящего клапана с гидроцилиндром или с гидродвигателем и объединение распределителя с гидроцилиндром с целью обеспечения позиционного регулирования следящей системой с механическим входом.

**Математическое описание системы гидроцилиндр — распределитель.** Рассмотрим гидроцилиндр для поступательного движения (аналогичное рассмотрение можно провести для поворотного гидроцилиндра). Пусть положение  $u$  золотника задается с помощью внешнего механического управляющего устройства (либо электрогидравлической системой управления), которое образует первую ступень следящего клапана. Найдем связь  $u$  с положением выходного элемента  $x$  гидроцилиндра. Уравнения, описывающие эту систему, являются, с одной стороны, системой дифференциальных уравнений (5.12), с другой — системой алгебраических уравнений (5.15).

**Исследование установившегося режима.** Поскольку «входные данные»  $u$  и  $f_r$  имеют постоянные значения  $\bar{u}$  и  $\bar{f}_r$ , будем искать связь, существующую между переменными состояния в установившемся режиме. Исключая переменные  $q_1$  и  $q_2$ , с одной стороны, и приводя к нулю производные по времени — с другой, получим следующие выражения:

$$\begin{aligned} \bar{p}_1 &= 0,5 [p_a + p_b + (\bar{f}_r/S)], \\ \bar{p}_2 &= 0,5 [p_a + p_b - (\bar{f}_r/S)], \quad \bar{v} = 0, \\ \bar{x} &= \text{const}. \end{aligned}$$

Для  $\bar{f}_r \neq 0$ , вводя вновь коэффициент преобразования  $G$  распределителя и максимальную движущую силу  $f_m$  гидроцилиндра, получаем выражение для  $\bar{u} \neq 0$ :

$$\bar{u} = \bar{f}_r / GRS [1 - (|\bar{f}_r| / f_m)]^{1/2}.$$

Существование противодействующего усилия, которое надо преодолеть при остановке подвижного элемента клапана, обусловлено разностью давлений между камерами гидроцилиндра. Отсюда появляются расход потерь  $q_f$  и постоянная щель  $\bar{u}$  распределителя.

**Линеаризация уравнений в переходном режиме.** Предполагая отклонения от только что описанного стационарного режима небольшими, можно привести к линейному виду нелинейные дифференциальные уравнения системы. Пусть

$$P_1 = p_1 - \bar{p}_1, \quad P_2 = p_2 - \bar{p}_2, \quad V = v, \quad X = x - \bar{x}, \quad U = u - \bar{u}.$$

Если противодействующее усилие  $\bar{f}_r$  постоянно, то разлагая в степенной ряд и ограничиваясь членами первого порядка, получим линеаризованные дифференциальные уравнения

$$\begin{aligned} \frac{S(h+\bar{x})}{B} \frac{dP_1}{dt} &= -\frac{P_1}{R} \left( 1 + \frac{|f_r|}{f_M - |f_r|} \right) + \frac{P_2}{R} - SV + GU, \\ \frac{S(h-\bar{x})}{B} \frac{dP_2}{dt} &= \frac{P_1}{R} - \frac{P_2}{R} \left( 1 + \frac{|f_r|}{f_M - |f_r|} \right) + SV - GU, \quad (5.16) \\ M(dV/dt) &= SP_1 - SP_2 - \Phi V. \end{aligned}$$

Отметим, что система уравнений, связывающая скорость  $V$  с положением золотника  $U$ , является системой уравнений 3-го порядка.

Изучим сначала частный случай, в котором положение равновесия соответствует среднему положению поршня в гидроцилиндре.

● *Случай  $x=0$*  (остановка в центре). Введем в уравнения системы (5.16) новую переменную  $(P_1 - P_2)$ , а затем ее исключим. Тогда получим одно уравнение второго порядка в виде

$$M(d^2V/dt^2) + \Phi(dV/dt) + HV = (2BG/h)U,$$

где  $\Phi$  и  $H$  интерпретируются как коэффициент вязкого сопротивления и коэффициент механической жесткости соответственно. Для них имеем

$$\Phi = \varphi + (2BM/hRS) + [ |f_r| BM / (f_M - |f_r|) hRS ],$$

$$H = (2BS/h) + (2B\varphi/hRS) + [ |f_r| B\varphi / (f_M - |f_r|) hRS ] \simeq 2(BS/h).$$

Отметим, что  $\Phi$  равно нулю, если нагрузка не содержит вязкого трения ( $\varphi=0$ ) и отсутствуют утечки в камерах ( $R=\infty$ ). С другой стороны,  $\Phi$  повышается при наличии противодействующей силы  $\bar{f}_r$ , которую надо преодолеть при остановке (и которая способствует установлению ламинарного потока масла в открытом распределителе со средней скоростью  $\bar{u}$ ).

Механическая жесткость, обусловленная сжимаемостью масла, пропорциональна  $B$  и увеличивается в зависимости от  $S/h$  — компактности гидроцилиндра. Следовательно, получаем некоторую колебательную систему со слабым затуханием и собственной круговой частотой  $\omega_1 = \sqrt{H/M} = \sqrt{2BS/hM}$ .

*Примечание.* Система уравнений 3-го порядка содержит также другую собственную частоту, с помощью которой, однако, нельзя осуществить ни управление по  $U$ , ни наблюдение по  $V$ .

● *Случай  $\bar{x} \neq 0$*  (остановка в асимметричном положении равновесия). Для данного случая определенные трудности представ-

ляет получение в общем виде колебательных мод, так как характеристическое уравнение является уравнением 3-го порядка. Поскольку качество функционирования системы определяется колебательными модами со слабым затуханием, можно ограничиться определением собственной круговой частоты колебательной системы при  $\varphi=0$  и  $R=\infty$ . В этом частном случае имеем одну нулевую частоту и две комплексно сопряженные частоты  $\pm j\omega_1$ . Значение  $\omega_1$  определяется по формуле  $\omega_1 = \sqrt{H/M}$ , где  $H$  — механическая жесткость:

$$H(\bar{x}) = BS/(h+\bar{x}) + BS/(h-\bar{x}).$$

Отсюда

$$H(\bar{x}) = H(0)/[1 - (\bar{x}/h)^2]. \quad (5.17)$$

Отметим, что жесткость минимальна в центре гидроцилиндра и становится бесконечной у его краев. То же самое верно и для  $\omega_1$ , что свидетельствует о сильной зависимости передаточной функции по отношению к рассматриваемому положению равновесия (рис. 5.32). Это обстоятельство усложняет реализацию

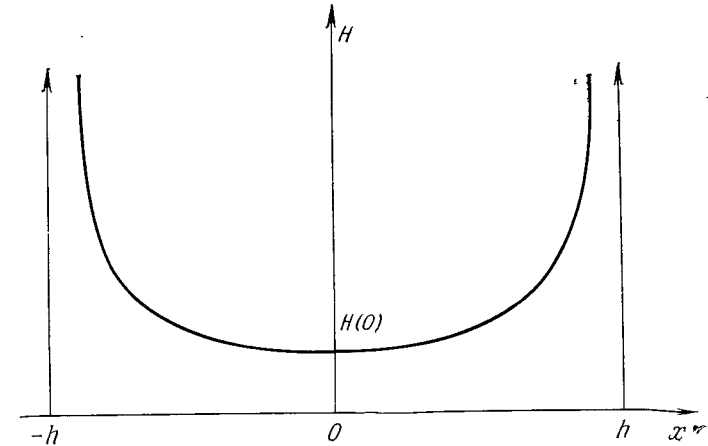


Рис. 5.32. Зависимость гидравлической жесткости от хода гидроцилиндра.

обратных связей в системах автоматического регулирования и создает неудобство, которое устранено в гидромоторах с неограниченным по углу вращением.

Следовательно, передаточная функция, связывающая отклонение положения рабочего звена гидроцилиндра  $X$  с отклоне-

нием рабочего звена распределителя  $U$ , может быть записана в виде

$$T_1(p) = 2(BG/h)/p[Mp^2 + \Phi p + H(\bar{x})], \quad (5.18)$$

или для  $\bar{x} = 0$

$$T_1(p) = (G/S)/p[1 + 2\xi_1(p/\omega_1) + (p^2/\omega_1^2)]. \quad (5.19)$$

**Система следящий клапан — гидроцилиндр.** В том случае когда распределитель является выходной ступенью следящего клапана, можно рассматривать передаточную функцию последнего как функцию второго порядка, но с затуханием, близким к единице, и с собственной круговой частотой, намного превышающей  $\omega_1$ :

$$T_2(p) = U(p)/I(p) = K_2/[1 + 2\xi_2(p/\omega_2) + (p^2/\omega_2^2)]. \quad (5.20)$$

Отсюда получаем обобщенную передаточную функцию

$$T(p) = \frac{X(p)}{I(p)} = \frac{K_0}{[1 + 2\xi_1(p/\omega_1) + (p^2/\omega_1^2)][1 + 2\xi_2(p/\omega_2) + (p^2/\omega_2^2)]}. \quad (5.21)$$

Данная электрогидравлическая система может быть использована для создания следящей системы.

**Гидромеханические следящие системы управления.** Принцип действия. Монтаж гидроцилиндра с распределителем выполняется так, чтобы отверстия канала подвода среды в камерах гидроцилиндра были функциями не абсолютного, а относитель-

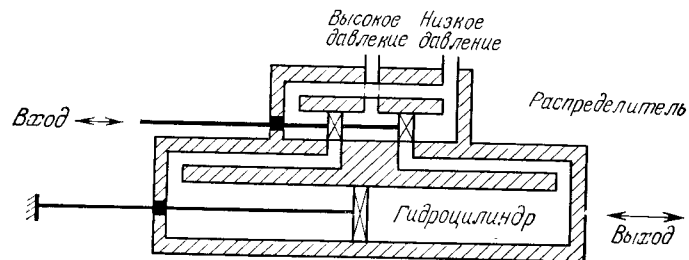


Рис. 5.33. Следящий гидроцилиндр для поступательного движения.

ного положения золотника по отношению к положению нагрузки. В этом случае переменная  $u$  равна разности между абсолютным положением  $x_c$  золотника и абсолютным положением  $x$  нагрузки. На рис. 5.33 показана классическая реализация подобной системы в поступательном движении. Всякое изменение положения входа  $x_c$  влечет за собой впуск масла в гидроцилиндр и перемещение его поршня вплоть до нового положения равно-

весия  $x$ . В новом положении золотник распределителя снова закрывает каналы масла. Следовательно, оба перемещения равны:  $x = x_c$ .

Таким образом, данная система представляет собой гидромеханическую систему автоматического регулирования по положению без введения специального чувствительного элемента, или следящий привод положения. Поскольку сила, требуемая для перемещения золотника на расстояние  $x_c$ , намного меньше усилия, развиваемого гидроцилиндром, эту систему можно также рассматривать как силовой гидромеханический усилитель с коэффициентом преобразования  $\sim 10\,000$ . Однако на самом деле таких величин достичь не удастся, поскольку отсутствует пропорциональность сил на входе и выходе системы.

Если присоединить к этой следящей системе электрический двигатель, который будет приводить в движение золотник, то образуется электрогидравлический модуль, принцип действия которого (рис. 5.34, а) отличен от принципа действия гидроцилиндра, управляемого следящим клапаном (рис. 5.34, б).

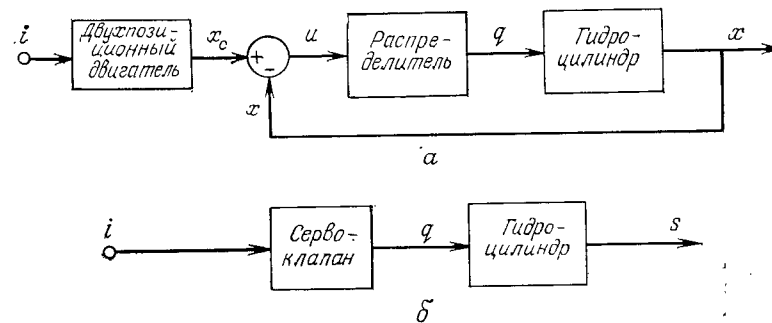


Рис. 5.34. Электрогидравлические модули.

Существуют также другие возможности реализации этого основного принципа. Например, в гидроцилиндре для поступательного движения конструкции СМВ или SIG гидрораспределитель поворотного типа соединен с плунжером гидроцилиндра (при неподвижном корпусе) через систему винт — гайка.

На рис. 5.35 представлен поворотный следящий гидроцилиндр, сконструированный в Лаборатории автоматике в Безансоне. Он содержит пластинчатый гидроцилиндр и распределитель с притертыми поверхностями управляющих элементов. Входной вал устройства непосредственно соединен с распределителем, в корпусе которого имеются четыре отверстия: два связаны с высоким давлением (1-й и 2-й) и два — с низким (3-й и 4-й). Распределительная шайба, связанная жестко с одной сто-

роны с выходным валом, а с другой с подвижной пластиной гидроцилиндра, имеет два отверстия, через которые открываются каналы питания камер  $A$  и  $B$ . В выключенном состоянии отверстия  $A$  и  $B$  закрыты через распределитель. Если последний поворачивается на угол  $\theta_c$ , камера  $A$  соединяется с высоким давлением, а  $B$  — с низким. Это вызывает поворот выходного ва-

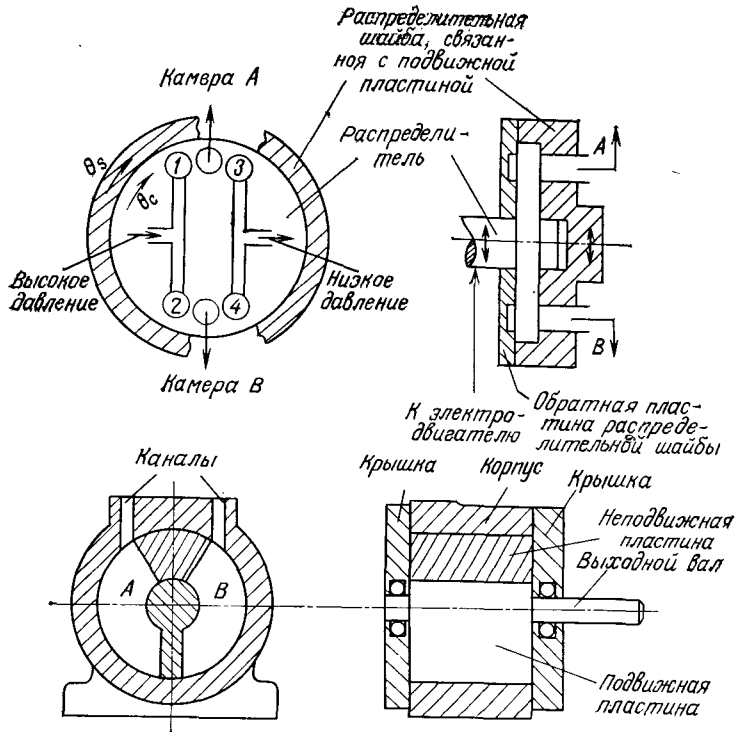


Рис. 5.35. Поворотный следящий гидроцилиндр.

ла на угол  $\theta_s$ , а следовательно, и распределительной шайбы вплоть до того момента, когда отверстия  $A$  и  $B$  будут снова перекрыты, т. е.  $\theta_s = \theta_c$ .

При такой гидромеханической обратной связи по положению отношение между номинальным моментом сил на выходе и максимальным моментом сил на входе может превышать 400, когда момент на выходе  $\sim 45$  Н·м. (Отметим компактность привода такого вида, вся масса которого, включая электрический двигатель, не превышает 800 г.)

*Математическое описание гидравлической следящей системы.*

● Гидроцилиндр в среднем положении. Передаточная функция

в открытом контуре определяется выражением (5.19). Из него можно получить передаточную функцию в замкнутом контуре в виде

$$W(p) = \frac{1}{1 + (S/G)p[1 + 2\xi_1(p/\omega_1) + (p^2/\omega_1^2)]}. \quad (5.22)$$

Условие установившегося режима можно записать в виде  $G < 2S\xi_1\omega_1$ , т. е. с учетом обозначений, принятых выше,  $G < G_c = \Phi S/M$ .

Отметим, что критический передаточный коэффициент  $G_c$  зависит от параметров, определяемых конструкцией устройства, и трех параметров, определяемых его эксплуатацией: приводимой в движение массой  $M$ , истинным вязким трением  $\phi$  и противодействующей силой  $f_r$ . Эти параметры могут играть определенную роль в робототехнике. Проведем анализ их влияния.

Инерционная нагрузка, приходящаяся на сочленения робота, является переменной величиной, что оказывается неблагоприятным фактором для функционирования управляющего устройства. Поскольку передаточный коэффициент  $G$  распределителя определяется конструкцией последнего, можно опасаться превышения критического значения этого коэффициента для больших масс, приведенных в движение. Действительно, вязкое механическое трение  $\phi$  в общем случае отсутствует. Это приводит к необходимости ввести кажущееся вязкое сопротивление, величина которого пропорциональна  $M$ :

$$\Phi = \frac{BM}{hRS} \left( 2 + \frac{|f_r|}{f_M - |f_r|} \right).$$

Отсюда получается выражение для критического значения передаточного коэффициента, который не зависит от инерционной нагрузки  $M$ :

$$G_c = \frac{B}{hR} \left( 2 + \frac{|f_r|}{f_M - |f_r|} \right).$$

Противодействующая сила в робототехнике, чаще всего обусловленная влиянием силы тяжести, также является переменной величиной, но это оказывается благоприятным фактором, так как при этом увеличивается критический передаточный коэффициент, а следовательно, и область устойчивости следящей системы. Поэтому при конструировании определяют  $G$  для наиболее неблагоприятных условий, т. е. при холостом ходе ( $f_r = 0$ ).

● Гидроцилиндр в произвольном положении. Учитывая зависимость гидравлической жесткости от  $x$  (соотношение (5.17)),

выражение для критического передаточного коэффициента примет вид

$$G_c(\bar{x}) = \Phi S/M [1 - (\bar{x}^2/h^2)].$$

Отсюда следует, что среднее положение  $\bar{x}=0$  соответствует наиболее неблагоприятному условию функционирования. Поэтому вычисляют передаточный коэффициент распределителя при этом условии.

В заключение отметим, что отношение  $G/G_c$ , определяющее показатели качества переходного процесса системы, сильно изменяется во время функционирования устройства не столько в зависимости от массы, приведенной в движение, сколько в зависимости от статической нагрузки и конкретных положений звеньев при остановках.

### 5.3.5. Заключение

В данной главе мы изучили основные компоненты гидравлических систем, используемые в робототехнике. В гл. 7 рассмотрено их применение для реализации элементов системы автоматического регулирования движением манипулятора.

## Органы системы передачи движения

### 6.1. ВВЕДЕНИЕ

Устройства, предназначенные для преобразования параметров движения, как правило, выполняют и функции передаточных механизмов, т. е. реализуют передачу линейного или углового положения от модуля системы, задающей движение, к системе или элементам, выполняющим заданное движение. То же самое происходит и в роботах, подвижные соединения звеньев (вращательных или поступательных кинематических пар) которых составлены в разомкнутые кинематические цепи, начиная с основания (платформы) робота и кончая суппортом, несущим рабочие инструменты исполнительного устройства (рис. 6.1).

Иногда устройства передачи движения выполняют одновременно функции элементов конструкции и элементов непосредственной связи двигателя с подвижным сочленением манипулятора. В качестве примера можно привести механизмы с замкнутой кинематической цепью, составленной из жестких элементов, такие, как «хобот» фирмы NITRO-NOBEL-МЕС или механизмы типа пантограф (рис. 6.2).

Независимо от конструкции и принципа действия механизмов передачи движения можно считать, что их расположение между модулем системы обеспечения движения и механизмом осуществления заданного движения неблагоприятно сказывается на основных характеристиках робота. В самом деле, эти механизмы, как и любой другой механизм, обладают присущими им погрешностями (зазоры в соединениях, сухое трение или вязкое сопротивление, эластичность звеньев, масса), которые накладывают дополнительные ограничения на методы управления механизмами в динамическом режиме, порождают непредсказуемые изменения, увеличивают область погрешности определения положения исполнительного органа, а также ухудшают вибрационную стойкость конструкции.

Основное достоинство устройств передачи движения состоит в том, что они позволяют размещать приводы и редукторы в тех

местах, где их влияние (в статическом и динамическом режимах) несущественно. Приведем в качестве примера робот с пятью степенями свободы, кинематическая структура которого образована станиной и пятью звеньями  $S_1, S_2, S_3, S_4, S_5$

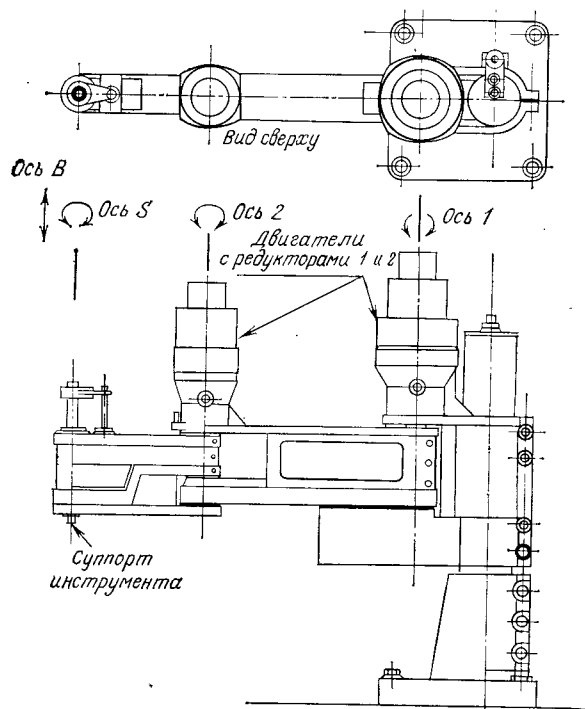


Рис. 6.1. Сборочный робот SKILAM. Приводы 1 и 2 размещены непосредственно на шарнирах, которые ими приводятся в действие. Движение оси 1 осуществляется двигателем постоянного тока с редуктором, оси 2 — двигателем постоянного тока с редуктором, ось  $S$  — шаговым двигателем и оси  $B$  — пневмоцилиндром.

(рис. 6.3). Статор двигателя (с встроенным редуктором  $M_{45}$ ) предназначен для приведения в движение кинематической пары  $S_4/S_5$  и может перемещаться, оставаясь при этом квазисовмещенным с  $S_1$ . Подобное совмещение может быть получено также для  $M_{34}, M_{23}$  и  $M_{12}$ . Кроме того, данные приводы располагаются таким образом, что позволяют свести к минимуму момент инерции, возникающий при движении  $S_1$  по отношению к  $S_0$  (например, в конструкции MOTOMAN 10). В сборочном роботе PUNA 2 с четырьмя степенями свободы исполнительного устройства  $X, Y, Z, RZ$  вновь прослеживается та же тенденция, которая в этой

конструкции привела к установке на стойке робота только трех моторов с редукторами  $M_{01}, M_{12}, M_{23}$  (рис. 6.2).

При поверхностном рассмотрении кажется очевидным, что такой необычный способ размещения двигателей с редукторами в начале кинематической цепи представляет интерес толь-

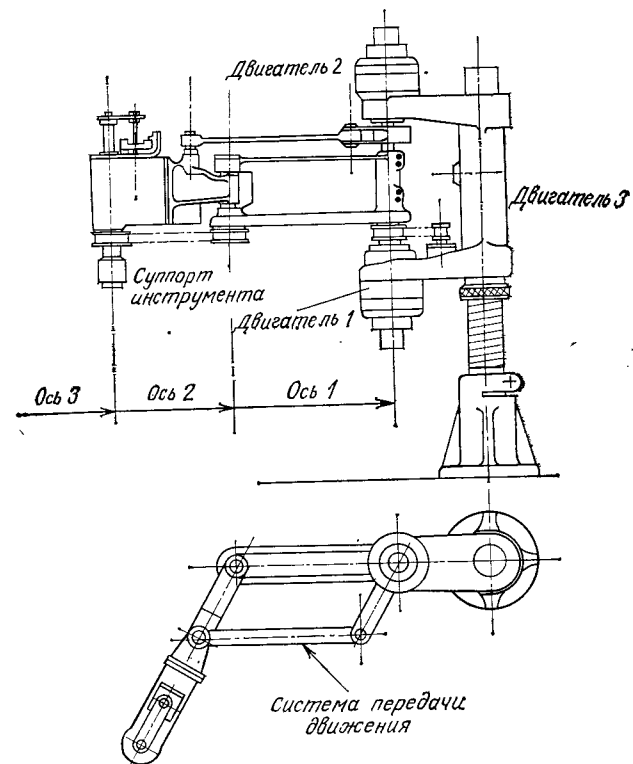


Рис. 6.2. Сборочный робот PUNA 2 фирмы PENTEL.

ко для улучшения характеристик устройств передачи движения. Выбор таких видов передаточного механизма, в которых используются гидромеханические комплексы с мотор-редукторами (например, следящий привод — двигатель с встроенным редуктором Donzelli-Moog-Harmonic-Drive), из-за отношения мощности к массе иногда приводит к таким конструкциям, для которых выигрыш в перемещении оказывается незначительным.

**Примечание.** В робототехнике в принципе можно использовать все известные в механике устройства передачи движения, однако не все они обеспечивают требуемые эксплуатационные характеристики. Среди них можно выделить кулачковые механизмы,

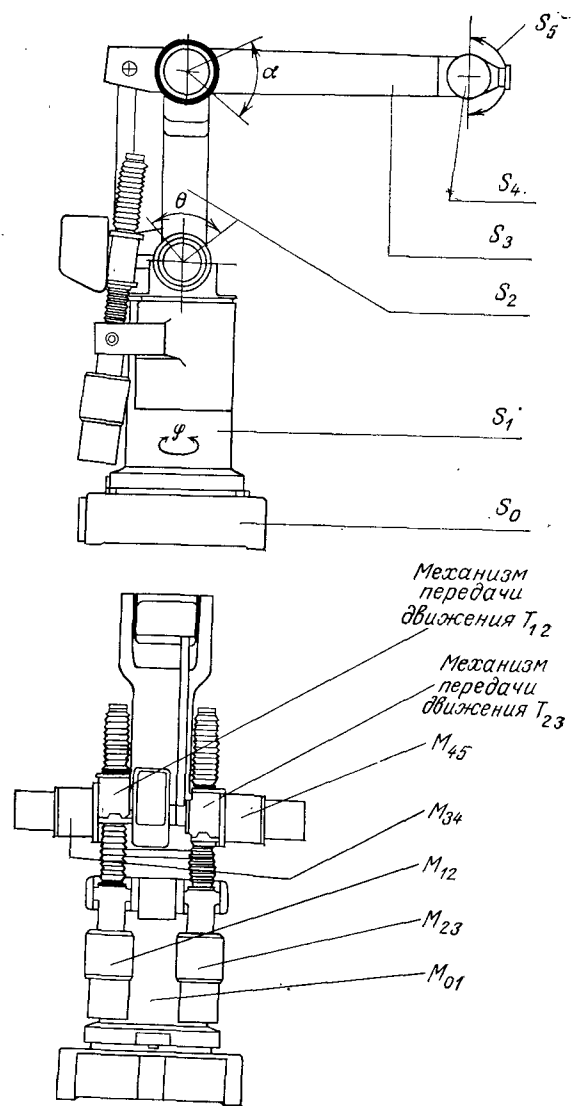


Рис. 6.3. Пример системы передач, допускающей перемещение приводов  
(Фирма ASEA.)

которые реализуют непрерывное преобразование некоторой меняющейся характеристики движения. Они позволяют запомнить «от точки к точке» значения данной функции преобразования движения и восстановить ее по любому запросу (рис. 6.4). Полученный с помощью кулачкового механизма жесткий отпечаток

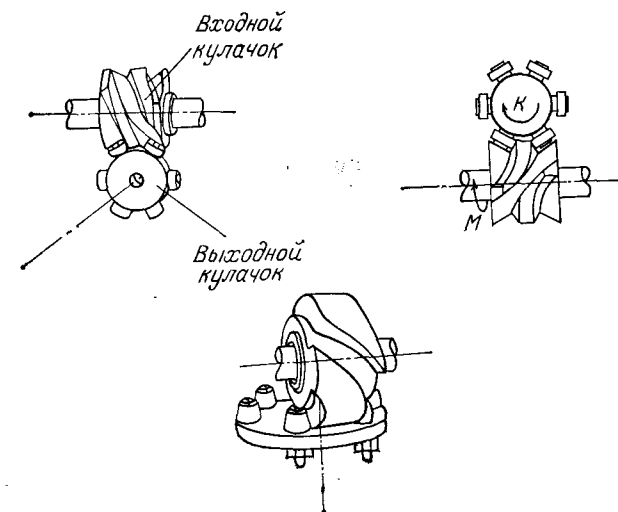


Рис. 6.4. Система передачи движения кулачкового типа (механизмы индексации). (Фирма MANIFOLD INDEXING.)

этой функции накладывает определенные ограничения на применение данного способа передачи движения для получения гибких систем автоматического регулирования. При обучении робота смена последовательности движений осуществляется путем изменения содержания программной памяти микроЭВМ, тогда как такая же процедура для кулачковых устройств состоит в смене кулачков. В общем случае эта процедура оказывается более длительной и дорогостоящей. Тем не менее подобные системы передачи движения эффективны в манипуляторах с очень редко меняющейся программой. В этом случае процедура программирования, которая начинается с создания специальной информационной программы кинематического преобразования, после вычислений или измерений на обучающем копире последовательных значений параметров положения связей состоит в «записи» параметров путем изготовления кулачка на инструментальных станках с числовым управлением.

## 6.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ

### 6.2.1. Основные положения

Технические условия передачи определяются заранее на основе выбранного числа критериев оптимизации и параметров, характеризующих конкретные условия работы системы передачи движения. Приведем некоторые из них. Критерии качества передачи в основном связываются с массами (или моментами инерции), перемещающимися при движении вокруг некоторой «оси» робота. При этом требование малых инерционных нагрузок несовместимо с требованиями высокой жесткости (для «жестких» роботов) или пониженного трения (в «гибких» роботах или телеманипуляторах). Зазоры в соединениях также повышают уровень требований к устройствам передачи движения (как следствие получения заданной точности). Конкретные воплощения системы передачи движения в конструкции определяются некоторыми элементами, которые были рассмотрены выше: типом привода (для вращательного или поступательного движения, электрический или гидравлический), видом кинематической структуры и положением кинематических пар, которые должны приводиться в движение двигателями.

*Примечание.* Иногда система передачи движения является неотъемлемой частью всей конструкции, а круг решаемых задач, в частности по нагрузке, не очерчен достаточно четко. Примеры, приведенные в конце главы, иллюстрируют особенности конструкторских решений рассматриваемой концепции.

### 6.2.2. Анализ технических условий работы системы передачи движения

**Выходные характеристики приводов.** Приводы характеризуются в основном параметрами, которые связаны с усилиями, развиваемыми ими во время работы, со скоростями, с массой или моментом инерции. В качестве примера приведем значения скоростей вращения приводов двух типов. Для электрических двигателей постоянного тока номинальные значения скоростей вращения выходного вала находятся в интервале 2000—3000 об/мин, а для аксиально-поршневых гидравлических двигателей — в интервале 1000—2500 об/мин.

**Выходные характеристики управляемого сочленения.** Управление сочленением кинематической пары также предъявляет определенные требования к конечному звену системы передачи движения по скорости и усилию. Например, в технологических

процессах сборки и окраски допустимые скорости перемещения конечного звена робота находятся в пределах 1—3 м/с, а скорости поворота — в интервале 25—20 об/мин.

**Передача мощности на расстояние.** В самом общем случае функция системы передачи движения заключается в передаче на заданное расстояние механической мощности, которая может быть представлена как произведение усилия на скорость. Скорость может быть постоянной или переменной.

В технические условия входят, в частности, номинальная мощность, отношение скоростей на входе и выходе, положение привода по отношению к звеньям и сочленениям манипулятора. Отметим, что ротор и статор двигателя не обязательно должны быть жестко связаны с одним из звеньев, сочленение которого соединяется с двигателем (рис. 6.5, а и б).

**Жесткость и момент инерции в системах передачи движения.** Поиск путей улучшения рабочих характеристик, экстремальных по жесткости, приводит к разработке механизмов с очень большими размерами, а следовательно, с повышенными моментом инерции и массой, и к приводам большой мощности. В результате этого отношение массы робота к массе полезной нагрузки оказывается очень большим.

Поэтому при поиске решений конструкций механических систем передачи движения с наилучшими характеристиками по массе и моменту инерции необходимо следующее:

- Использовать материалы с максимальным отношением  $E/\rho$ . К сожалению, этот критерий оставляет мало свободы выбора. В самом деле, только одни композитные материалы дают по нему повышенный выигрыш в 2—3 раза (для наиболее распространенных промышленных материалов флуктуации этого соотношения составляют менее 10%). Стоимость изделий из подобных материалов, несмотря на прогресс в авиационной промышленности, до сих пор еще высока. Кроме того, изготовление неоднородных соединений «композиты — металлы и сплавы» является не простой операцией. Очень часто для получения неподвижных соединений между ними используется титан, так как он обладает почти такими же упругими свойствами.

- Определить форму и размеры всех деталей, составляющих систему передачи движения, их связи, производя оптимальное распределение как самих деталей (гл. 2, разд. 2.6.2.), так и материалов, из которых они изготовлены.

- Использовать в качестве связи звеньев в кинематические пары соединения с трением качения (или подъемную силу жидкости или газов в некоторых частных случаях) на основе оптимизации критерия жесткость/масса. В разд. 2.6.3 (гл. 2) приведены элементы, по которым можно сравнить характеристики различных видов подвижных сочленений. По критерию жесткость/

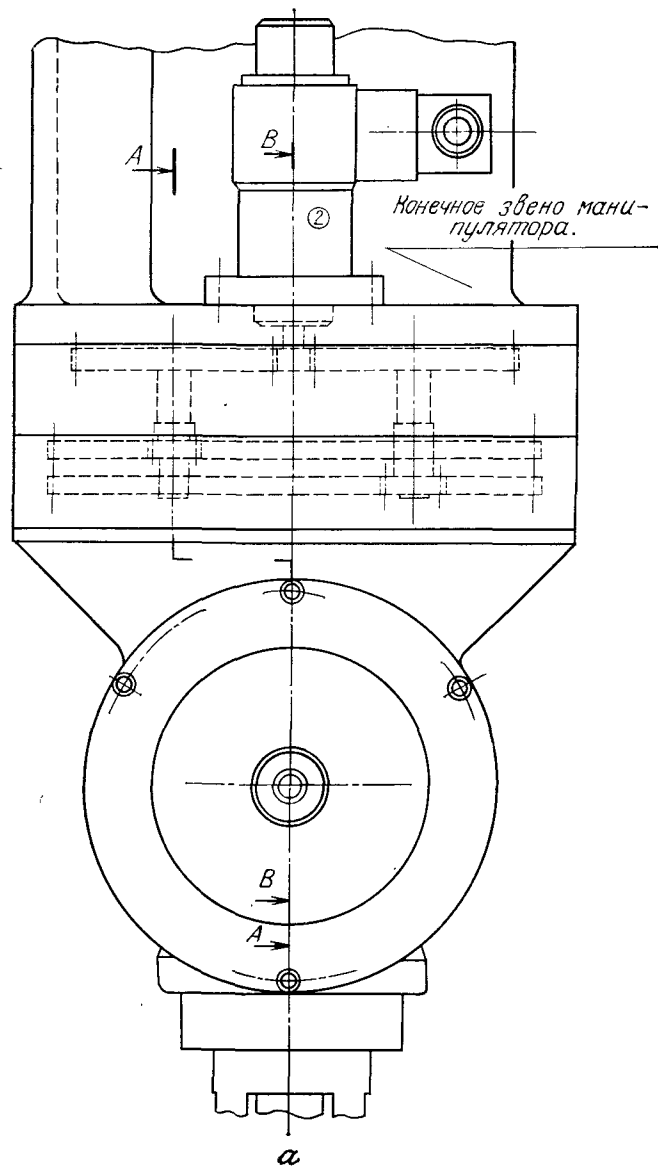


Рис. 6.5. Двухосевая кисть робота с клещами.

1 — двигатель для управления осью 1; 2 — двигатель для управления осью 2; 3 — рабочая деталь; 4 — схват (клещи); 5 — гидроцилиндр, обеспечивающий поступательное движение для управления клещами.

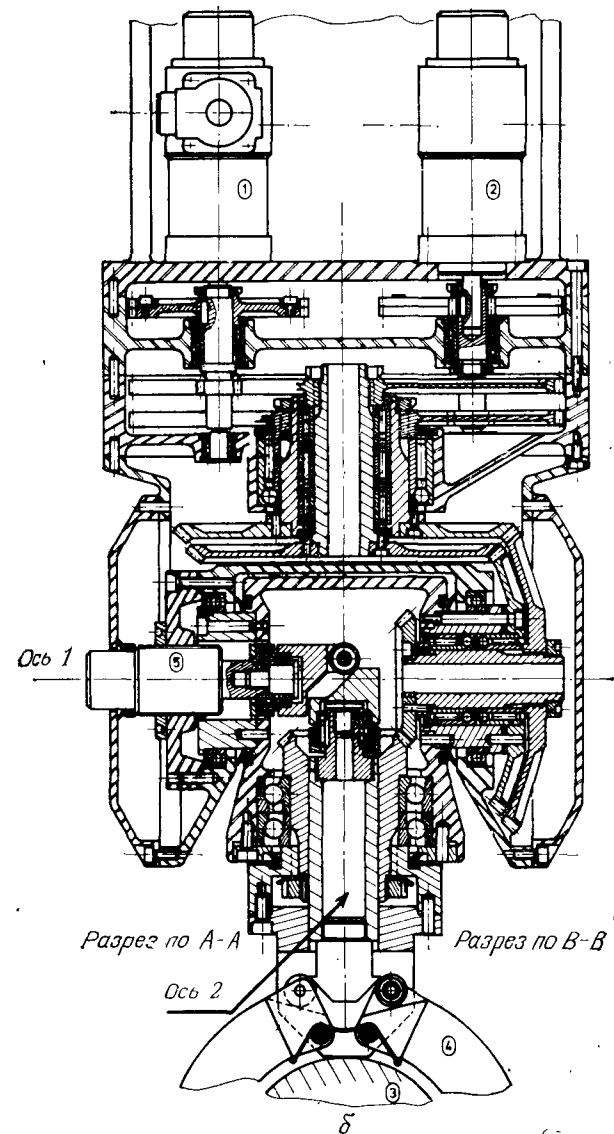


Рис. 6.5. (Продолжение).

масса связи с трением качения при линейном контакте обладают заметными преимуществами по сравнению с другими связями.

● В системах передачи движения с зубчатым зацеплением отдается предпочтение связям с трением скольжения. В этом случае жесткость является линейной функцией ширины зуба, а следовательно, и массы. Однако стоимость такой передачи, определяемая сложностью технологических операций и точностью изготовления, увеличивается с повышением жесткости.

● Найти явное выражение наилучшего соотношения жесткость/момент инерции. Это требование наиболее трудно выполнить,

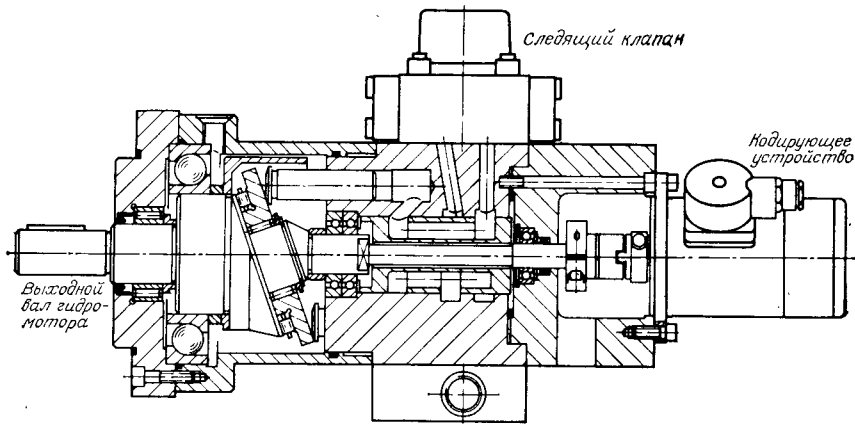


Рис. 6.6. Следящий привод с аксиально-поршневым гидромотором и кодирующим устройством. (Фирма DONZELLI — MOOG.)

так как оно связано с выбором принципиальной кинематической схемы.

Отметим, что наилучшие рабочие характеристики достигаются тогда, когда передаточный механизм содержит наименьшее число компонент, стабильные простейшие подвижные сочленения звеньев и как можно меньше деталей, испытывающих деформацию изгиба или кручения.

**Мертвый ход и трение.** В системах передач, используемых в роботах, мертвый ход является основной причиной случайных возмущений в законе, описывающем кинематику передачи. Это наиболее ярко проявляется тогда, когда датчики внутреннего состояния системы устанавливаются в непосредственной близости от приводов. На рис. 6.6 показан пример применения аксиально-поршневого гидромотора, обслуживающего «кисть» робота, предназначенного для технологических операций сварки или пайки. В состав этого блока входит кодирующее устройство, ин-

формация которого ошибочна, если в системе передачи движения возникают погрешности мертвого хода, обусловленные вероятными зазорами в подвижных сочленениях вдоль кинематической цепи (рис. 6.7).

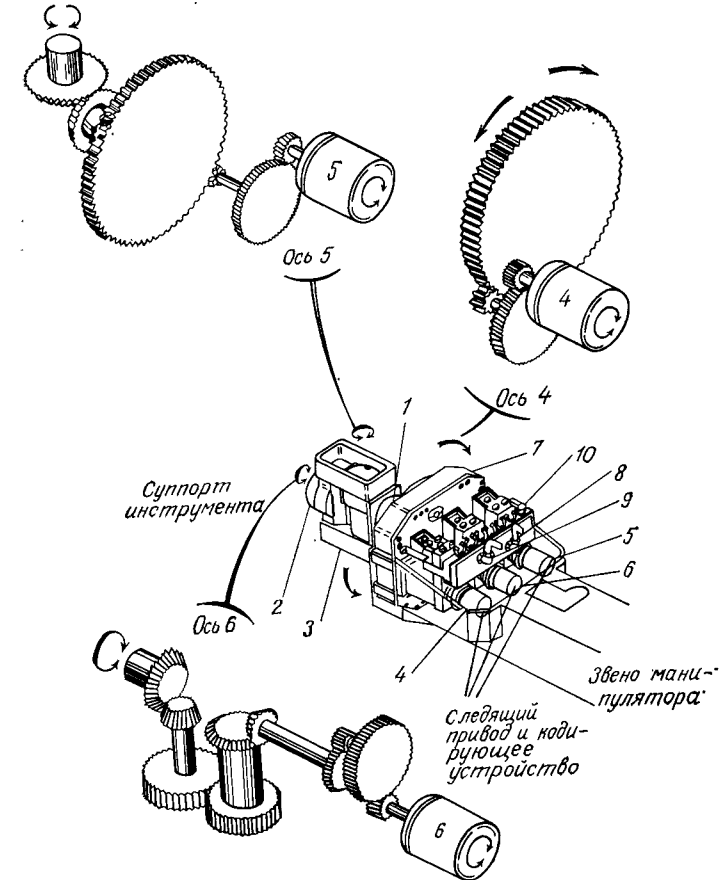


Рис. 6.7. Системы передачи движения «горизонтальной» кисти робота фирм АСМА и RENAULT.

Решение этой проблемы заключается в устранении зазоров в соединениях, которые возникают не только при монтаже конструкции, но также в процессе ее функционирования, с целью компенсации эффекта износа. Однако использование напряженных соединений, элементы которых упруго деформированы для устранения зазора, или соединений с регулированием зазора приводит к увеличению трения.

**Частичное статическое уравнивание.** Поиск решений проблемы компенсации влияния силы тяжести рассматривается в гл. 7. В данном разделе можно, исходя из общих положений, отметить тот интерес, который представляют частично сбалансированные конструкции. Такие конструкции позволяют свести к минимуму размеры приводов и избежать опасных движений звеньев манипулятора, если отсутствуют соответствующие предохранительные устройства.

Требование статической балансировки оказывается решающим в определении местоположения электродвигателей (повышенной массы) и связанных с ними редукторов в конструкции манипуляторов (рис. 6.8).

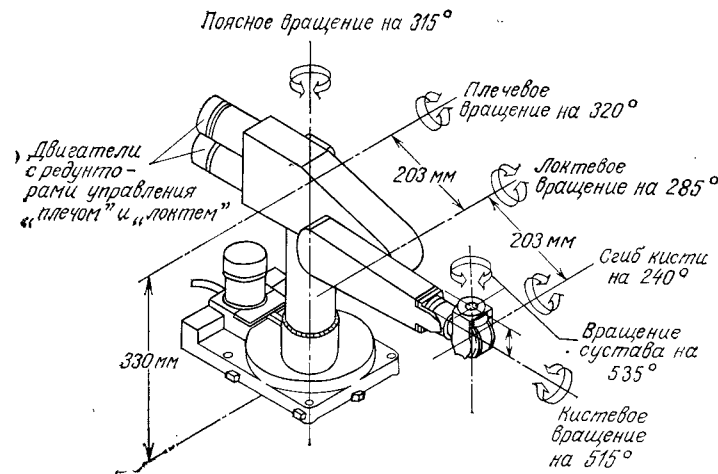


Рис. 6.8. Сборочный робот PUMA. (Фирма UNIMATION.)

**Сведение к минимуму кинетической энергии.** Вероятность выхода из строя механизма передачи движения от случайных повреждений тем выше, чем выше кинетическая энергия. Это приводит к необходимости сведения к минимуму момента инерции элементов конструкции механизма (таких, как входной вал или первая ступень редуктора), движущихся с большой скоростью.

Разрешение всех противоречий, обусловленных техническими условиями работы системы передачи движения, о которых говорилось выше, может быть осуществлено самыми различными способами. В основном в робототехнике применяют механизмы с зубчатым зацеплением, шарнирно-рычажные механизмы, ременные и цепные передачи и т. д.

## 6.3. СИСТЕМЫ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ С ЗУБЧАТЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

### 6.3.1. Кинематика

**Основные понятия.** В зубчатых передаточных механизмах используются так называемые сопряженные колеса с зубчатым венцом, которые вовлекаются в относительное вращательное движение таким образом, что активная поверхность одного из них однозначно заключена в активную поверхность другого.

В конструкциях роботов встречаются зубчатые механизмы различного типа. Все они полностью соответствуют однородным кинематическим системам передачи движения (с линейным законом преобразования параметров движения).

Обозначим через  $\Delta_{1/0}$ ,  $\omega_{1/0}$ ,  $\Delta_{2/0}$ ,  $\omega_{2/0}$  оси и скорости вращения зубчатых колес 1 и 2 в системе отсчета  $R_0$ , в которой находится наблюдатель. Если  $\Delta_{1/0}$  и  $\Delta_{2/0}$  параллельны, зубчатые передачи называются цилиндрическими. В частном случае, когда  $\omega_{1/0} \cdot \omega_{2/0} < 0$ , контакт зубьев называется внешним (геометрическое место мгновенной оси вращения звеньев в их относительном движении образует цилиндр). Если  $\Delta_{1/0}$  и  $\Delta_{2/0}$  пересекаются в точке, зубчатая передача называется конической. Для других видов расположения осей вращения зубчатое зацепление будет соответствовать «повороту и перемещению по винтовой линии» контактных поверхностей элементов кинематической пары (червячная, винтовая зубчатая передача), которые имеют более общее название — зацепление с «криволинейными зубьями».

Если определить нормальную плоскость зуба как плоскость  $P$ , ортогональную мгновенной оси вращения (или поворота), а профиль — как пересечение этой плоскости с активной поверхностью зуба, то в некоторых частных случаях обнаружится следующее:

- Полученный профиль является эвольвентой окружности. При этом независимо от межосевого расстояния для сопряженных зубчатых колес развертка основной окружности в относительном движении звеньев останется той же эвольвентой окружности<sup>1)</sup>. Это свойство эвольвентного зацепления используется в устройствах для устранения в нем зазора.
- Если образуется плоскость  $P'$ , секущая тело зуба пополам перпендикулярно плоскости  $P$ , зуб называется «прямым».

<sup>1)</sup> Более точно, с изменением межосевого расстояния общая касательная к основным окружностям зубчатых колес, находящихся в относительном движении, будет всегда проходить через точку сопряжения звеньев. При этом не произойдет изменения передаточного отношения, так как оно определяется соотношением диаметров основных окружностей зубчатых колес, которые остались теми же. — Прим. перев.

● «Шаг»  $p$  повторяемости профиля, т. е. семейства кривых в эвольвентном зацеплении, находится в соответствии с некоторой эталонной длиной, называемой модулем  $m_0$ . Их связь определяется соотношением  $p = m_0 \pi$ . Величина модуля определяется из «нормализованного ряда значений». Следовательно, для цилиндрического прямозубного зацепления нельзя произвольно выбирать межосевое расстояние. В самом деле, межосевое расстояние  $\delta$  задается выражением

$$\delta = m_0 (Z_1 + Z_2)/2,$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  — число зубьев зубчатых колес 1 и 2.

Однако, изменяя условия изготовления рабочей поверхности зубьев (полностью сохраняя профиль эвольвентным), можно осуществить корригирование зубчатых колес. Корригирование позволяет вписывать зубчатые передачи в заданное межосевое расстояние.

**Свойства и кинематические соотношения.** Среди передач с зубчатым зацеплением будем различать передачи с неподвиж-

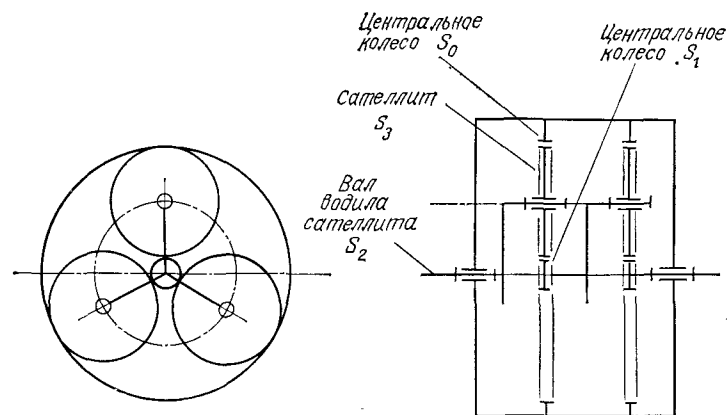


Рис. 6.9. Схема многоступенчатого эпициклического (планетарного) редуктора.

ными осями зубчатых колес и передачи с подвижными осями (в системе отсчета, связанной с их корпусом). Последние виды передач называются эпициклическими передачами или планетарными механизмами. Математическое описание кинематики эпициклических передач выполняется намного проще, если определить передаточное отношение в системе отсчета, в которой все оси неподвижны (рис. 6.9). В системе отсчета  $R_2$ , совпадающей

с валом  $S_2$ , найдем выражение для условия качения без скольжения аксоидов:

$$\omega_{1/2}/\omega_{0/2} = -Z_0/Z_1.$$

Следовательно,

$$\omega_{1/0} = \omega_{2/0} [1 + (Z_0/Z_1)].$$

Для заданных максимальных габаритных размеров и заданной пары зубчатых колес можно найти порядок возможной редукции. Он определяется тем, что минимальное число зубьев известно и принимается равным 17, а минимальное значение модуля находится из условий сопротивления нагрузкам.

Данный способ описания передачи легко распространить и на эпициклические механизмы с коническими зубчатыми колесами. Применение конических эпициклических передач рассмотрено в конце главы (телеманипулятор LEMMA).

Системы передач типа шестерня/зубчатая рейка также относятся к устройствам с зубчатым зацеплением. Для данного частного случая профиль зубьев рейки является прямым, а сопряженный с ней профиль шестерни — эвольвентным.

### 6.3.2. Технологические аспекты

**Характеристики и ограничения.** Рабочие поверхности зубьев должны изготавливаться с высокой точностью, так как даже небольшие отклонения от теоретического профиля приводят к нарушению характеристик зацепления. Искажения формы зуба отражаются на величине зазора в сопрягаемом соединении передачи. Закономерность изменения максимального значения зазора в сопряжении, или, точнее сказать, «компенсации», имеет случайный характер. Подобные искажения трудно устранить. В самом деле, это привело бы к существованию «жестких» точек в виде скачков коэффициента передачи, нежелательных с точки зрения правильной работы системы. Искажения другого рода проявляются в виде нелинейных изменений (локальные или циклические флуктуации) закона передачи движения между входом и выходом.

Другой характеристикой качества функционирования зубчатой передачи является критерий «относительного положения» начальных поверхностей, определяющих размер двух сопряженных зубчатых колес. Это относительное положение характеризуется углом между осями и расстоянием между поверхностями колес. Чтобы удовлетворить этому критерию, при изготовлении элементов передачи предъявляются жесткие требования к параллельности (в цилиндрических зубчатых передачах) или к перпендикулярности рабочих поверхностей базы зубчатых колес (в

конических зубчатых передачах с ортогональными осями), а также вводятся механизмы регулировки относительного положения (вершин начальных конусов, принадлежащих коническим зубчатым передачам), параметров межосевого расстояния (в цилиндрических зубчатых передачах) и фиктивных характеристик «толщины зуба» (в цилиндрических и конических зубчатых передачах).

В определенных случаях зубчатые колеса изготавливаются таким образом, чтобы отдельные элементы зубчатого зацепления испытывали упругие деформации.

**Необратимая система передач в зубчатых зацеплениях<sup>1)</sup>.** В необратимой системе передачи движения используются свойства самоторможения в подвижных соединениях с трением скольжения. Подобные соединения обычно обладают одной степенью подвижности и изменяют кинематическое состояние под действием приложенных нагрузок так, что становятся соединениями с нулевой подвижностью за счет сил трения в сопряжении.

**Кинематическая пара призматического типа для поступательного движения с самоторможением** (рис. 6.10, а). На рис. 6.10, б показан частный случай приложения нагрузки к ки-

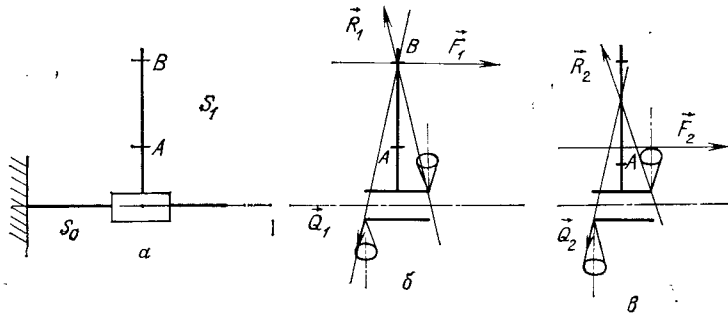


Рис. 6.10. Схема возникновения самоторможения (заклинивания) в кинематической поступательной паре.  
а — кинематическая поступательная пара; б — самоторможение (заклинивание); в — скольжение.

нематической поступательной паре. При любой величине нагрузки  $F_1$ , приложенной в точке  $B$ , жесткое звено  $S_1$  будет оставаться неподвижным. Это определяется тем, что контактные реакции в соединении  $R_1$  и  $Q_1$  находятся внутри соответствующего «конуса трения». Следовательно, данная кинематическая пара обла-

<sup>1)</sup> Под обратимостью или необратимостью передачи авторы подразумевают возможность или невозможность работы передаточного механизма при смене функции входного звена на выходное и наоборот. — Прим. перев.

дает нулевой подвижностью, что является следствием явления самоторможения.

Иное расположение сил представлено на рис. 6.10, в. В этом случае действие силы  $F_2$  в точке  $A$  совместимо с движением элементов кинематической пары. В общем случае действие контактных усилий  $R_2$  и  $Q_2$  находится на границе конусов трения.

**Простейшая необратимая система передачи движения.** Будем рассматривать  $F_2$  как нагрузку, которая передается приводом на кинематическую пару  $(S_0, S_1)$ , а  $F_1$  — как нагрузку на нее с другой стороны кинематической цепи. В этом случае для указанного выше расположения сил данное соединение является необратимым, т. е. оно не может совершать движение под действием силы  $F_1$ .

**Принцип построения необратимой системы передачи движения.** Из рассмотренного выше примера следует, что принцип создания необратимой системы передачи движения состоит в том, чтобы объединить в одну систему какую-нибудь связывающую кинематическую пару с трением скольжения и передаточный механизм. Такой комплексный механизм может обладать свойством самоторможения, характерным для винтового механизма (например, механизм, в состав которого входят элементы зубчатого зацепления и винтовой пары).

**Используемые виды зубчатого зацепления.** Среди цилиндрических зубчатых передач в основном применяются прямозубые. Геликоидальная форма зуба вызывает деформации, направленные вдоль осей валов, на которых закреплены зубчатые колеса. С другой стороны, эта форма зуба обеспечивает пониженный уровень шума во время работы передачи. Однако данное свойство не является решающим фактором выбора вида зубчатого зацепления. По аналогичным причинам конические зубчатые передачи с геликоидальной формой зуба применяются также редко.

Механизмы с зубчатым зацеплением типа колесо — винт применяются только тогда, когда желательно получить необратимую систему передачи движения. Поэтому, выбирая небольшой угол наклона винтовой линии, можно с помощью подобного механизма гарантировать фиксацию положения, приобретенного звеном робота во время выполнения заданного движения в случае отказа привода. Кроме того, если такой механизм расположен в конце «длинной», а следовательно, и эластичной системы передачи движения, он будет работать как «антивозвратный» элемент по отношению к нагрузкам, возникшим в нижней части (относительно двигателя) кинетической цепи.

**Несогласованные редукторы с улучшенными характеристиками. Эпициклический редуктор (специальный).** Эпициклические редукторы позволяют оптимизировать соотношение между раз-

мерами механизма и коэффициентом редукции. Однако доказано, что путем общепринятых построений почти невозможно осуществить подобные механизмы без рабочих зазоров.

Одно из конструкторских решений этой проблемы состоит во введении в механизм деформируемого центрального колеса  $S_0$  (деформирование при монтаже) и эластичного соединения вала  $S_2$  с шестерней-сателлитом  $S_3$ , когда за счет упругой деформации, возникающей при совместной сборке, происходит перемещение точки зацепления в направлении, устраняющем люфт

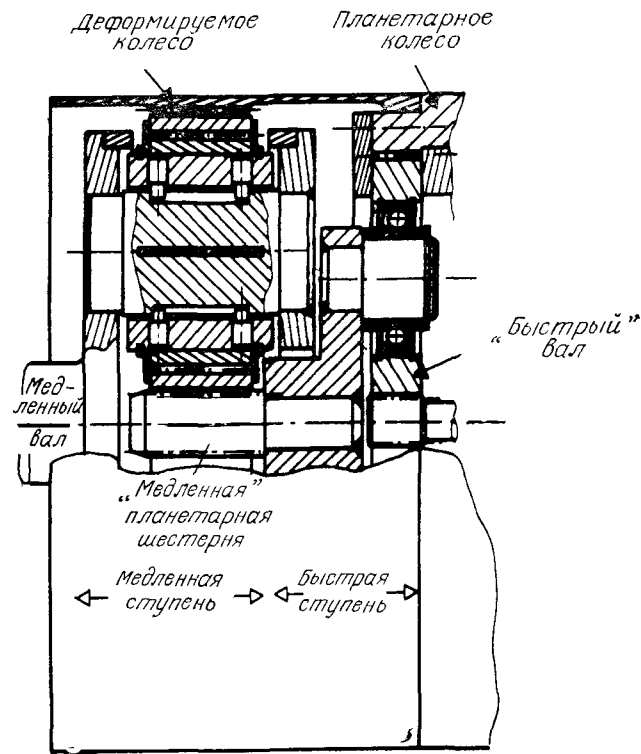


Рис. 6.11а. Несогласованный эпициклический редуктор.

(рис. 6.9). Найдем схематизированное решение конструкции подобного рода для «двухступенчатого эпициклического» механизма (рис. 6.11а и 6.11б). В нем только «медленная» ступень выполнена в соответствии с изложенным выше принципом.

Быстрая ступень передачи выполняется в виде обычного планетарного механизма, так как погрешности, которые она вносит,

несущественны. Однако следует отметить, что необходимо найти решение, при котором элементы быстрой ступени передачи (входной вал) обладали бы меньшими моментами инерции. Такой подход позволит минимизировать кинетическую энергию, которую «несет» конструкция.

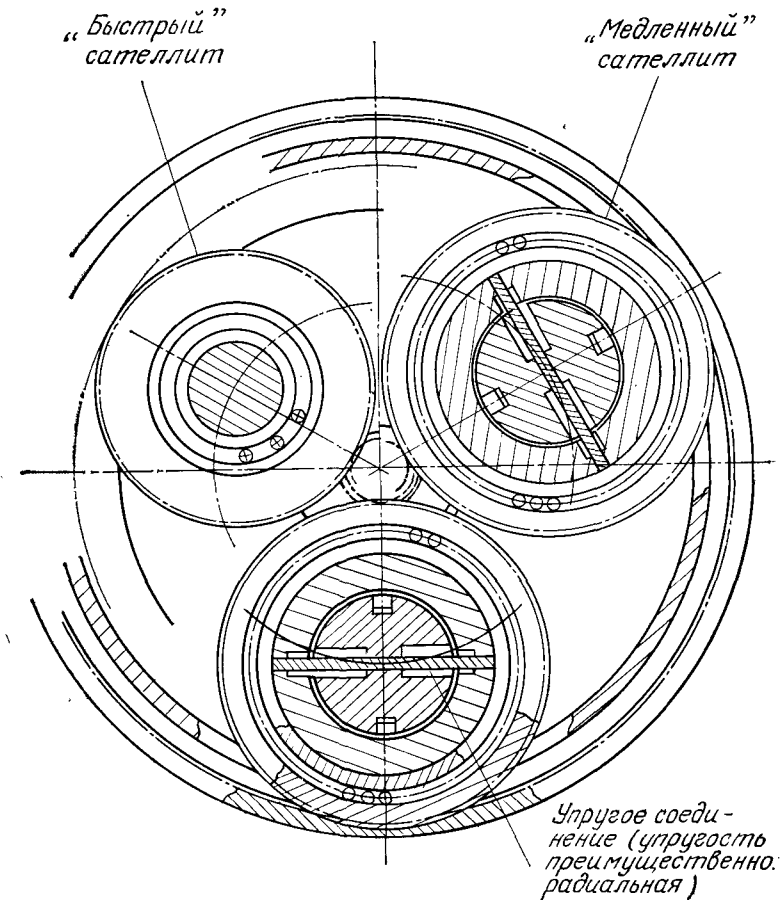


Рис. 6.11б. Несогласованный эпициклический редуктор (дополнительный вид).

*Редуктор с волновой зубчатой передачей.* Этот механизм часто применяется на практике. Кинематический принцип его действия прост, но, как ни парадоксально, очень труден для объяснения. Его можно просто изложить на основе псевдоэквивалентной кинематической схемы (рис. 6.12). Применяя кинема-

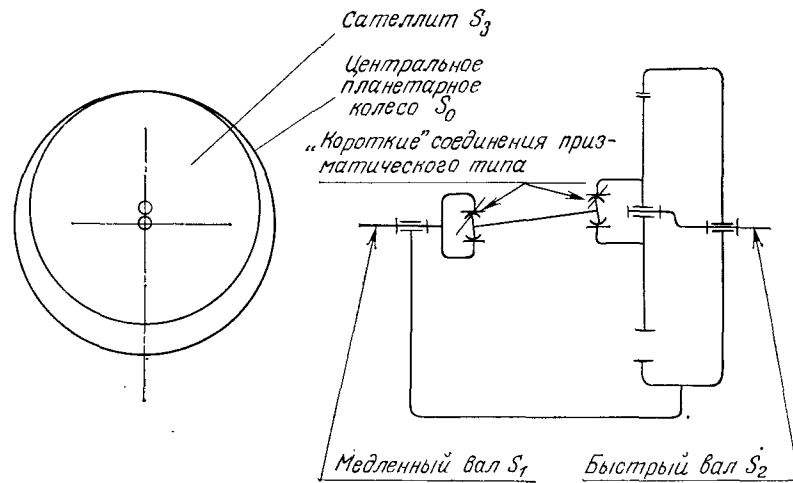


Рис. 6.12. Псевдоэквивалентная кинематическая схема волнового редуктора («короткое» соединение кинематической пары призматического типа; оно позволяет совершать вращательное движение с небольшой амплитудой вокруг оси, перпендикулярной направлению перемещения).

тическую модель, относящуюся к эпициклическим цепям, получим

$$\omega_{2/0}/\omega_{3/0} = Z_3/(Z_3 - Z_0).$$

Итак, если числа зубьев  $Z_3$  и  $Z_0$  близки друг к другу, передаточное отношение оказывается очень большим. Обычно планетарные редукторы ограничены условием  $Z_0 - Z_3 > 8$ , которое продиктовано характером взаимодействия зубьев. Оригинальность

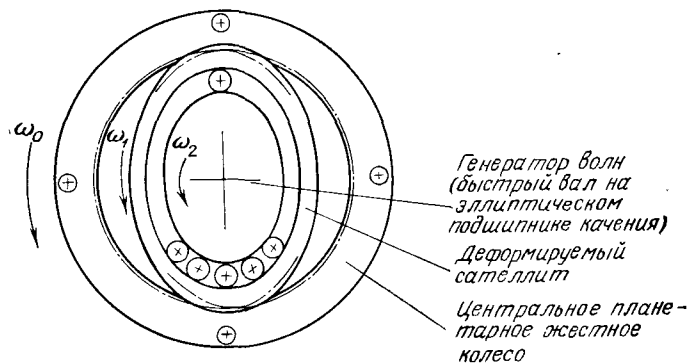


Рис. 6.13. Схема редуктора с волновой передачей.

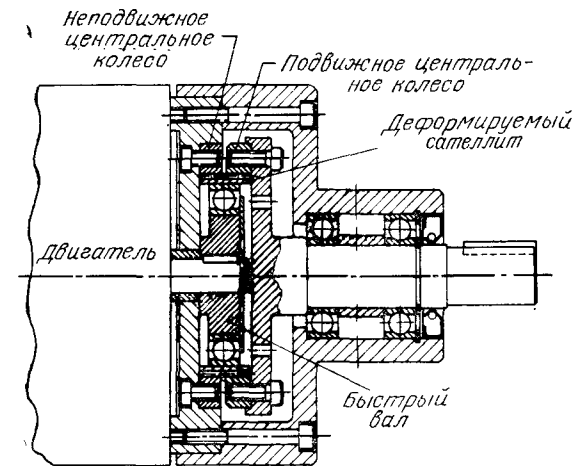


Рис. 6.14. Пример монтажа редуктора с волновой передачей.

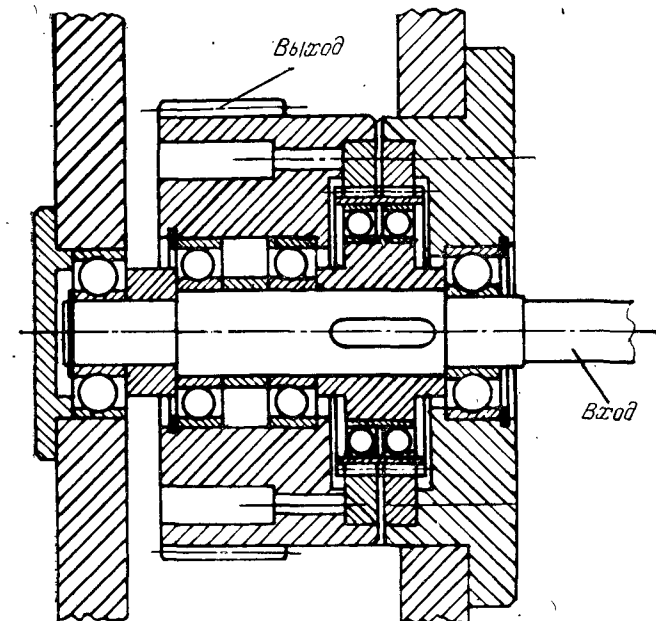


Рис. 6.15. Пример монтажа редуктора с волновой передачей. (Фирма Н. Д.)

решения конструкции редуктора с волновой передачей состоит в выборе деформируемого зубчатого венца сателлита  $S_1$ , который позволяет «отодвинуть» край волнового движения в процессе вращения ( $Z_0 - Z_3 > 2$ ) (рис. 6.13).

Передаточное отношение редуктора для одной ступени подобного механизма может принимать значения до 320. При этом число зубьев, находящихся в зацеплении, остается достаточно большим, что увеличивает сопротивление нагрузкам и жесткость передачи. Примеры монтажа механизма представлены на рис. 6.14 и 6.15.

Конструкция данного типа имеет высокий момент инерции и среднюю жесткость эллиптического подшипника, обусловленную точечным контактом тел качения, которые он объединяет. *Примечание.* Другая особенность редуктора заключается в его простоте, так как связь между  $S_1$  и  $S_3$  отсутствует из-за радиальной деформации сателлита  $S_3$ .

### 6.3.3. Примеры применения

Редукторы с волновой передачей, встроенные в выходную часть электродвигателей фирмы ASEA или гидромоторов фирм ASCMA и RENAULT, часто встречаются в роботах. В качестве примера мы выбрали две конструкции кисти суппорта инструментов, предназначенной для робота, обслуживающего операции точечной сварки.

**Кисть UNIMATE 4000.** На рис. 6.16 представлена упрощенная кинематическая схема кисти суппорта инструментов исполнительного органа, которая приводится в действие путем вращения осей 4—6.

Структура устройства определена таким образом, чтобы были удовлетворены некоторые требования, например минимизировано расстояние между осями 4 и 6, поскольку оси 4—6 пересекаются попарно. Функционально система передач реализует, с одной стороны, передачу механических управляющих сигналов конечному звену через кинематические соединения и, с другой — ступенчатую редукцию скоростей. Используемые зубчатые передачи являются цилиндрическими или коническими.

Система передачи движения требует согласования между параметрами кинематических цепей.

**Вертикальная кисть ASCMA-RENAULT.** Это устройство передачи движения удовлетворяет техническим условиям, мало отличающимся от условий в предыдущем случае. Приводы (системы, состоящие из следящего клапана, гидродвигателя, кодирующего устройства)  $M_4$ ,  $M_5$  и  $M_6$  управляют вращением осей 4—6 с помощью цилиндрических и конических зубчатых передач. В данной конструкции оси 4—6 пересекаются в некоторой точке,

которая должна находиться как можно ближе к центру тяжести всего устройства, где крепится рабочий инструмент, чтобы упростить управление ориентацией последнего.

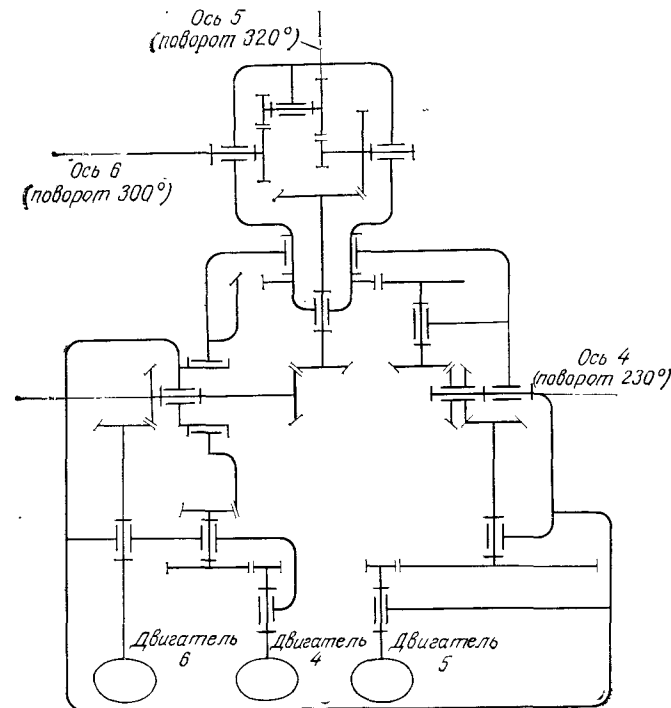


Рис. 6.16. Кинематическая схема кисти суппорта инструментов UNIMATE 4000 (реализуется движение осей 4—6).

На рис. 6.17 приведена упрощенная кинематическая схема устройства передачи движения. В ней так же, как в предыдущем случае, требуется согласование параметров кинематических цепей в системе. Найдем математическое выражение, описывающее кинематическую модель системы передачи движения:

$$\text{Обозначения} \left\{ \begin{array}{l} \omega_4, \omega_5, \omega_6 \text{ — угловые скорости двигателей } M_4, \\ M_5, M_6, \\ Z_{ij} \text{ — число зубьев } j\text{-го зубчатого колеса} \\ i\text{-й цепи (начало берется от двигателя } M_i), \\ \omega_{ij} \text{ — скорость } S_i \text{ по отношению к } S_j. \end{array} \right.$$

Выражения

$$\begin{aligned}\omega_{10} &= \omega_4 (Z_{41}Z_{43}/Z_{42}Z_{44}), \\ \omega_{21} &= \omega_5 \frac{Z_{55}Z_{51}Z_{53}}{Z_{56}Z_{52}Z_{54}} - \omega_4 \frac{Z_{55}Z_{41}Z_{43}}{Z_{56}Z_{42}Z_{44}}, \\ \omega_{32} &= \frac{Z_{69}Z_{67}}{Z_{610}Z_{68}} \left\{ -\omega_6 \frac{Z_{65}Z_{61}Z_{63}}{Z_{68}Z_{62}Z_{64}} + \right. \\ &+ \left. \omega_5 \frac{Z_{55}Z_{51}Z_{53}}{Z_{56}Z_{52}Z_{54}} + \omega_4 \frac{Z_{41}Z_{43}}{Z_{42}Z_{44}} \left( \frac{Z_{65}}{Z_{68}} - \frac{Z_{55}}{Z_{56}} \right) \right\}.\end{aligned}$$

Таким образом, найдены выражения ( $\omega_{10}=f(\omega_4)$ ,  $\omega_{21}=g(\omega_4, \omega_5)$  и  $\omega_{32}=h(\omega_4, \omega_5, \omega_6)$ ), описывающие связь параметров в этой системе передачи.

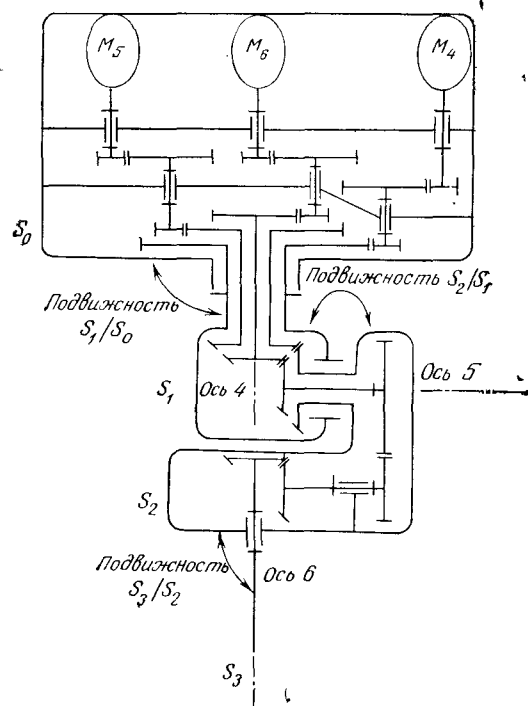


Рис. 6.17. Кинематическая структура вертикальной кисти АСМА-RENAULT.

Отметим еще раз, что самая длинная цепь передачи движения, как и для рассмотренного выше примера, предназначена для ступени с наименьшей инерционной нагрузкой.

В данном устройстве (рис. 6.18) зазоры в передаточных механизмах устраняются следующим образом:

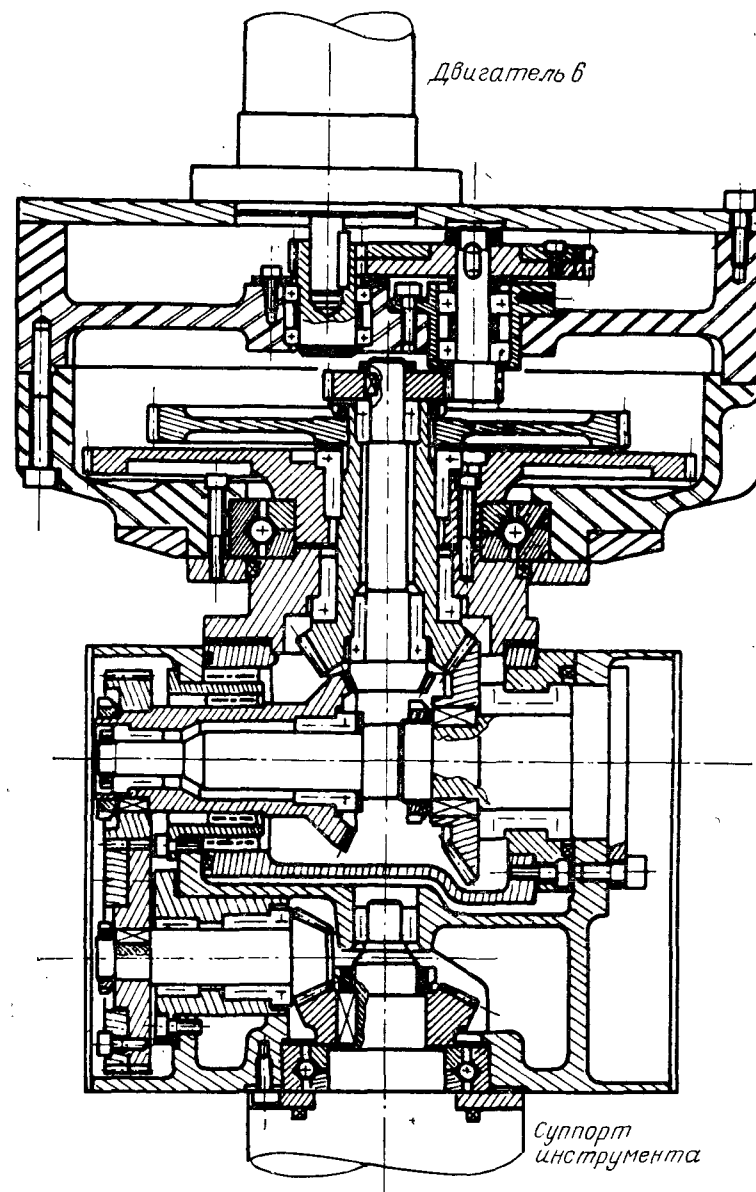


Рис. 6.18. Конструкция кисти АСМА-RENAULT.

● Зубчатые цилиндрические передачи образуются колесами, которые составлены из двух частей, квазисимметричных по отношению к средней плоскости зуба, перпендикулярной его оси. Угловое положение двух полушестеренок, которые «закрепляются» путем осевого сжатия, выбирается при монтаже и затем периодически подбирается таким образом, чтобы зазор был бесконечно мал или равнялся нулю. Одна из шестеренок уста-

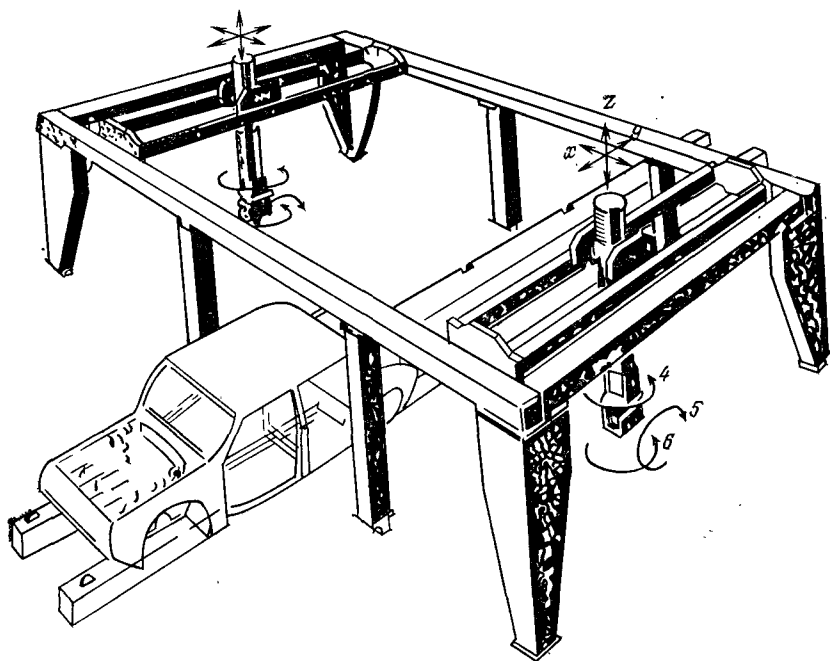


Рис. 6.19. Рамочный робот ACMA-RENAULT. (Фирма ACMA.)

навливается в корпусе на эксцентрике, что позволяет периодически производить операцию устранения зазора за счет изменения межосевого расстояния.

● Конические зубчатые передачи устанавливаются на подвижные опоры (регулировка осевого или радиального перемещения).

#### 6.3.4. Частный случай системы передачи движения: реечная зубчатая передача

Данное устройство преобразует вращательное движение в поступательное. Следовательно, это одна из систем передачи движения, которая применяется для приведения в движе-

ние звеньев поступательных кинематических пар призматического типа при большой инерционной нагрузке.

Проблемы и связанные с ними технологические решения аналогичны тем, которые встречаются в обычных зубчатых переда-

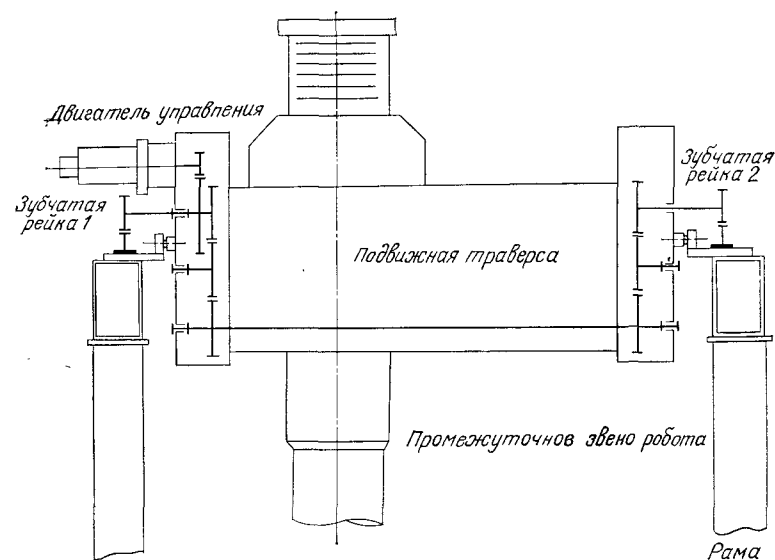


Рис. 6.20. Кинематическая схема системы передачи движения с помощью реечного зубчатого механизма в рамочном роботе ACMA-RENAULT.

чах. Рассмотрим несколько примеров применения реечных цилиндрических зубчатых передач.

**Рамочный робот** (рис. 6.19). Выбор данного способа перемещения оправдан большой величиной хода (несколько метров)

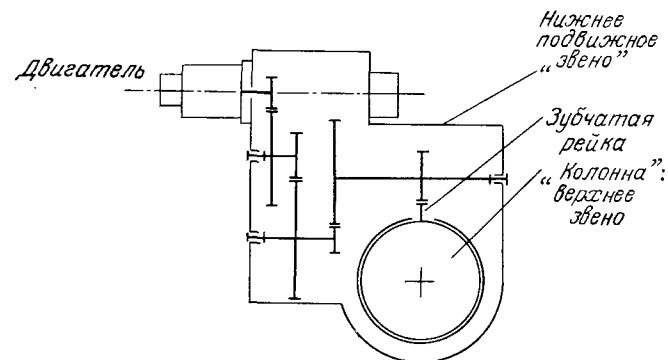


Рис. 6.21. Управление движением оси 2 вертикального робота ACMA-RENAULT.

при поступательном движении. Впрочем, соединение кулисы с рамой с помощью направляющей призматического типа должно обладать высокой устойчивостью по отношению к «лавирующим» движениям и поэтому должно быть достаточно длинным. Одно из решений данной проблемы заключается в использова-

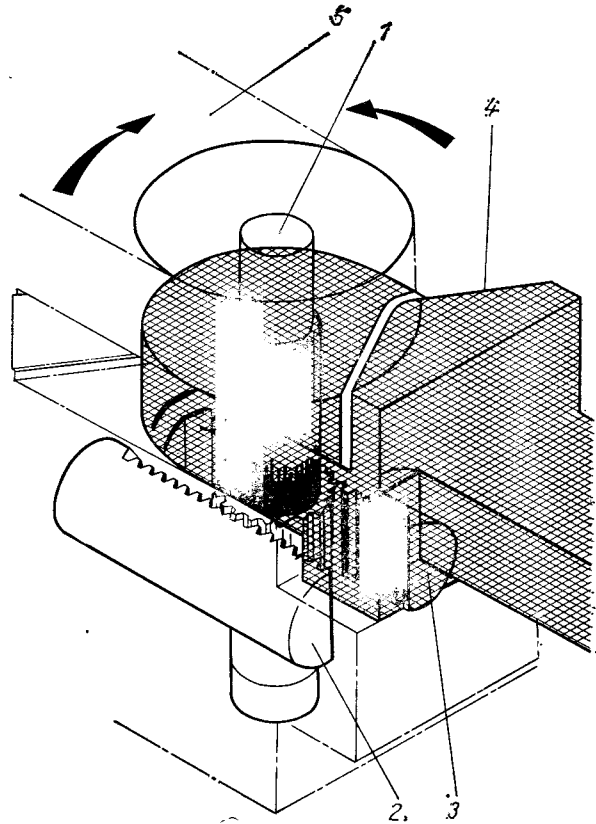


Рис. 6.22. Управление движением по оси 4 (поворот 240°) робота для окрасочных работ АСМА-RENAULT P7. (Фирма АСМА.)

1 — «зубчатый вал», связанный с нижним подвижным звеном; 2 — зубчатая рейка гидроцилиндра; 3 — зубчатая рейка; 4 — нижнее (по структуре) звено; 5 — верхнее (по структуре) звено.

нии «короткой» призмы и механизма «поддержания направления», в состав которого входят две реечные зубчатые передачи, управляемые одним двигателем. Синхронность движений достигается с помощью промежуточного вала, соединяющего два идентичных редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 6.20).

«Вертикальный» робот. Ось 2 сварочного робота (рис. 6.21) является осью сочленения, обеспечивающего поступательное движение по вертикали. Сочленение приводится в движение с помощью реечной зубчатой передачи с большим ходом и со структурой, аналогичной в рассмотренном выше примере. Приведем некоторые значения параметров:

Перемещаемая масса, кг	540
Коэффициент преобразования, рад/м	395
Механическая жесткость установки, Н/м	$4 \cdot 10^5$

**Робот для окрасочных работ.** В данном случае выбраны приводы для поступательного движения (гидроцилиндры), предназначенные для управления двумя вращательными кинематическими парами. Ось 4 (рис. 6.22) управляется двумя гидроцилиндрами с помощью реечной зубчатой передачи.

В примере, показанном на рис. 6.23, ось 7 приводится в движение только одной реечной зубчатой передачей. Это обусловлено тем, что инерционная нагрузка при вращении элементов, связанных с этой осью, незначительна.

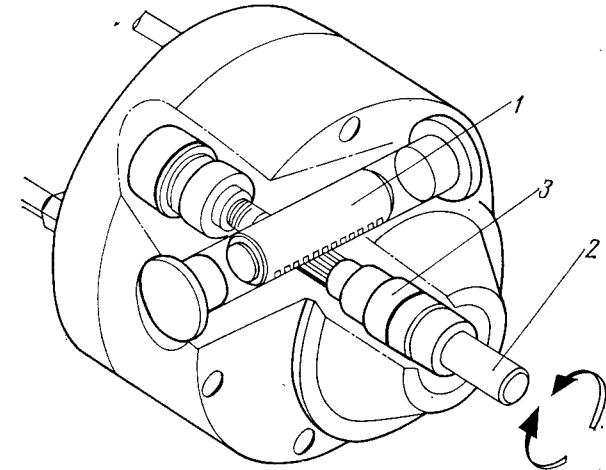


Рис. 6.23. Управление движением по оси 7 робота для окрасочных работ АСМА-RENAULT P7. (Фирма АСМА.)

1 — зубчато-реечный двусторонний механизм; 2, 3 — управляемые звенья.

**Примечание.** Общий вид конструкции данного робота приведен в конце главы на рис. 6.51.

## 6.4. ПЕРЕДАЧА ДВИЖЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА

### 6.4.1. Принцип действия и назначение

Устройства передачи движения с помощью винтового механизма, объединенные с другими элементами робота, предназначены для преобразования вращательного движения двигателя в поступательное движение звена винтовой пары, определяемое направляющей призматического типа. Этот способ преобразования движения кинематически эквивалентен способу, реализованному в реечном зубчатом механизме. Кроме того, в этих устройствах одновременно выполняется очень важная функция — редукция скорости. Однако необходимо отметить, что данный вид механизмов с очень большим ходом (длинный винт) чрезвычайно чувствителен к поперечным колебаниям (за исключением особых конструкций).

Рассматриваемая механическая система, предназначенная для передачи движения, очень чувствительна, если ее поместить между двумя звеньями робота, которые соединены шарниром, обеспечивающим поворот. В частности, винтовой механизм, в котором винт и гайка закреплены с помощью шарниров на звеньях робота, связанных в свою очередь с опорой вращения так, что оси всех трех опор вращения ортогональны оси винта, выполняет функцию преобразования вращательного движения винта в относительное вращательное движение звеньев. При этом повышаются коэффициент редукции и жесткость соединения.

Улучшение параметров связей кинематической пары «винт — гайка» достигается за счет применения тел качения между винтом и гайкой. В качестве примера можно назвать шарико-винтовую передачу (рис. 6.24), где тела качения (шарики) непре-

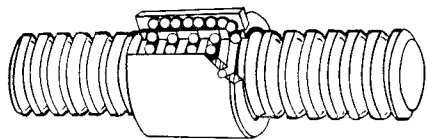


Рис. 6.24. Шарико-винтовой механизм. (Фирма TRANSROLL.)

рывно перемещаются по замкнутому контуру. В других механизмах применяются тела качения типа роликов, игл и т. п., сложная геометрия которых должна соответствовать геометрии впадины по винтовой линии. Они перекачиваются по двум элементам, составляющим винтовую пару. При этом увеличивается осевая жесткость винтового механизма.

Можно отметить монтаж винта для робота MOTOMAN (рис. 6.25), который выполнен на двух подшипниках качения, расположенных по обе его стороны. Такая конструкция дает некоторые преимущества в поведении механизма в сравнении с обыч-

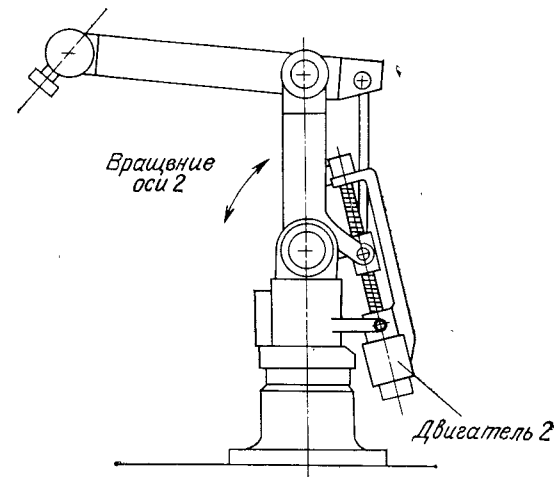


Рис. 6.25. Схема робота MOTOMAN. (Фирма YASKAWA.)

ным решением. Эти преимущества сказываются на жесткости, устойчивости к воздействиям осевых нагрузок (сопротивлению продольному изгибу) и вибрационных нагрузок.

### 6.4.2. Улучшение характеристик системы передачи

Некоторые характеристики, связанные с жесткостью описываемых механизмов, для кинематических пар были рассмотрены в гл. 2. Следует отметить, что наличие промежуточных звеньев неблагоприятно сказывается на общем результате: изменяется упругость винта и т. д.

Способ устранения мертвого хода сборки элементов заключается в таком выборе их размеров, чтобы при монтаже вводилась предварительная деформация (натяг), которая увеличивает жесткость в соединениях, так же как и трение. Очень часто используют также регулировку путем изменения относительного положения (вращательного или поступательного движения) двух гаек, что также сказывается на величине сил трения.

### 6.4.3. Применения

Направляющая скольжения для поступательного движения (рис. 6.26). Поступательная кинематическая пара призма-

тического типа, обеспечивающая движение оси 2, выполнена с помощью винтового механизма. Отметим, что привод, состоящий из двигателя, винта и гайки, вносит минимальный вклад в момент инерции, возникающий при вращении оси 1.

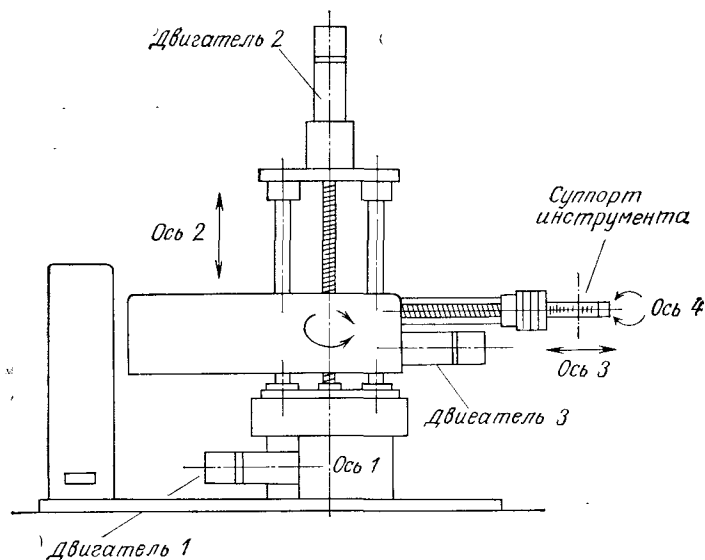


Рис. 6.26. Схема конструкции SIROBOT 1. (Фирма SIEMENS.)

**Сочленение, управляемое при вращении.** Этот механизм применяется для управления осью 2 роботов ASEA IRB 6 и IRB 60. Так же как и в предыдущем примере, редукционный узел расположен между двигателем и винтом с целью получения достаточно высокого общего передаточного отношения (такого, как в волновом редукторе или ему эквивалентном механизме).

## 6.5. ЦЕПНЫЕ И РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 6.5.1. Особенности кинематики

Подобные устройства позволяют передавать вращательное движение между параллельными валами, а также преобразовывать вращательное движение в поступательное и наоборот.

На практике только устройства, использующие шкивы и зубчатые колеса с параллельными осями, объединенные цепями или приводными ремнями, представляют определенный интерес для реализации передачи движения в роботах. Такие передаточные

механизмы применяются в тех случаях, когда источник механического движения и приемник относительно далеко удалены друг от друга.

### 6.5.2. Передача движения зубчатыми приводными ремнями и металлическими лентами

**Быстроходные передачи.** Погрешности, которые являются результатом случайного проскальзывания приводного ремня на шкиве, практически трудно компенсировать управляющим

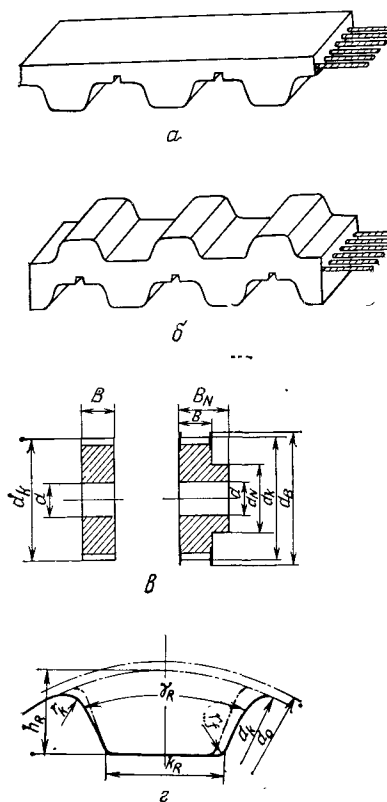


Рис. 6.27. «Зубчатые» приводные ремни. (Фирма SYNCHROFLEX.)  
а — приводной ремень с простыми зубьями; б — приводной ремень с двойными зубьями; в — шкивы; г — геометрические параметры.

сигналом, так как датчики положения обычно размещаются в верхней части кинематической цепи. Следовательно, только приводные ремни, называемые «гофрированными» или «зубчатыми»,

способны обеспечить синхронность движения связанных элементов передачи.

Подбирая геометрию шкивов и приводных ремней, можно передавать большие нагрузки при достаточно слабом натяжении ремня. Следовательно, направляющие подшипники не испытывают перегрузок в отличие от других видов устройств. Геометрическая форма приводного ремня получается путем формовки полиуретана на арматуру из стальных крученых тросов (рис. 6.27). Прочность, срок службы, высокий к.п.д. (выше 95%), а также очень низкий момент инерции системы (шкивы изготовлены из легких сплавов) определяют выбор вида передачи.

Пример применения ременной передачи показан на рис. 6.28, где она используется как редуктор, обеспечивающий вращение оси 1 робота. В данном случае задача передачи движения со-

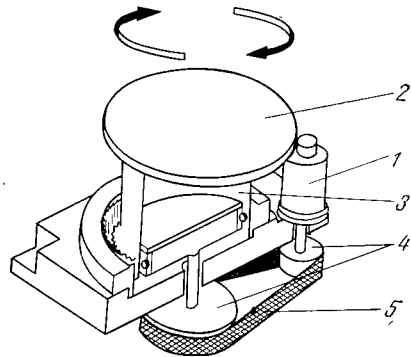


Рис. 6.28. Обеспечение вращения оси 1 робота АСМА-RENAULT. Схема системы передачи движения с помощью приводного ремня и волновой передачи. (Фирма АСМА.)

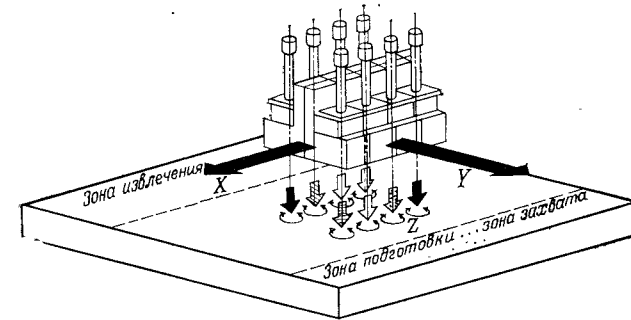
1 — двигатель; 2 — выход; 3 — деформируемый сателлит (волновая передача); 4 — шкивы; 5 — приводной ремень.

стоит в том, чтобы получить быстрооборотный редуктор с передаточным отношением меньше 4 и малым моментом инерции.

Приводные ремни для передачи движения от двигателя к элементам, перемещающимся по направляющим призматического типа. Если в некотором сложном механизме типа приводной ремень — шкивы присоединить шкив к двигателю, а приводной ремень на каком-то его участке к подвижной тележке, то образуется устройство, кинематически эквивалентное передаче типа шестерня — рейка. Однако оно будет иметь меньший момент инерции и достаточную жесткость. Следовательно, данную передачу можно применять для реализации быстрых передвижений легкой тележки.

Такой способ, применяемый часто в быстродействующих графопостроителях (в качестве элементов передачи используются крученые текстильные нити), используется для приведения в действие робота, предназначенного для двухкоординатных монтажных работ (рис. 6.29).

Из схемы, приведенной на рис. 6.30, видно, что каретки 1 и 2 приводятся в движение шаговыми двигателями, связанными с рамой. В отличие от общепринятого монтажа в данном варианте двигатель 2 не увеличивает момент инерции каретки 1.



Рабочие оси робота двухкоординатной сборки

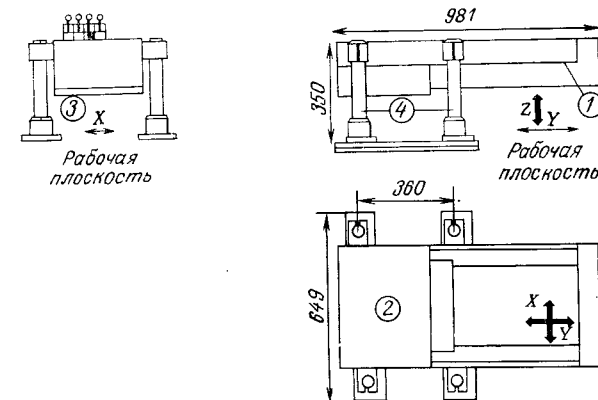


Рис. 6.29. Двухкоординатный робот. (Фирма SORMEL.)

1 и 4 — рамы; 2 — механизм управления; 3 — головки суппорта инструмента.

Подобная передача, которая вносит небольшие инерционные нагрузки на оси механизмов, «удаленных» от двигателей, находит применение во многих конструкциях (ось S робота SKILAM на рис. 6.1 и ось 3 робота PUNA на рис. 6.2).

Ленты как частный случай передач. Иногда приведение в движение звеньев кинематической пары, включающей направляющую прямолинейного движения призматического типа, реализуется с помощью металлических лент, работающих на растяжение. В этом случае каждая из них является дополнением к

другим, соединенным параллельно. Ленты закрепляются на шкивах, на которые они наматываются во время монтажа таким образом, чтобы обеспечить предварительное натяжение и, следовательно, отсутствие зазора при работе передаточного механизма. Толщина ленты небольшая (менее 0,5 мм), а ширина может

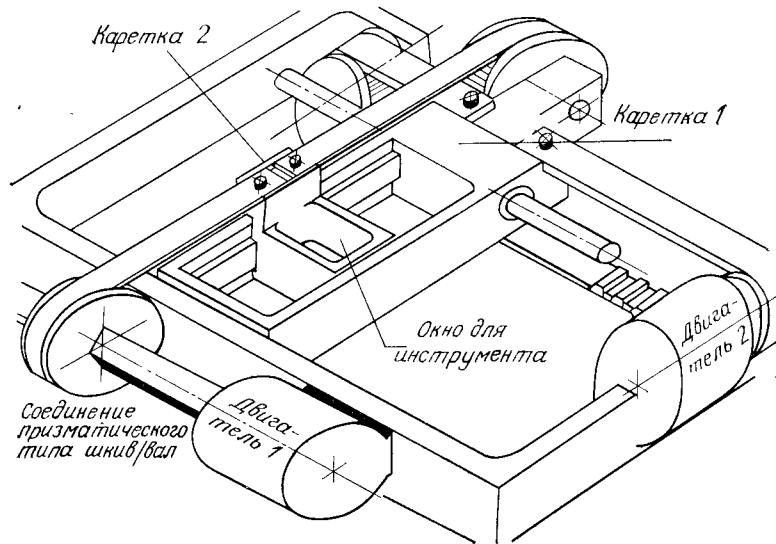


Рис. 6.30. Принцип передачи движения двухкоординатного робота CADRATIC. (Фирма SORMEL.)

меняться от 20 до 80 мм. Это конструктивное решение применяется на роботах TH8 ASMA-RENAULT для приведения в движение осей 2 и 3.

### 6.5.3. Цепные передачи

С точки зрения кинематики аналогия с устройствами, в которых применяются ременные зубчатые передачи, является полной, если шаг звена цепи достаточно мал и тем самым не вызывает каких-либо циклических нарушений закона передачи движения.

**Условия функционирования.** Роликовые цепи (рис. 6.31) нашли широкое применение благодаря их бесшумной работе и высокому коэффициенту полезного действия. Цепные передачи удовлетворительно функционируют только при низких скоростях вращения (из-за вибрационных явлений). Поэтому системы передачи цепь — зубчатое колесо нельзя применять на выходе двигателя; их предпочтительно использовать для передачи мед-

ленных движений к шарнирным сочленениям с небольшой инерционной нагрузкой.

**Примеры применения.** Рассмотрим в качестве примера робот MOTOMAN (рис. 6.32 и 6.33а). Функционирование подвижных

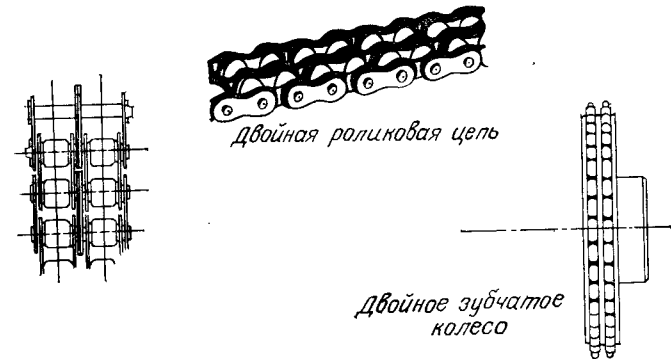


Рис. 6.31. Роликовые цепи. (Фирма BRAMPTON-REYNOLD.)

сочленений элементов на концах кинематических цепей, начиная от двигателя, связанного с  $S_1$ , требует «длинных» передач, которые не изменяют подвижности оси 3. В системе передачи дви-

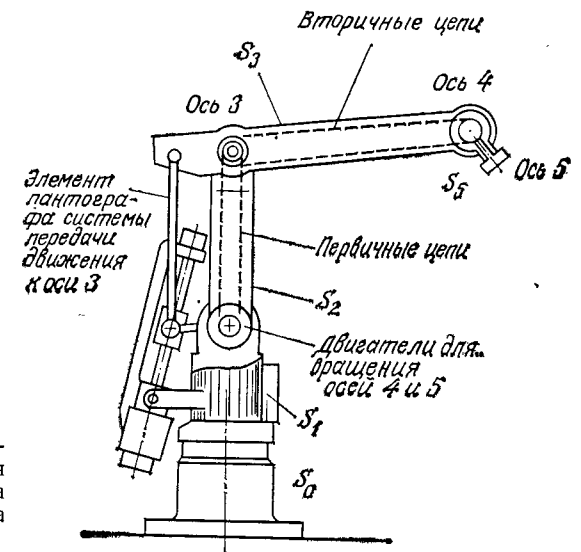


Рис. 6.32. Цепная система передачи вращения осям 4 и 5 робота MOTOMAN. (Фирма YASKAWA.)

жения к оси 4 используются две цепные передачи, которые расположены последовательно и снабжены устройством, обеспечи-

вающим натяжение цепи при монтаже передачи. Для приведения в движение оси 5 используется та же основа, дополненная системой передачи эпициклического типа с коническими зубчатыми колесами для согласования движений осей 4 и 5. Данная

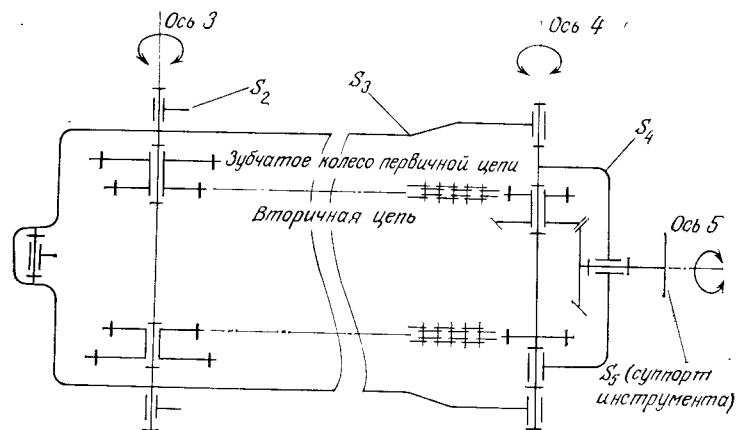


Рис. 6.33а. Схема системы передачи движения с помощью вторичных цепей в роботе MOTOMAN (вид сверху).

конструкция позволяет передавать движения на очень большие расстояния, обеспечивая высокую жесткость передачи. Такие передачи обычно применяются при малых инерционных нагрузках.

## 6.6. ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 6.6.1. Кинематика

В общем случае невозможно провести отдельно кинематический анализ для системы передачи движения, в которой применяются рычажные передачи, и для манипулятора (рис. 6.33б). Поэтому рассмотрим только механизмы со специальными рычагами, выполненные в виде пантографа (простого или сложного). Его основой является параллелограмм, концы четырех звеньев которого соединены с помощью кинематических пар вращения таким образом, что оси вращения перпендикулярны плоскости движения. Управление вращением одного из звеньев возможно только в этой плоскости и вызывает идентичное движение противоположного звена параллелограмма. Ориентация второго звена остается инвариантной по отношению к первому звену. При последовательном соединении таких механизмов это свойство сохраняется.

Отметим, что данная передача обладает большой жесткостью, если правильно выбрать сочленения подвижных звеньев. В самом деле, для большей части звеньев манипулятора элементы пантографа обладают высокой жесткостью. Кроме того, другие звенья четырехугольника испытывают в основном нагрузки ти-

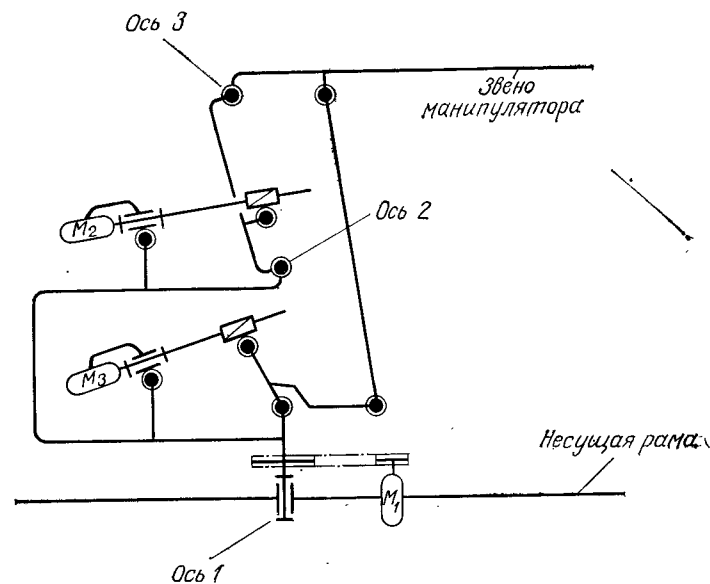


Рис. 6.33б. Система передачи движения между моторами-редукторами и осями 2 и 3 с помощью рычагов для робота KUKA.

па растяжение — сжатие и, следовательно, обладают устойчивостью к изгибу, которая линейно зависит от отношения массы к длине.

### 6.6.2. Применения

1. В манипуляторе — подъемнике с гидравлическим управлением — используют систему передачи, аналогичную шарнирно-рычажной и изготовленную на базе двух последовательно смонтированных механизмов (рис. 6.34). Отметим, что относительно большие по размерам звенья опорного плеча и механизма типа пантографа не подвержены нагрузкам, вызывающим кручение или изгиб.

2. Аналогичный подход к решению кинематики передачи используется в экспериментальном роботе MELKONG для оказания медицинской помощи. Управление двумя площадками переноса A и B, образующими платформу, поддерживающую боль-

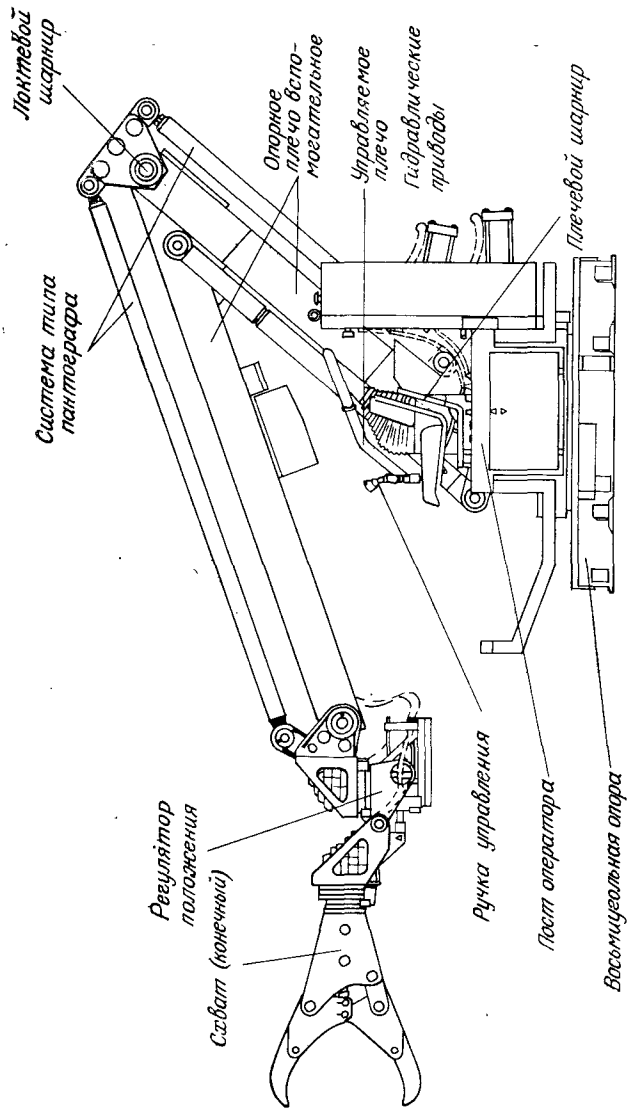


Рис. 6.34. Манпулятор — подъемник ANDROMAT. (По данным CSEE.)

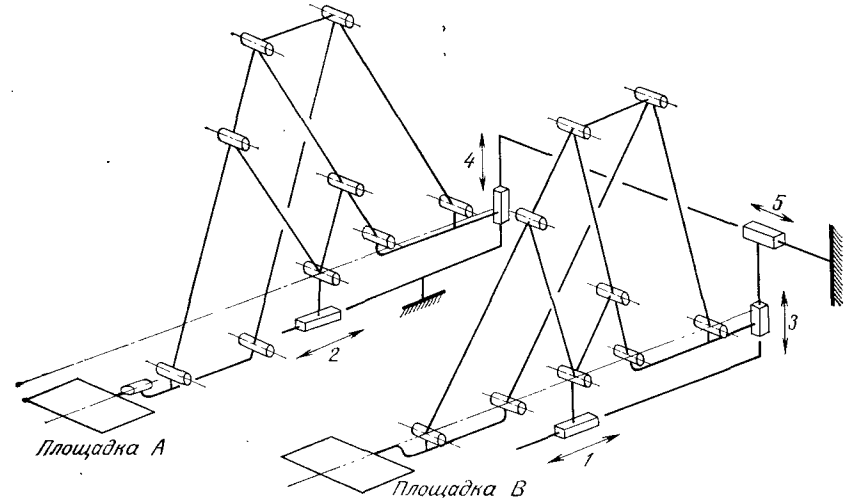


Рис. 6.35. Кинематическая схема робота MELKONG.

ного, осуществляется с помощью пяти устройств типа двигатель—редуктор—винт—гайка (рис. 6.35). Движение площадок переноса в точности копирует управляющие движения сочлене-

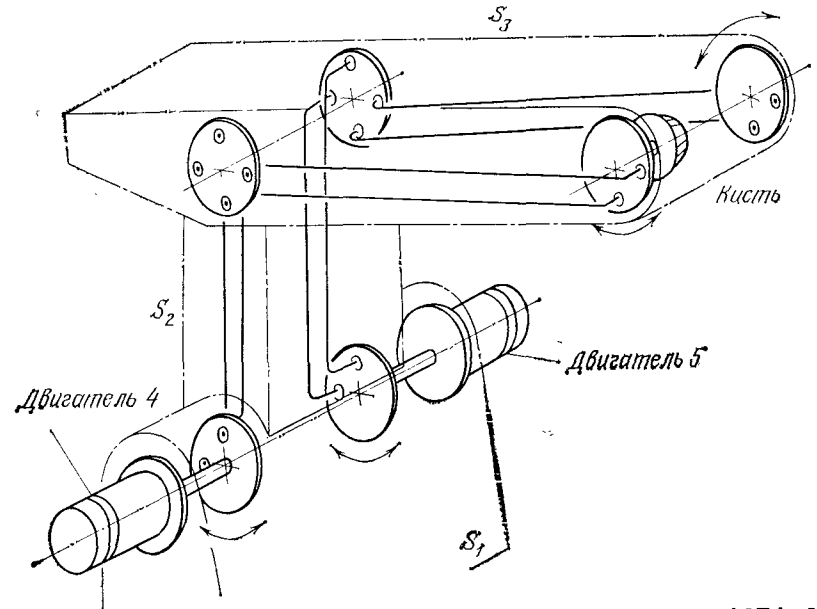


Рис. 6.36. Схема передачи движения к осям 4 и 5 робота ASEA IRb.

ний элементов призматического типа 1—5. Точное повторение их положений определяется свойствами выбранной конструкции.

3. Поскольку амплитуда вращательного движения этого устройства ограничена (менее  $180^\circ$ ), рычажная передача может успешно конкурировать по тем же параметрам с цепной передачей (при скоростях ниже 100 град/с). В качестве примера мож-

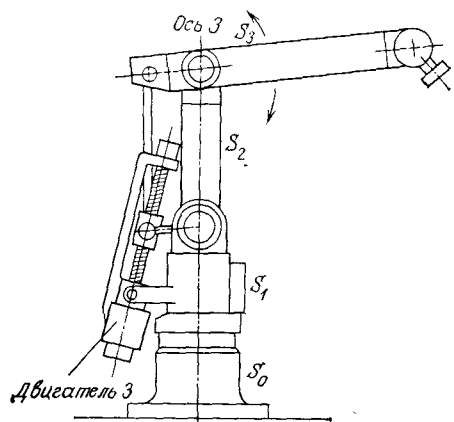


Рис. 6.37. Система передачи движения с помощью шарнирно-рычажных устройств. Ось 3 робота MOTOMAN (YASKAWA).

но привести передачу движения к кисти робота ASEA (рис. 6.36).

4. Иногда шарнирно-рычажная передача входит как составная часть другого сложного механизма. На рис. 6.37 передача движения к оси 3 осуществляется совместным действием последовательно соединенных волнового редуктора, винтового механизма и механизма параллельных кривошипов (параллелограммного механизма).

## 6.7. СИСТЕМЫ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

### 6.7.1. Особенности кинематики

Кинематическая схема приведения в действие звеньев пары вращения с помощью гидроцилиндров аналогична схеме, в которой используются винтовые механизмы. Особенность этих систем передачи движения заключается в том, что они обладают небольшой амплитудой эффективного поворота, которая составляет менее  $40^\circ$  (относительно среднего положения при максимальном коэффициенте полезного действия), и нелинейностью закона передачи.

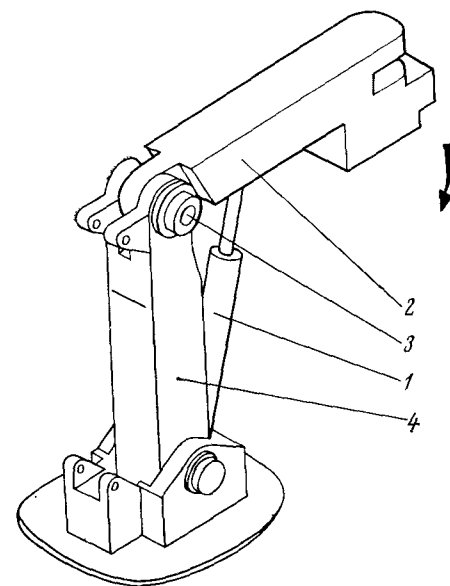


Рис. 6.38. Управление осью 3 робота для окрасочных работ ACMA-RENAULT с помощью гидроцилиндра.

1 — гидроцилиндр, задающий движение (вращение оси 3); 2 — звено  $S_3$ ; 3 — ось 3; 4 — звено  $S_2$ .

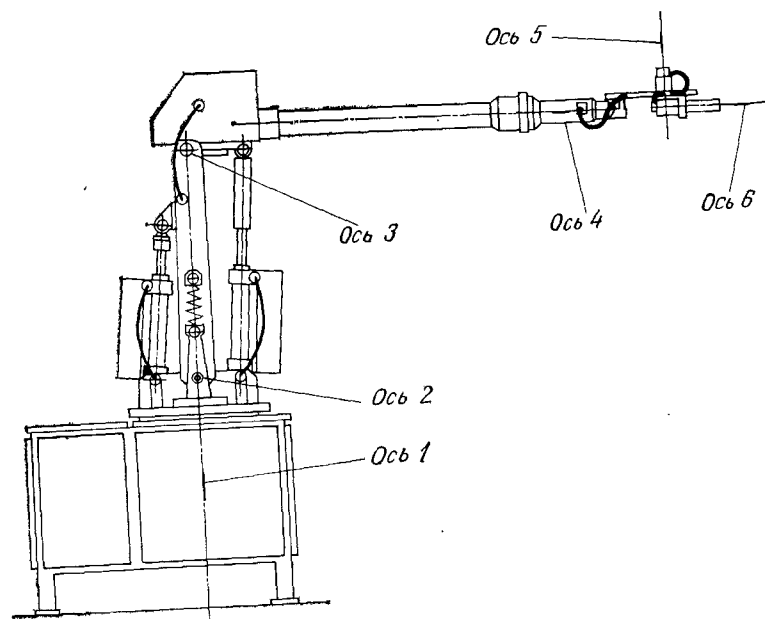


Рис. 6.39а. Робот АКР 3000 для окрасочных работ.

### 6.7.2. Применение

Данный принцип передачи движения используется во многих механизмах, например для приведения в движение осей 2 и 3 роботов, предназначенных для окрасочных работ.

На рис. 6.38 показано устройство, разработанное фирмой АСМА, для управления вращением звеньев робота относительно оси 3. На рис. 6.39 а представлен робот АКР 3000. В нем указанный принцип передачи движения применен по отношению к осям 2 и 3. В обоих случаях передача движения к осям 2 и 3 с помощью гидроцилиндров приводит к необходимости введения попарного согласования кинематических характеристик отдельных элементов механизма.

### 6.8. ДРУГИЕ ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ

Вряд ли можно рассмотреть в данной главе все виды передач, которые могут применяться в роботах. Рассмотрим лишь часть из них.

На рис. 6.6 в следующем приводе шарнирное соединение типа крестовой муфты Олдгейма введено между кодирующим устрой-

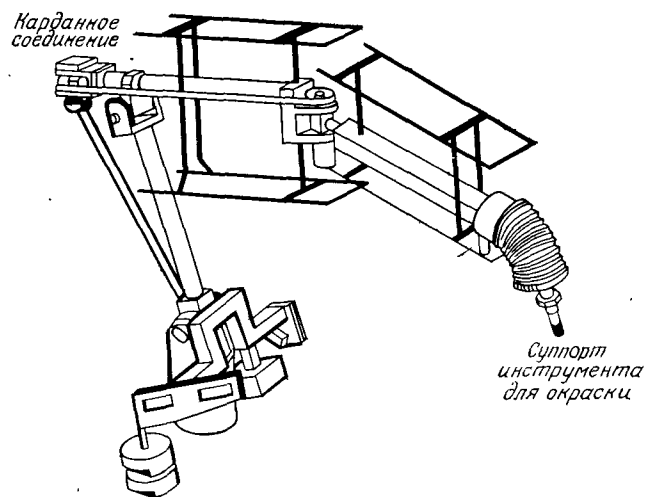


Рис. 6.39б. Копирующий механизм. (Фирма АСМА-RENAULT.)

ством и валом гидромотора. В этом случае система передачи движения используется для передачи информации, а не энергии.

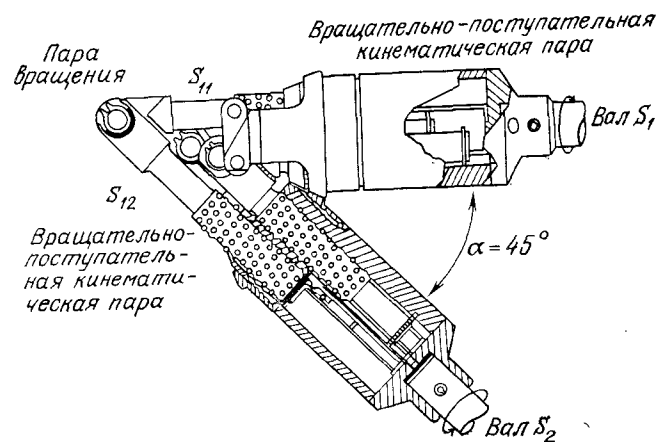


Рис. 6.40а. Шарнирный уравнивающий узел MATCH в крайнем положении.

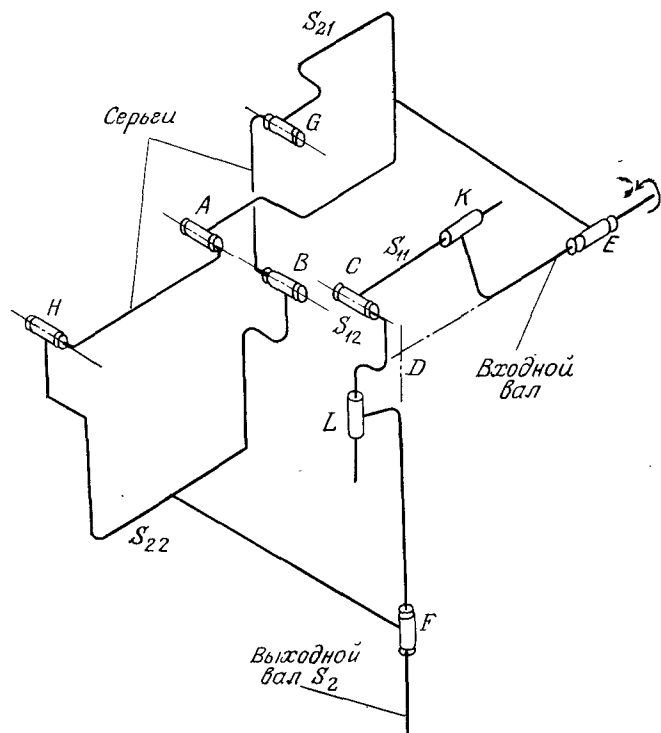


Рис. 6.40б. Кинематическая схема соединения MATCH.

В кисти UNIMATE (рис. 6.16) система передачи движения содержит двойной кардан. Он размещается между двигателем 6 и зубчатой передачей. С другой стороны, в сложных конструкциях, например в копирующем движении оператора устройстве АСМА (рис. 6.39 б), можно найти простые соединения.

Для получения однородного кинематического согласования между ветвями механизма можно применять сборку типа «уравнивающего» шарнирного соединения MATCH (рис. 6.40 а). Его основной кинематический принцип известен под названием шарнирного соединения MYARD, обеспечивающего движение между пересекающимися валами  $S_1$  и  $S_2$ . В нем находятся три одинаковые цепи из жестких звеньев, соединенные параллельно. Каждая из них получена путем последовательного соединения следующих кинематических пар: вращательно-поступательной ( $S_1, S_{11}$ ), вращательной ( $S_{11}, S_{12}$ ) и вращательно-поступательной ( $S_{12}, S_2$ ).

«Особенность» данного устройства заключается в том, что оба кривошипных вала пересекаются в воображаемой точке, т. е. элементы конструкции, связанные с каждым из них, не мешают друг другу во время работы механизма, несмотря на то

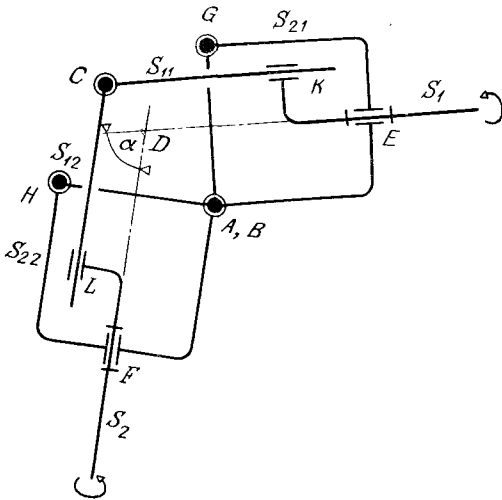


Рис. 6.40в. Шарнирное уравнивающее соединение MATCH (вид сверху).

что рабочие пространства имеют общую область (рис. 6.40б и 6.40в). Угол  $\alpha$  между валами может меняться от 0 до  $\pm 135^\circ$ .  
Примечание. Поскольку угол  $\alpha$  изменяется при переходе через нулевое значение, ось вращения относительного движения опор валов  $S_{21}$  и  $S_{22}$  перемещается из точки А в точку Н (или из В в G).

## 6.9. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ

### 6.9.1. Интегрированные механизмы

В некоторых механизмах технологических роботов очень трудно отделить элементы конструкции, выполняющие функцию звеньев несущей части механизма пространственного перемещения, от элементов, составляющих звенья системы передачи движения. Однако анализ кинематических характеристик конструкций требует обобщенного подхода без разграничения функций каждой компоненты системы.

Для иллюстрации этих частных случаев мы выбрали несколько примеров, с помощью которых можно продемонстрировать обобщенный подход к анализу свойств и особенностей. Среди них рассмотрены два механизма типа хобота; каждый из них удовлетворяет техническим условиям, предъявляемым к роботам для окрасочных работ. Однако по принципу действия они сильно отличаются друг от друга.

Объединение системы передачи движения с несущей частью конструкции механизма пространственного перемещения иногда проявляется в менее выраженной форме. Например, для космического телеманипулятора предложенный выбор конструкции оправдан жесткими ограничениями, определяемыми условиями его работы.

### 6.9.2. Телеманипулятор LEMMA

Описание системы передачи движения. Устройство представляет собой опытный образец телеманипулятора Laboratory Engineering Model Manipulator Arm (LEMMA), который отработывался в NASA и в лаборатории Engineering Mechanics Университета Nebraska-Lincoln в США. Оно удовлетворяет требованиям манипулирования с объектами, определенными в рамках программы исследований, проводимых на борту космического корабля (Shuttle Free Flying Teleoperator Experiment) (рис. 6.41).

Телеманипулятор LEMMA по структуре должен быть в первую очередь аналогом руки человека. Кроме того, обзор телекамеры ограничен, так как ее звенья и сочленения, имеющие достаточно большой объем, мешают наблюдениям за манипуляторами «руки». Поэтому блоки следящих моторов-редукторов размещены в непосредственной близости от механизма плеча. Устройство, предназначенное для захвата и переноса объектов, обладает шестью степенями свободы по отношению к стойке. В нем только системы передачи движения в направлении «локтя» и «кисти» имеют оригинальную кинематическую структуру.

Блок из четырех двигателей, закрепленный на «руке», помещен в верхней части сложных кинематических цепей, идущих к «локтям» и «кисти». Эти приводы расположены в том месте, в котором могут частично обеспечить статическое равновесие «руки» (в поле тяготения).

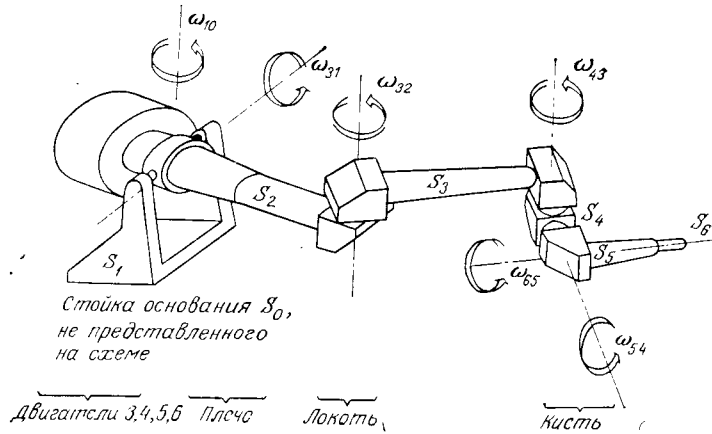


Рис. 6.41. Телеманипулятор LEMMA.

Из всей системы в первую очередь выделим сложное устройство, состоящее из концентрических труб и конических зубчатых колес и предназначенное для передачи движений к соответствующим сочленениям звеньев робота (рис. 6.42).

Рассмотрим сочленение  $(S_i, S_{i-1})$ , представленное на рис. 6.42. Верхнее по кинематической цепи звено  $S_{i-1}$  представляет собой трубу, внутри которой находятся концентрические валы с осями, совпадающими с осью  $\Delta_{i-1}$ . Нижнее звено  $S_i$  также содержит концентрические валы, имеющие общую ось  $\Delta_i$ . Промежуточные концентрические валы, имеющие общую ось  $\Delta_{i/i-1}$ , передают движение на свою кинематическую цепь с помощью пар конических зубчатых колес в точках  $A$  и  $B$  (рис. 6.43).

Кроме того, можно выделить совокупность систем передачи движения через последовательные эпициклические цепи зубчатых механизмов, которые располагаются между двигателями и внутренними по отношению к кинематической структуре цепями. Функция этого механизма, как показано ниже, состоит в том, чтобы полностью компенсировать рассогласование движений в параллельных кинематических цепях (самокомпенсирующее устройство). Это рассогласование обусловлено выбранным способом передачи, т. е. через полые валы и конические пары зубчатых колес.

**Кинематический анализ передач сочлененных звеньев.** Определение. Введем следующие обозначения:  $\omega_{Ej/i}$  — угловая скорость выходного вала  $j$  относительно  $S_i$ ,  $\omega_{Ij/i}$  — угловая скорость промежуточного вала  $j$  относительно  $S_i$ ,  $\omega_{Sj/i}$  — угловая

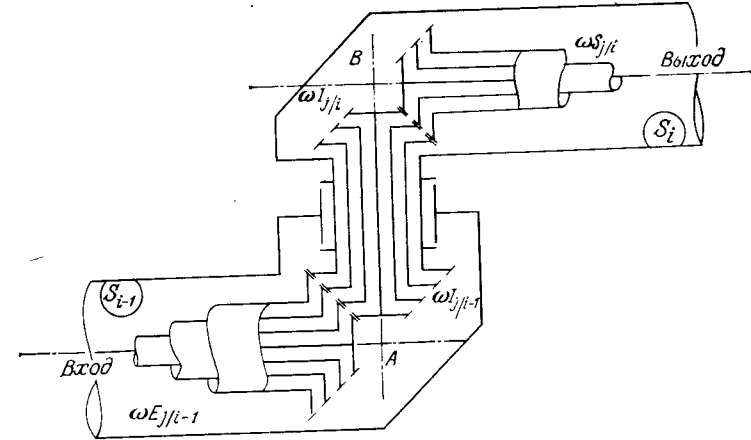


Рис. 6.42. Принципиальная схема передачи движения через подвижное сочленение звеньев в телеманипуляторе LEMMA.

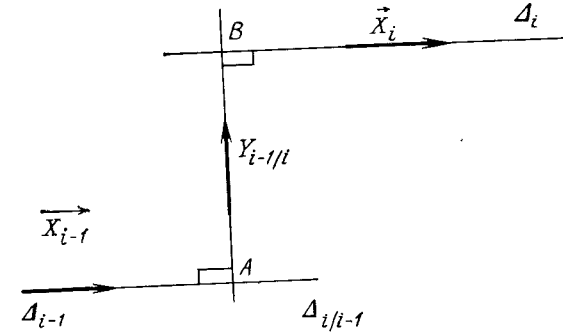


Рис. 6.43. Кинематическая цепь в телеманипуляторе LEMMA.

скорость выходного вала  $j$  относительно  $S_i$ ,  $\omega_{j/i}$  — угловая скорость  $S_i$  по отношению к  $S_j$ . При этом

$$\begin{aligned} X_{i-1} \omega_{Ej/i-1} &= \omega_{Ej/i-1}, \\ X_i \omega_{Sj/i} &= \omega_{Sj/i}, \quad Y_{i-1/i} \omega_{Ij/i} = \omega_{Ij/i}. \end{aligned}$$

Кинематические соотношения

$$-\omega_{Ij/i} + \omega_{Ij/i-1} = \omega_{Ij/i-1}, \quad -\omega_{Sj/i} = \omega_{Ej/i}.$$

**Результаты.** Вычисляя взаимосвязи угловых скоростей входных и выходных валов механизма, получим

$$\begin{bmatrix} \omega_{3/2} \\ \omega_{4/3} \\ \omega_{5/4} \\ \omega_{6/5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{E3/2} \\ \omega_{E4/2} \\ \omega_{E5/2} \\ \omega_{E6/2} \end{bmatrix}$$

Следовательно, скорость каждого выходного звена определяется скоростями двух звеньев на входе кинематической цепи. Возникающее трехстороннее согласование движения звеньев могло бы легко компенсироваться путем вычисления соответствующих вкладов, вносимых двигателями для обеспечения заданного движения звеньев. Однако в данной конструкции отдано предпочтение «механическому» решению путем введения устройства с эпициклическими (дифференциальными) зубчатыми механизмами, передача движения в котором реализуется с помощью мно-

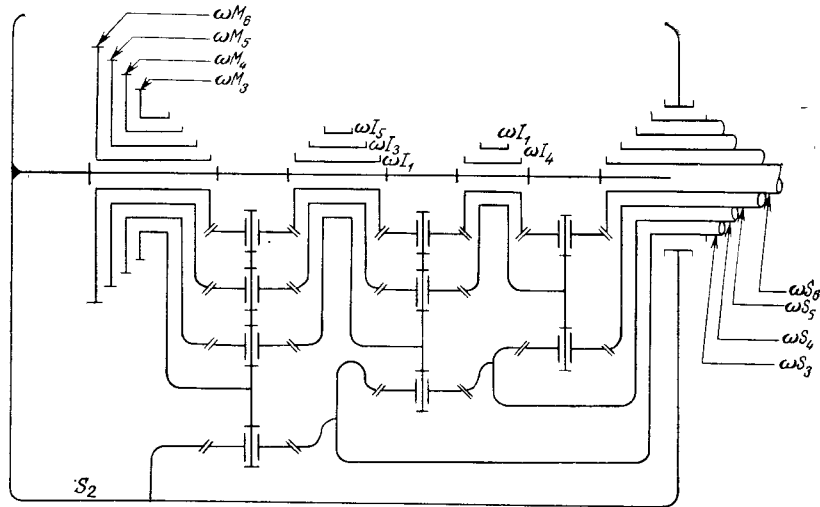


Рис. 6.44. Принципиальная схема верхнего мультиэпициклического механизма LEMMA.

жества ветвей. Кинематический анализ этого устройства приведен ниже.

**Кинематический анализ верхнего (по кинематической цепи) мультиэпициклического зубчатого механизма (рис. 6.44). Определения.** Введем следующие обозначения:  $\omega M_j$  — угловая скорость вала  $j$ -го двигателя,  $\omega S_j$  — угловая скорость выходного вала  $j$ -го механизма,  $\omega I_k$  — угловая скорость промежуточных валов (планетарных колес и водила сателлитов).

**Примечания.** 1. Обозначения  $\omega M_j$ ,  $\omega S_j$ ,  $\omega I_k$  эквивалентны  $\omega M_{j/2}$ ,  $\omega S_{j/2}$  и  $\omega I_{k/2}$ ; звено  $S_2$  выполняет функцию локальной опоры.

2. Механизм содержит три водила сателлитов, девять сателлитов и 11 центральных колес, одно из которых связано с  $S_2$ .

3. Можно написать 11 кинематических соотношений, которые характеризуют механизм.

*Кинематические соотношения*

$$\omega I_1 = 2\omega M_3 - \omega M_6, \quad \omega I_3 = 2\omega M_3 - \omega M_5,$$

$$\omega I_5 = 2\omega M_3 - \omega M_4, \quad \omega I_2 = 2\omega I_5 - \omega I_1,$$

$$\omega I_4 = 2\omega I_5 - \omega I_3, \quad \omega S_3 = 2\omega M_3,$$

$$\omega S_4 = 2\omega I_5 - \omega S_3, \quad \omega S_5 = 2\omega I_4 - \omega S_4,$$

$$\omega S_6 = 2\omega I_4 - \omega I_2.$$

Вычисляя связь между скоростями на входе и выходе эпициклического зубчатого механизма, получим

$$\begin{bmatrix} \omega S_3 \\ \omega S_4 \\ \omega S_5 \\ \omega S_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & -2 & 0 & 0 \\ 2 & -2 & 2 & 0 \\ 2 & -2 & 2 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega M_3 \\ \omega M_4 \\ \omega M_5 \\ \omega M_6 \end{bmatrix}$$

В этом уравнении вновь обнаруживается согласование описанных переменных.

**Функционирование системы.** Если соединить последовательно эпициклическую зубчатую и внутренние передачи, общее выражение для угловых скоростей на входе и выходе системы принимает вид (результат умножения матриц, полученных выше)

$$\begin{bmatrix} \omega_{3/2} \\ \omega_{4/3} \\ \omega_{5/4} \\ \omega_{6/5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega M_3 \\ \omega M_4 \\ \omega M_5 \\ \omega M_6 \end{bmatrix}$$

Итак, каждая угловая скорость вращения звеньев кинематической пары  $\omega_{i/i-1}$  соответствует только одной управляющей переменной  $\omega M_i$ , которая задается одним двигателем.

В заключение сделаем несколько замечаний. Реализация различных передаточных механизмов, составленных из нескольких пар конических зубчатых колес, требует больших затрат и высокой точности изготовления, если необходимо получить повышенную жесткость передачи, малые зазоры в сочленениях и приемлемые потери энергии на трение.

Кроме того, если конструкция должна обладать небольшим моментом инерции, необходимо применять специальные направ-

ляющие с телами качения (с шариками, роликами или иглами), предварительно их деформировать при монтаже, использовать технологические приемы сборочных операций, обеспечивающие высокую точность, нарезать зубья шестерни непосредственно на полых валах и т. д.

### 6.9.3. Хобот NITRO-NOBEL-MEC

Устройство, схема которого приведена на рис. 6.45, имеет разнообразное применение, в частности, оно может применяться в качестве сочлененной (гибкой) конструкции, закрепленной на конечном звене механизма пространственного переме-

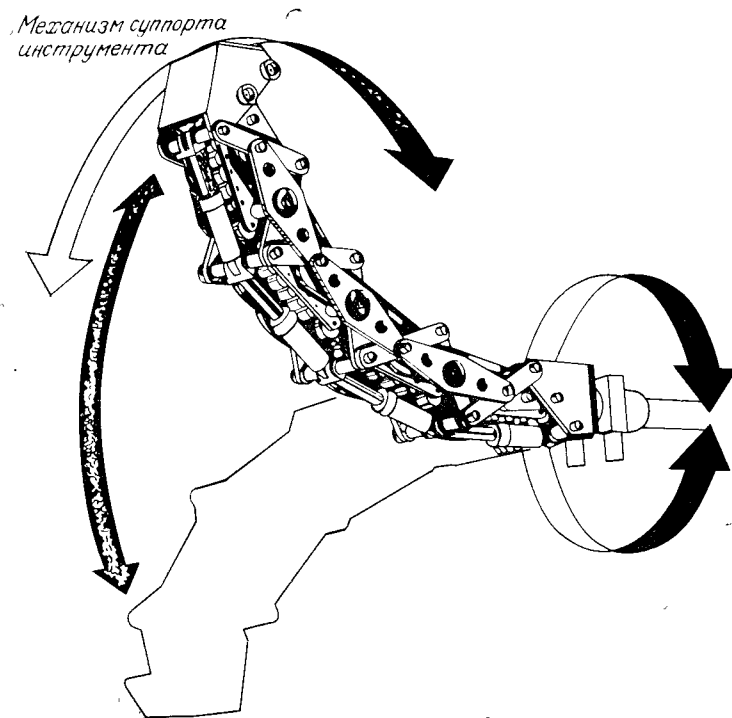
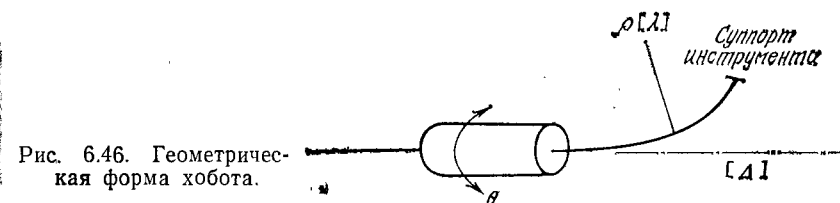


Рис. 6.45. Строение хобота. (Фирма NITRO-NOBEL-MEC.)

щения робота, предназначенного для окрасочных работ. Для приведения его в действие используются различного вида приводы — поворотные гидроцилиндры (угол поворота  $\theta$ ) и гидроцилиндры для поступательного движения (перемещение  $\lambda$ ). Последние одновременно являются датчиками положения сочленен-

ной структуры, расположенной ниже по кинематической цепи. По форме механизм напоминает дугу в плоскости, проходящей через ось  $\Delta$  вращения  $\theta$ . Кривизна  $\rho$  зависит от  $\lambda_i$  (рис. 6.46).

**Кинематический анализ.** На рис. 6.47 показана кинематическая схема плоского механизма, частично напоминающего механизм, описанный выше, но с меньшим числом составляющих



модулей и одним хоботом. Легко проверить, что любому значению  $\lambda$  соответствует только одно положение элементов тела механизма. Следовательно, кинематическая структура хобота определена полностью. Последовательное подсоединение элементарных модулей к данной кинематической схеме повышает способность манипулятора огибать препятствия.

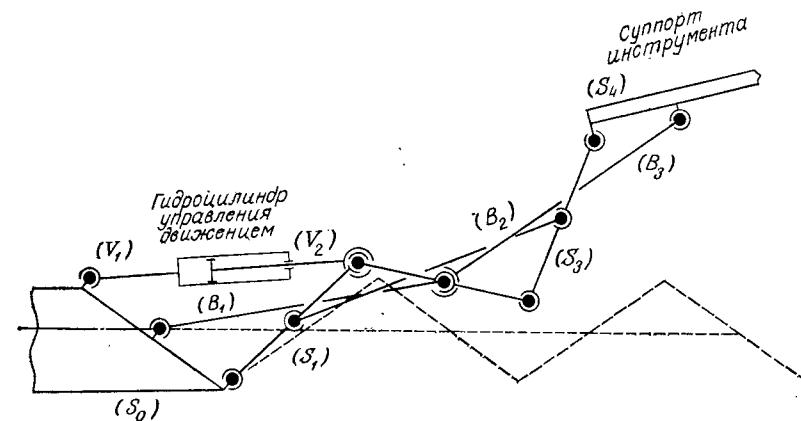


Рис. 6.47. Кинематическая схема хобота с двумя модулями, управляемого одним гидроцилиндром.

Соединения между жесткими звеньями:  $(S_i, S_j)$  и  $(S_i, B_k)$  — вращательные пары,  $(V_1, V_2)$  — вращательно-поступательная кинематическая пара.

Отметим большие возможности выбранного решения конструкции. В ней каждый элементарный модуль непосредственно связан с одним приводом, причем все приводы управляются одинаково:  $\lambda_1 = \lambda_2 = \dots = \lambda_n$ .

Цель кинематического анализа — разработать математическую модель этого сложного механизма, которая позволит определить с помощью ЭВМ команды управления, передаваемые приводам, и тем самым обеспечить требуемое положение рабочего инструмента.

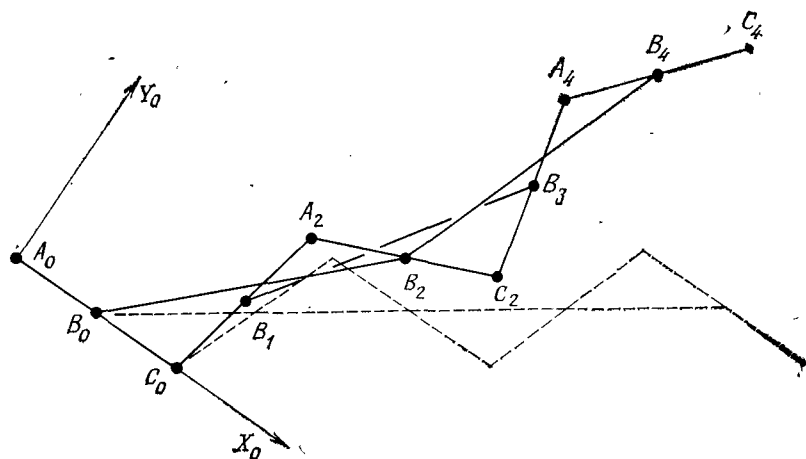


Рис. 6.48. Геометрия структуры хобота с двумя модулями.

$$\begin{array}{ll} (X_0, C_0A_2) = \alpha_1, & (X_0, A_0A_2) = \beta_1, \\ (X_0, A_2C_2) = \alpha_2, & (X_0, B_0B_2) = \beta_2, \\ (X_0, C_2A_4) = \alpha_3, & (X_0, B_1B_3) = \beta_3, \\ (X_0, A_4C_4) = \alpha_4, & (X_0, B_2B_4) = \beta_4. \end{array}$$

После выявления составных элементов механизма — жестких звеньев и связей, их характеристик и параметров движения (рис. 6.48) — определяется граф (рис. 6.49). Он содержит 13 ребер, 10 вершин и одну связывающую составляющую.

Цикломатическое число  $\nu$  равно 4. Следовательно, мы можем записать в явном виде условия геометрического замыкания це-

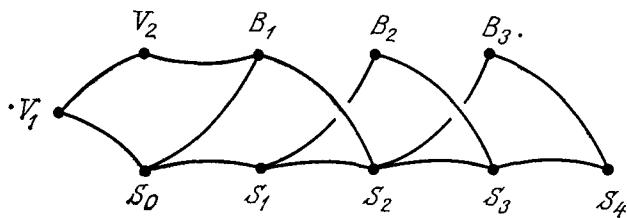


Рис. 6.49. Связный граф хобота.

пи в четырех базовых циклах:  $(V_1, S_0, B_1, V_2)$ ,  $(S_0, S_1, S_2, B_1)$ ,  $(S_1, S_2, S_3, B_2)$ ,  $(S_2, S_3, S_4, B_3)$ .

Конструктивными параметрами механизма являются длины жестких звеньев  $S_i$  и  $B_j$ , обозначаемые  $2A$  и  $B$  соответственно.

Поскольку механизм представляется плоской структурой, условия геометрического замыкания «базовых» цепей звеньев записываются в точках  $A_2, B_2, B_3, B_4$  в следующей упрощенной форме:

$$\begin{array}{l} \vec{A_2A_0} + \vec{A_0C_0} + \vec{C_0A_2} = \vec{0}, \\ \vec{B_2B_0} + \vec{B_0C_0} + \vec{C_0A_2} + \vec{A_2B_2} = \vec{0}, \\ \vec{B_3B_1} + \vec{B_1A_2} + \vec{A_2C_2} + \vec{C_2B_3} = \vec{0}, \\ \vec{B_4B_2} + \vec{B_2C_2} + \vec{C_2A_4} + \vec{A_4B_4} = \vec{0}. \end{array}$$

Отсюда для проекций векторов на оси  $A_0X_0$  и  $A_0Y_0$  можно записать систему уравнений

$$\begin{array}{l} -\lambda \cos \beta_1 + 2A + 2A \cos \alpha_1 = 0, \\ -\lambda \sin \beta_1 + 2A \sin \alpha_1 = 0, \\ -B \cos \beta_2 + A + 2A \cos \alpha_1 + A \cos \alpha_2 = 0, \\ -B \sin \beta_2 + 2A \sin \alpha_1 + A \sin \alpha_2 = 0, \\ -B \cos \beta_3 + A \cos \alpha_1 + 2A \cos \alpha_2 + A \cos \alpha_3 = 0, \\ -B \sin \beta_3 + A \sin \alpha_1 + 2A \sin \alpha_2 + A \sin \alpha_3 = 0, \\ -B \cos \beta_4 + A \cos \alpha_2 + 2A \cos \alpha_3 + A \cos \alpha_4 = 0, \\ -B \sin \beta_4 + A \sin \alpha_2 + 2A \sin \alpha_3 + A \sin \alpha_4 = 0, \end{array}$$

с помощью которой определяются, например, значения углов  $\alpha_i$  и  $\beta_j$  в функции переменной управления  $\lambda$ .

Решая эти уравнения на ЭВМ для механизма, составленного из удвоенного числа жестких звеньев ( $S_0, S_1, \dots, S_8, B_1, \dots, B_7$ ), получим графическое изображение системы, представленное на рис. 6.50. Отметим, что последнее жесткое звено структуры имеет большую амплитуду перемещения для некоторого конечного изменения входного параметра  $\lambda$ .

**Схемы конструкций. Избыточность связей.** В данном случае имеется в виду механизм, составленный из замкнутых кинематических цепей жестких звеньев, кинематика которого удовлетворяет условиям функционирования. Однако изучение эволюции относительных положений одних и тех же кинематических цепей приводит к понятию избыточности (связей и звеньев). Требования избыточного позиционирования (гиперстатические механизмы) являются причиной повышенных затрат на изготовление элементов. В самом деле, они накладывают на механизм условия, которые не являются обязательными для сборки замкнутой кинематической цепи.

Для цикла  $(B_1, S_0, S_1, S_2)$  установлено, что, если соединение  $(B_1, S_2)$  заменить сферическим шарниром, устройство останется кинематически эквивалентным. Данное положение может быть распространено на совокупность соединений  $(S_i, B_j)$ . В результате появляются пассивные подвижные связи, которые не влияют на функционирование механизма.

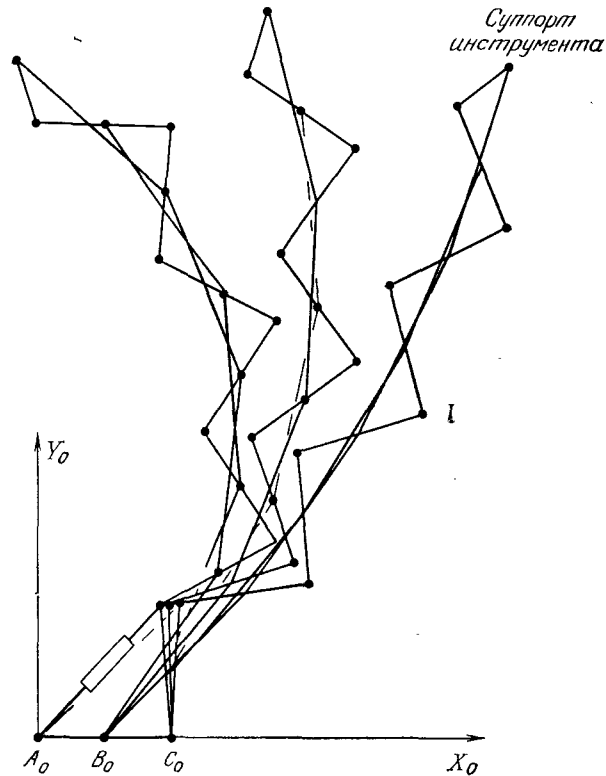


Рис. 6.50. Графическое отображение, полученное с помощью ЭВМ.

**Эквивалентный механизм с улучшенными характеристиками.** Вместо конструкций со сферическими шарнирами, которые еще стоят дорого, предпочитают применять устройства с «короткими телами вращения» (ролики), т. е. реализовать устройства на «чистом качении», используя их свойство квазинулевой устойчивости к опрокидыванию вблизи среднего положения.

**Требования к конструкции.** В ходе разработки кинематически эквивалентного механизма необходимо рационально сочетать требования высокой жесткости звеньев и соединений конструк-

ции с допустимыми величинами деформации конструкции. При таком подходе возможно следующее:

- жесткие звенья  $B_i$ , которые подвержены нагрузкам, вызывающим деформацию растяжения, в известных случаях будут «тонкими» с одним лишь ограничением по жесткости продольному изгибу;
- жесткие звенья  $S_i$  подвергаются воздействиям нагрузок, вызывающим растяжение, кручение и изгиб. Следовательно, они будут иметь изогнутый профиль или структуру рамочного типа, составленную из длинных элементов;
- вращательные пары  $(S_i, S_j)$  выполнены в виде параллельного соединения двух устройств с подшипниками качения, достаточно удаленными друг от друга. Такая конструкция придает механизму повышенную устойчивость к опрокидывающим усилиям;
- путем соответствующего «преобразования» соотношения скоростей на входе и выходе механизма можно подобрать привод, масса которого будет квазиподвижна в системе отсчета, связанной с несущим звеном механизма пространственного перемещения.

Таким образом, можно получить конструкцию хобота, для которой выигрыш за счет улучшения рабочих характеристик устройства будет превышать связанное с ними увеличение затрат на изготовление.

#### 6.9.4. Хобот АСМА-RENAULT

Данное устройство предназначено для выполнения той же технологической операции, что и рассмотренный выше механизм. Общий вид конструкции робота, приведенный на рис. 6.51, дает представление об относительных размерах робота. Обобщенная геометрическая форма хобота — дуга с радиусом кривизны  $\rho$ , который изменяется в плоскости  $P$ . Последняя принадлежит системе координат, связанной с конечным звеном механизма пространственного перемещения робота (рис. 6.52).

Управление подобным устройством осуществляется с помощью четырех гидроцилиндров одностороннего действия и постоянно натянутых тросиков, которые исполняют функции передачи механического движения (рис. 6.53). Таким образом, для определения  $\rho$  и  $\theta$  достаточно использовать лишь две переменные управления.

**Кинематический анализ. Эквивалентная схема.** Конструкция механизма, показанного на рис. 6.54, может быть представлена как соединение элементарных модулей. При этом каждый элементарный модуль состоит из звеньев, соединенных между собой. Связь звеньев осуществляется подвижными соединениями,

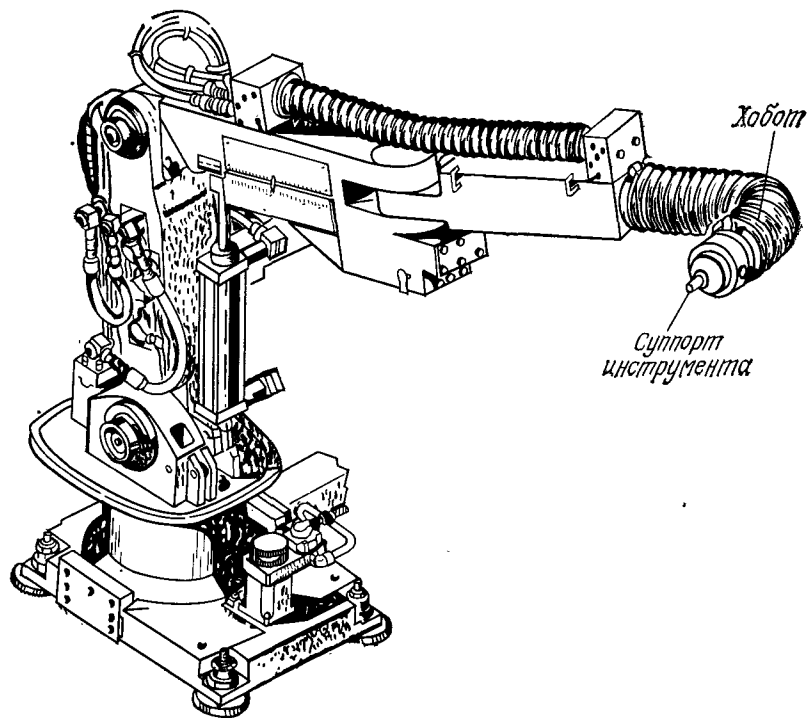


Рис. 6.51. Робот для окрасочных работ АСМА-RENAULT.

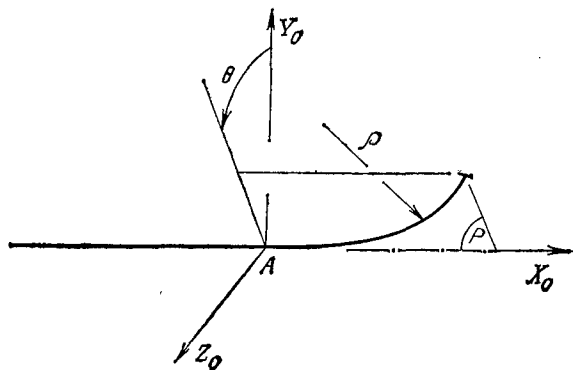


Рис. 6.52. Параметры хобота АСМА-RENAULT.

обеспечивающими вращение в плоскости (подшипники), вращение в пространстве (сферический шарнир), возвратно-поступательное движение.

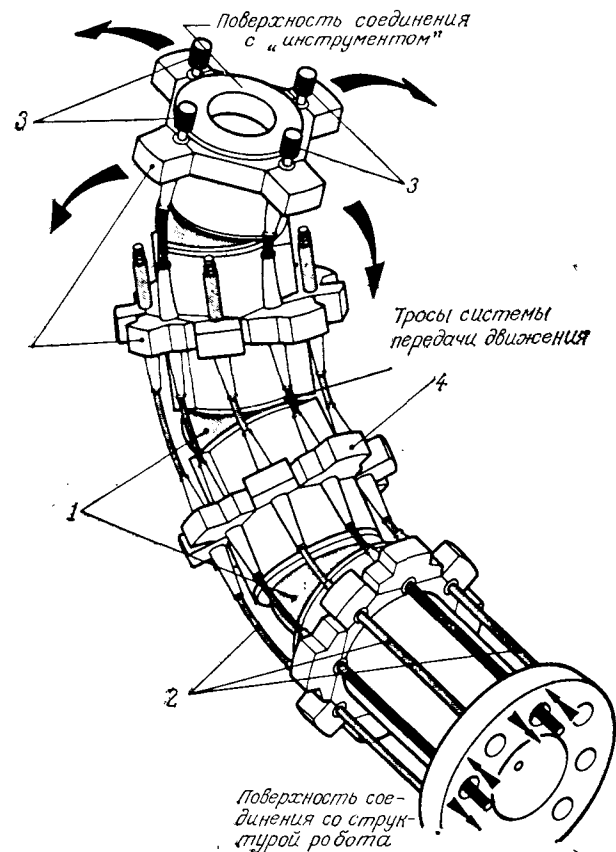


Рис. 6.53. Строение хобота АСМА-RENAULT.

На рис. 6.55 показана упрощенная кинематическая схема для модуля механизма, система управления которого осуществляется с помощью тросиков.

*Примечание.* Оси симметрии валов, образующих механизмы, вписываются в плоскую фигуру, причем плоскость определяется, например, входным валом  $S_7$  и промежуточным валом  $S_1$  первого модуля.

*Представление модуля в виде графа.* На рис. 6.56 показан граф хобота (только один модуль). Он образован несколькими замкнутыми кинематическими цепями, составленными из жест-

ких звеньев в соответствии с тремя условиями кинематического замыкания модуля.

*Кинематическая модель.* Условием кинематического замыкания модуля, выраженным, например, по отношению к центру соединений сферических шарниров, соответствует система нели-

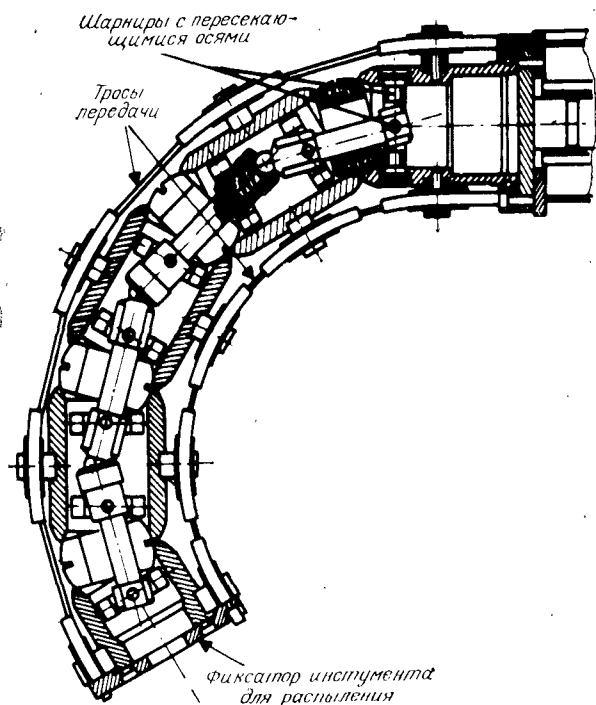


Рис. 6.54. Схема внутреннего строения хобота ACMA-RENAULT.

нейных уравнений. Поскольку параметры конструкции полностью не определены, эффект управления достигается, например, через одну из переменных, которые характеризуют подвижность сочлененных звеньев  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , относящихся к верхним вращательным кинематическим парам  $S_7$  и  $S_3$ , с одной стороны, и  $S_1$  и  $S_3$  — с другой.

*Интерпретация.* Результаты анализа трактуются в зависимости от того, как выполняются условия, определяемые конструкцией или функционированием устройства (после приведения к линейному виду системы уравнений в окрестности исследуемого состояния).

● Углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  остаются достаточно малыми, а расстояние  $\delta$  между центрами сферических шарниров ( $S_1, S_9$ ) и ( $S_{13}, S_2$ )

равно нулю. В таком случае механизм оказывается кинематически работоспособным. При первом анализе обнаруживается, что число неизвестных  $n$  выше порядка линеаризованной системы  $r$ . Тем не менее решение может быть выражено в функции  $n-r$

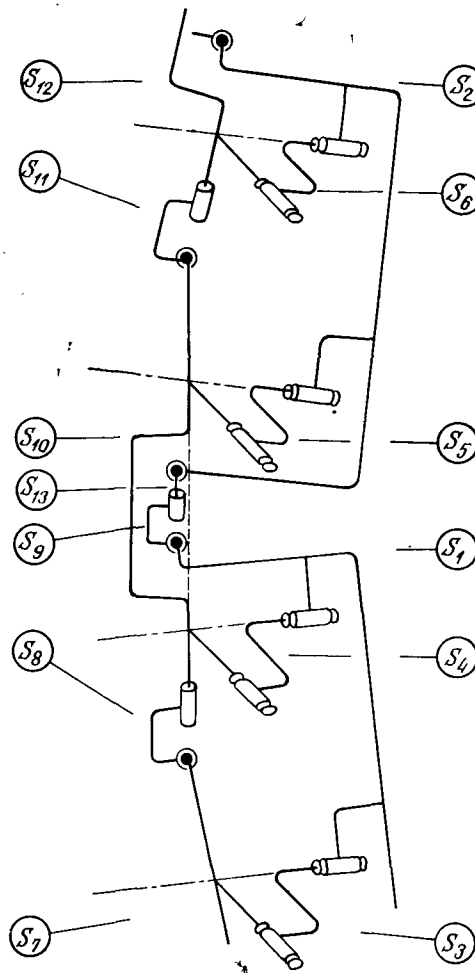


Рис. 6.55. Упрощенная кинематическая схема хобота ACMA-RENAULT.

неизвестных, которые соответствуют  $n-r$  допустимым (пассивным) для механизма степеням подвижности. Например, находят, что для  $S_8, S_9, S_{13}$  подвижность при вращении не является обязательной, но в то же время не влияет на зависимость между параметрами входа и выхода.

● Углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , так же как и расстояние  $\delta$ , имеют большие значения. В этом случае хобот оказывается кинематически подвижным, т. е. данное устройство может совершать небольшие движения, которыми трудно управлять с помощью приводов.

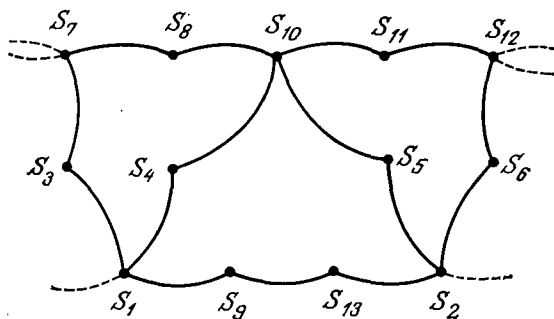


Рис. 6.56. Связный граф, соответствующий одному модулю хобота.

**Подобный механизм.** В первом приближении конструкция устройства может рассматриваться как результат своеобразного объединения (путем параллельного и последовательного соединения) механизмов типа «двойного карданного шарнира» (рис. 6.57). В самом деле, в механизме с «двойным карданным

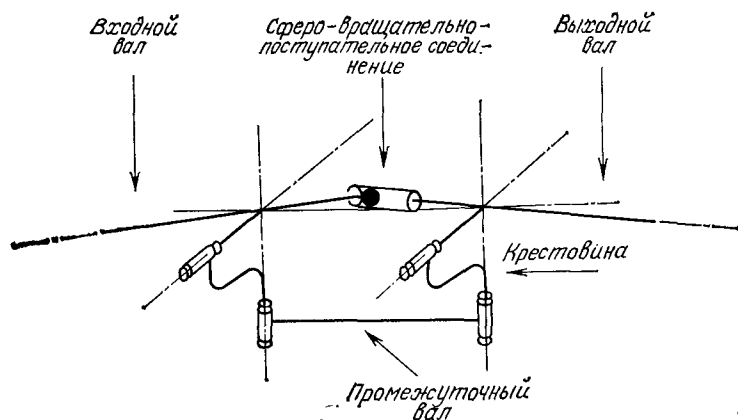


Рис. 6.57. Кинематическая схема «двойного карданного шарнира» (с перекрещивающимися валами).

шарниром» оси входного, выходного и промежуточного валов компланарны. Когда промежуточный вал первого механизма кардана становится одновременно входным валом второго, выходной вал первого становится промежуточным валом второго механизма. Следовательно, полученная структура удовлетворяет техническим условиям хобота.

Таким образом, сложное тройное соединение между  $S_1$  и  $S_2$ , которое является результатом последовательной связи сферического шарнира, вращательно-поступательной кинематической пары и второго сферического шарнира, было заменено на сферовращательно-поступательное соединение мультикардана. Причем мультикардан является последовательной связью только двойного соединения: сферического шарнира и вращательно-поступательной кинематической пары.

## 6.10. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Определение робота как системы звеньев и сочленений должно быть дополнено описанием в общем случае применяемых механических передач. Рассмотренные принципы и решения, так же как и морфология механизма пространственного перемещения, характеризуют возможность робота выполнять определенные технологические операции. Несмотря на усложнение, которое вносят в структуру механизма механические передачи, последние всегда играют решающую роль при достижении оптимальной конструкции робота.

## ГЛАВА 7

## Системы автоматического регулирования движением манипулятора

### 7.1. ВВЕДЕНИЕ

Системы автоматического регулирования в роботах управляют движением звеньев манипулятора, осуществляющего пространственное перемещение исполнительного органа, сообщая ему необходимое усилие. Процесс пространственного перемещения может быть реализован двумя способами. В первом способе управление всеми движениями звеньев манипулятора обеспечивается одним центральным устройством. Подобная схема имеет один уровень иерархии. Во втором способе, получившем более широкое распространение, управление осуществляется на двух уровнях иерархии, представляющих собой:

- рассредоточение управляющих устройств (движением каждой кинематической пары управляют отдельные (один или несколько) приводы),
- координацию действий устройств (управляющих движением различных кинематических пар), учитываемую в уравнениях состояний (обычно составляемых для многозвенного механизма с неполностью устраненными связями) в зависимости от подзадач, выполняемых различными системами робота (для решения общей задачи).

В данной главе рассматриваются системы автоматического регулирования для управления движением одной кинематической пары (изменяется лишь одна обобщенная координата). Здесь не обосновывается справедливость такого подхода в случае, когда различные обобщенные переменные связаны между собой в достаточной степени.

Рассмотрим несколько ситуаций.

**Движение с управлением по положению.** К нему можно отнести:

- движение от точки к точке, управление которым может выполняться двумя способами: 1) с помощью следящей системы, 2) без обратной связи, дискретно, путем переключения электрических цепей или других устройств;
- непрерывно контролируемое движение, когда траектория с требуемой точностью воспроизводится системой автоматичес-

кого регулирования согласно установленному временному закону (контурное управление).

**Движение с управлением по усилию.** В данном случае положение исполнительного органа

- определяется по величине испытываемого им противодействующего усилия, возникающего со стороны внешней среды;
- обеспечивается такой системой телеуправления, в которой человек-оператор осуществляет обратную связь по усилию (система регулирования двустороннего действия).

Дальнейшие рассуждения проводятся для систем с управлением вращательным движением. Полученные результаты могут быть обобщены и на системы с поступательным движением.

Рассмотрим управление сочленениями робота, прямо или косвенно связанными с двигателями, и составим уравнения движения, пользуясь следующими обозначениями:  $r$  — положение входного звена относительно выходного;  $v$  — скорость входного звена относительно выходного;  $c_m$  — движущий (вращающий) момент, передаваемый на ось сочленения по приводу;  $c_r$  — момент сил сопротивления по оси сочленения, обусловленный нагрузкой;  $J$  — приведенный момент инерции относительно оси сочленения.

Состояние  $(r, v)$  сочленения определяется уравнениями

$$dr/dt = v, \quad J(dv/dt) = c_m - c_r. \quad (7.1)$$

Величина движущего момента определяется характеристиками выбранной системы управления, в то время как момент сил сопротивления обусловлен действием внешней среды и обычно включает слагаемое, учитывающее вязкое трение, которым часто можно пренебречь:

$$c_{r1} = F_1 v, \quad (7.2)$$

слагаемое, описывающее влияние сухого трения, часто представимое в виде

$$c_{r2} = c_s \operatorname{sign}(v), \quad (7.3)$$

слагаемое, обусловленное силами, действующими на расстоянии  $c_{r3}$ , и слагаемое, отражающее реакцию внешней среды на движение робота  $c_{r4}$ .

### 7.2. ДВИЖЕНИЕ ОТ ТОЧКИ К ТОЧКЕ. ИМПУЛЬСНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Функция системы обеспечения движения состоит в том, чтобы перевести сочленение из начального состояния  $(r_0, 0)$  в конечное  $(r_1, 0)$  за минимальное время  $T$ . Эта задача име-

ет смысл, лишь когда имеются ограничения и известен момент сил сопротивления (постоянный или зависящий от одной из переменных  $t$ ,  $r$  или  $v$ ).

### 7.2.1. Движение при наличии ограничений на ускорение

При функционировании роботов в большинстве случаев ускорение ограничено, т. е.

$$|dv/dt| \leq a. \quad (7.4)$$

Оптимальное управление состоит в выполнении движения вначале с максимальным ускорением, а затем с максимальным торможением (рис. 7.1), происходящим за полное время

$$T = 2 \sqrt{(r_1 - r_0)/a}. \quad (7.5)$$

Данный закон движения получается путем соответствующего управления параметрами, определяющими величину движущего

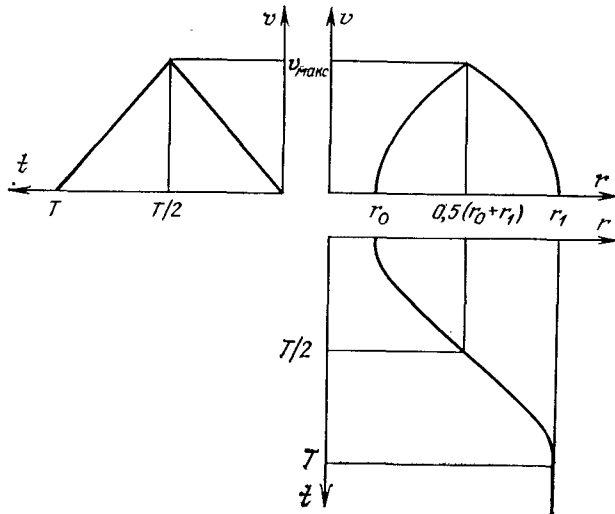


Рис. 7.1. Изменение скорости в системе с ограничением на ускорение.

го момента (силой тока в случае двигателей постоянного тока, давлением масла в случае гидроцилиндра и т. д.) с помощью простых органов управления (реле, электрические переключатели).

**Управление с помощью коммутаций.** Управление величиной движущего момента может осуществляться дискретно с по-

мощью переключений электрических цепей или других устройств. В случае чисто инерционной нагрузки ( $c_r = 0$ ) параметры в различных переключаемых цепях будут изменяться одинаково. Разумеется, это не верно, когда сухое трение в системе велико или существует постоянный момент противодействующих сил (рис. 7.2).

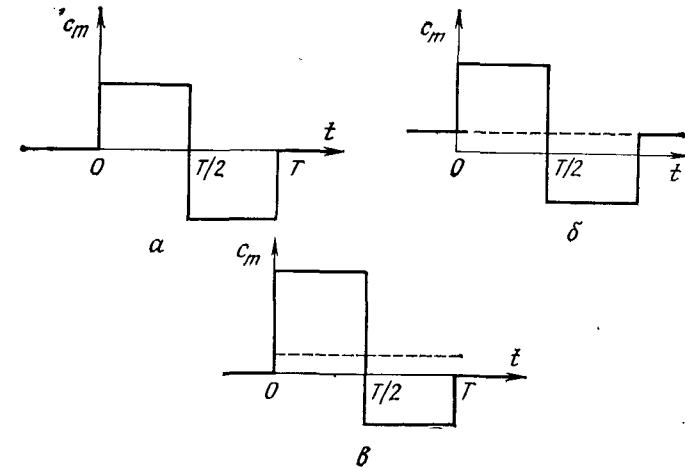


Рис. 7.2. Законы управления.

*а* — при чисто инерционной нагрузке; *б* — при инерционной нагрузке с моментом сил сопротивления; *в* — при инерционной нагрузке с сухим трением.

**Условия проведения коммутаций.** Значения движущего момента в точках, разделенных интервалами времени  $t = T/2$  или  $t = T$ , можно изменять при управлении различными способами: с использованием обратной связи или без нее.

**Разомкнутый контур (без обратной связи).** В данном случае значения моментов времени  $T/2$  и  $T$  можно получить по формулам (7.5) или на этапе обучения. Управление движением от точки  $r_0$  до  $r_1$  осуществляется с помощью временной программы. Если некоторые параметры (момент инерции нагрузки, трение и т. д.) известны недостаточно точно, возможно появление неконтролируемых ошибок при позиционировании.

**Замкнутый контур (с обратной связью по положению).** Изменение направления ускорения должно производиться в точках  $r_i = 0,5(r_0 + r_1)$  и  $r_1$ , в которых с помощью датчика положения можно изменять сигналы управления. Так как выбор точек  $r_i$  и  $r_1$  не зависит от величины  $a$ , конечное состояние в этой системе малочувствительно к погрешностям в определении величины  $J$ . И наоборот, ошибки могут возникать, если фактические

значения момента сил сопротивления отличаются от значений, по которым вычислялся движущий момент.

*Примечание.* Несмотря на то что эта структура управления содержит замкнутый контур, она не является классической системой автоматического релейного регулирования, так как в ней

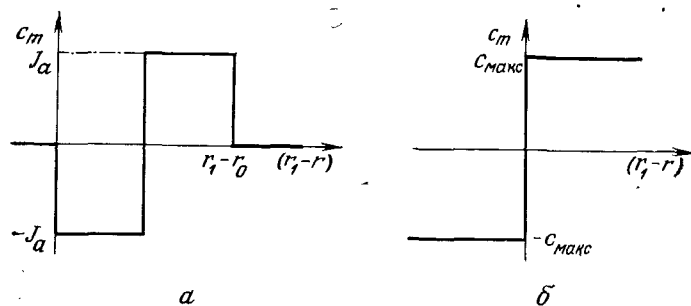


Рис. 7.3. Характеристики системы управления.  
 а — импульсное управление; б — релейное управление.

выработка команды управления производится по закону, который учитывает начальное состояние, момент нагрузки, и не зависит от знака отклонения от рассматриваемого положения (рис. 7.3).

*Замкнутый контур (с обратной связью по скорости).* К рассмотренным выше способам управления можно отнести также «тахометрический» способ, состоящий в изменении сигнала управления, когда угловая скорость достигает величины

$$v_{\max} = \sqrt{a(r_1 - r_0)} \quad (7.6)$$

либо падает до нуля.

Этот способ управления не требует применения дорогостоящих датчиков положения и может использоваться для приближенного определения скорости (по противоз.д.с. в случае применения двигателя постоянного тока). Однако он имеет недостатки, которые проявляются в том случае, если работа системы происходит не в одних и тех же условиях.

**Заключение.** Прерывистое во времени, по положению или скорости управление может обеспечивать перемещение за минимальное время, но не гарантирует высокой точности позиционирования. Достичь требуемой точности при действии различных возмущений можно по крайней мере двумя способами, измеряя фактическое положение с помощью соответствующего датчика.

*Метод последовательного приближения к искомому положению.* На каждом шаге за начальную координату нового цикла

управления берется координата, измеренная на предыдущем шаге. На первом шаге, т. е. в первом приближении, в качестве начальной координаты выбирается координата, измеренная в точке остановки. При условии, что системы управления обладают достаточной чувствительностью, этот метод быстро приводит к искомому результату, удлиняя время позиционирования.

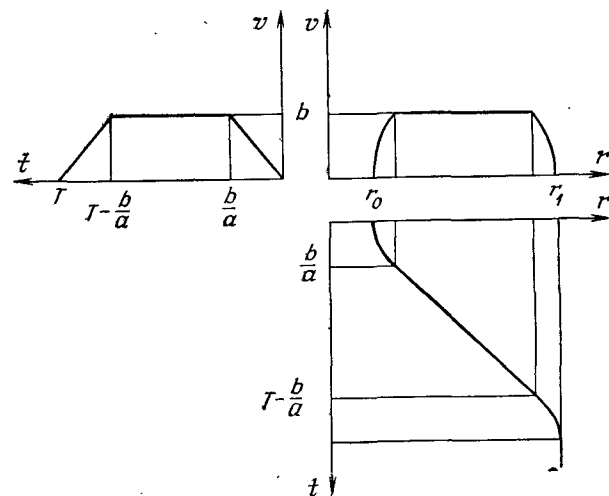


Рис. 7.4. Изменение скорости в системе с ограничениями по скорости и ускорению.

*Введение обратной связи в конце хода.* Переход в режим позиционирования в желаемой точке позволяет обеспечить необходимую точность, но увеличивает длительность позиционирования и требует более сложной системы управления. Ниже рассмотрены другие типы ограничений.

### 7.2.2. Движение с ограничениями по скорости и ускорению

**Движение и управление.** Если добавить ограничение по скорости

$$|v| \leq b, \quad (7.7)$$

закон изменения скорости из треугольного становится трапецидальным (рис. 7.4). На рис. 7.5 показан закон изменения сигнала управления в случае чисто инерционной нагрузки. Он может быть реализован при управлении с помощью коммутаций цепей или устройств системы, происходящих через заданные

интервалы времени или, что предпочтительней, при прохождении через определенные точки в пространстве.

*Примечание.* В случае использования шагового двигателя скорость изменяется по трапецеидальному закону, так как эти двигатели имеют конструкцию, при которой естественно возникают ограничения по скорости и ускорению.

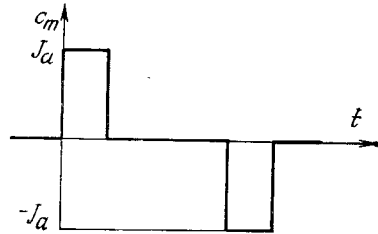


Рис. 7.5. Закон управления при наличии ограничений по скорости и ускорению при инерционной нагрузке.

**Выбор двигателя и редуктора.** Звенья манипулятора часто приводятся в движение через редуктор с передаточным отношением  $\lambda$ . Обозначим через  $J_c$  момент инерции кинематической пары относительно оси шарнира,  $J_m$  — момент инерции двигателя относительно оси,  $\Gamma_n$  — номинальный вращающий момент и  $\Omega_n$  — номинальную скорость вращения двигателя. Выбранный привод должен удовлетворять следующим условиям:

$$\Gamma_n \geq [(J_c/\lambda) + \lambda J_m] a, \quad (7.8)$$

$$\Omega_n \geq \lambda b. \quad (7.9)$$

Если в обоих выражениях (7.8) и (7.9) имеет место равенство, привод (двигатель — редуктор) называется согласованным (так как все требования выполнены в точности). Если же  $\Gamma_n$  и/или  $\Omega_n$  превышают требуемые значения, привод обладает запасом мощности, который может быть полезным в случае, когда необходимо устранить отклонения от нормальных режимов управления (зона безопасности движения по моменту сил и/или скорости). Что же касается согласованного привода, его момент минимален для оптимального передаточного отношения редуктора, равного

$$\lambda^0 = \sqrt{J_c J_m}. \quad (7.10)$$

В этом случае привод согласован с нагрузкой при следующих номинальных параметрах:

$$\Gamma_n^0 = 2a \sqrt{J_c J_m}, \quad \Omega_n^0 = b \sqrt{J_c J_m}, \quad W_n^0 = 2ab J_c. \quad (7.11)$$

Для  $\lambda > \lambda^0$  привод называется пересогласованным. Его номинальная мощность больше  $W_n^0$ , а кинетическая энергия больше энергии нагрузки, случайные возмущения которой в малой степени сказываются на передаче движения.

Для  $\lambda > \lambda^0$  наблюдается обратная ситуация. В этом случае привод называется недосогласованным.

На практике условие согласования не всегда выполняется, причем в равной степени должны учитываться другие факторы, такие, как жесткость и масса редуктора, явление самоторможения в механических системах, установка модулей устройств системы обратной связи для устранения механических колебаний и т. д.

*Примечание.* Двигатель и связанный с ним редуктор можно легко выбрать, пользуясь данными, приведенными на рис. 3.26 (на нем представлены диапазоны возможных скоростей нарастания пускового момента и удвоенных значений кинетической энергии ротора для двигателей различного типа). При этом необходимо пользоваться следующими обозначениями: момент нагрузки — точка с абсциссой  $J_c b^2$  и ординатой  $J_c a^2$ , движущий момент — точка с абсциссой  $J_m \Omega_n^2$  и ординатой  $\Gamma_n^2 / J_m$ .

### 7.2.3. Движение при ограничениях на скорость и ускорение, исключающих возможность возникновения удара

Иногда нельзя резко (скачкообразно) изменять ускорение, потому что управляемые устройства могут испытать удар. Поэтому в этом случае ограничивают скорость изменения ускорения:

$$|d^2v/dt^2| \leq c. \quad (7.12)$$

Закон плавного изменения скорости достигается с помощью соответствующего управления и может быть получен, например, при подключении интегратора, формирующего сигнал, пропорциональный требуемому моменту двигателя (рис. 7.6 и 7.7).

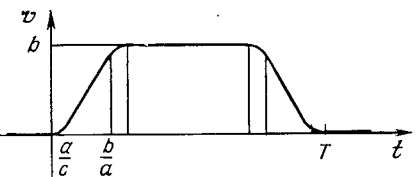


Рис. 7.6. Изменение скорости при ограничении  $|d^2v/dt^2| \leq c$ .

*Примечание.* Ограничение (7.12) является не очень строгим и неявно учитывается при введении между устройством и двигателем соответствующего фильтра низких частот, «сглаживающего острые углы» в законах изменения скорости, приведенных на рис. 7.1 и 7.4.

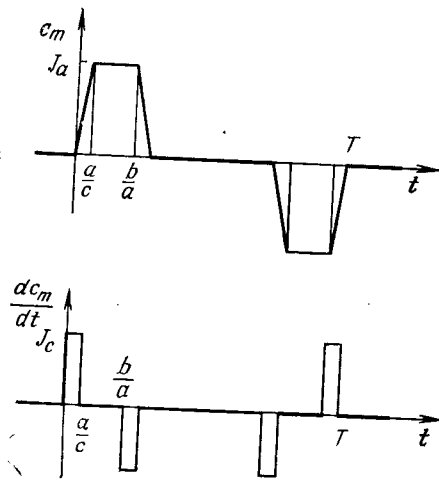


Рис. 7.7. Закон управления движущим моментом.

### 7.3. ДВИЖЕНИЕ ОТ ТОЧКИ К ТОЧКЕ. УПРАВЛЕНИЕ С ПОМОЩЬЮ СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ

Основная идея управления с помощью следящей системы состоит в выборе величины требуемого конечного положения  $r_1$  в качестве задающего сигнала  $r_c$  системы автоматического регулирования по положению. Иными словами, управление работой двигателя производится в зависимости от отклонения (называемого углом рассогласования в случае вращательных движений) между заданным и фактически полученным значением положения:

$$\varepsilon = r_c - r. \quad (7.13)$$

Рассмотрим примеры реализации этого принципа управления.

#### 7.3.1. Система автоматического регулирования с двигателем постоянного тока, управляемым по току

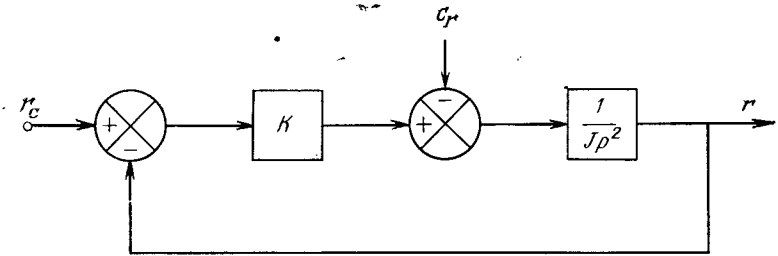
В этом случае движущий момент пропорционален электрическому току. Если последний получен усилением сигнала ошибки  $\varepsilon$ , можно написать

$$c_m = K(r_c - r), \quad (7.14)$$

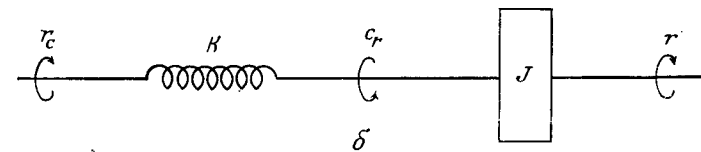
откуда

$$J(d^2r/dt^2) + Kr = Kr_c - c_r. \quad (7.15)$$

Итак, система автоматического регулирования эквивалентна механической системе, состоящей из ротора с моментом инерции  $J$  и пружины с жесткостью  $K$  (рис. 7.8). Отсюда следует, что:



a



б

Рис. 7.8. Структурная схема системы автоматического регулирования по положению с двигателем постоянного тока, управляемым по току (а), и эквивалентная механическая система (б).

● в равновесном состоянии наличие момента сил сопротивления, не равных нулю, приводит к смещению по углу, т. е. к ошибке по положению, обратно пропорциональной «жесткости» системы автоматического регулирования:

$$r_c - r = c_r/K; \quad (7.16)$$

● если момент сил сопротивления не содержит члена, связанного с трением, то система автоматического регулирования может быть представлена механическим колебательным звеном, переходными режимами которого нельзя пренебрегать.

Исследуем отдельно задачи точности определения положения и времени затухания переходного процесса.

**Статическая точность определения положения.** Предположим, что момент сил сопротивления равен сумме трех слагаемых, представляющих:

- вязкое трение  $F_1(dv/dt)$  (равно 0 в равновесном состоянии);
- постоянный момент внешних сил (вблизи точки  $r_c$ )  $c_e$ ;

● сухое трение, при движении равно  $c_s \operatorname{sign}(dr/dt)$  и в состоянии равновесия принимающее произвольное значение из интервала  $[-c_s, c_s]$ .

Следовательно, условие равновесия сочленения запишется в виде

$$c_m - c_e \in [-c_s, +c_s], \quad (7.17)$$

откуда

$$r_c - \bar{r} \in [(c_e - c_s)/K, (c_e + c_s)/K]. \quad (7.18)$$

Ошибка, возникающая при определении положения, представляется таким образом в виде суммы систематической ошибки, обусловленной смещением, пропорциональным моменту внешних сил в состоянии равновесия, и равной нулю при  $c_e = 0$ , и случайной ошибки, среднее значение которой равно нулю, а предельное значение пропорционально  $c_s$ . Обе составляющие обратно пропорциональны жесткости  $K$ . Отметим, что если сочленение неподвижно, то без вспомогательных устройств невозможно управлять перемещением, меньшим по величине  $\Delta = c_s/K$ . Следовательно, величина сухого трения характеризует предел разрешающей способности по положению.

*Примечание.* Эффект зоны нечувствительности («мертвой» зоны), обусловленный сухим трением, нельзя смешивать с гистерезисом, который определяется возможными зазорами, вызывающими мертвый ход в системе передачи движения. Эти зазоры нежелательны с точки зрения устойчивости, но не вносят статической ошибки, если включены в цепь системы автоматического регулирования (даже если датчик помещен непосредственно на сочленении).

**Затухание переходного процесса.** Сухое трение, возникающее главным образом в связях скольжения между звеньями (твердыми телами) в органах передачи движения, обычно преобладает над вязким трением. В результате колебания с большой амплитудой при установлении величины выходного сигнала затухают медленно (рис. 7.9, б). На рис. 7.9, а показана в фазовой плоскости  $(r, \dot{r})$  реакция системы на задающее ступенчатое воздействие  $r_c$ . Видно, что фазовая траектория состоит из полуокружностей, которые поочередно центрированы в точках  $(r_c - \Delta, 0)$  и  $(r_c + \Delta, 0)$  и координаты граничных точек которых образуют *колебательную последовательность*, заканчивающуюся при попадании конца какой-либо полуокружности в интервал  $[r_c - \Delta, r_c + \Delta]$ . Подобное затухание выходного сигнала недопустимо, так как при этом происходит превышение величины задающего сигнала, в результате чего может произойти удар.

Классическое решение данной проблемы состоит во введении дополнительного контура обратной связи по скорости

(рис. 7.10). Это эквивалентно добавлению к действительному вязкому трению  $F_1$  (если оно существует) фиктивного вязкого трения  $F_2 = F - F_1$ . Из эквивалентности функциональных схем, приведенных на рис. 7.10 и рис. 7.11, следует, что передаточная

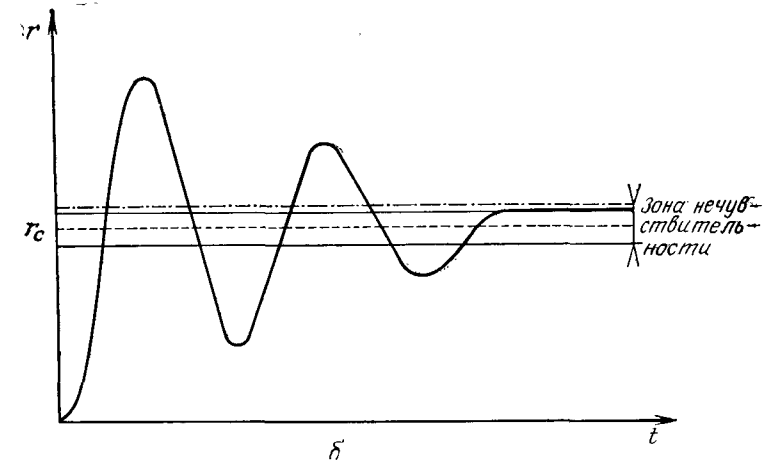
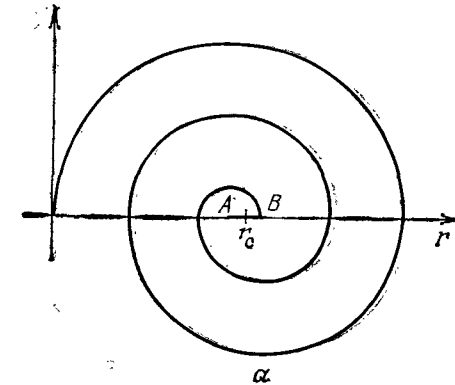


Рис. 7.9. Реакция на действие скачкообразного управляющего сигнала системы автоматического регулирования с микродвигателем, управляемым по току при наличии сухого трения.

а — траектория движения в фазовой плоскости; б — переходный процесс.

функция  $H$ , соответствующая указанной связи, должна удовлетворять условию

$$H = (F - F_1)/K. \quad (7.19)$$

Соответствующее дифференциальное уравнение движения имеет вид

$$J(d^2r/dt^2) + F(dr/dt) + Kr = Kr_c - c_e - c_s \operatorname{sign}(dr/dt). \quad (7.20)$$

Коэффициент затухания  $\xi = F/2\sqrt{JK}$  колебательного процесса, описываемого данным уравнением, будет больше или равен 1 в случае

$$F \geq 2\sqrt{JK}. \quad (7.21)$$

При выполнении данного условия перемещение от точки к точке осуществляется без колебаний, причем вектор угловой ско-

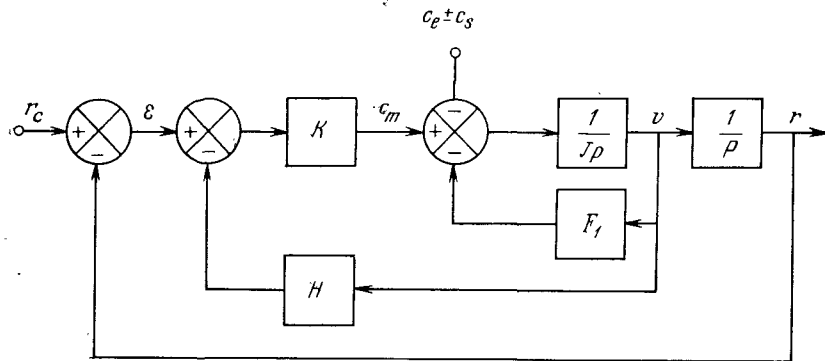


Рис. 7.10. Структурная схема системы автоматического регулирования с обратной связью по скорости.

рости  $i$ , следовательно, момент сухого трения не изменяют направления (знака) и в результате правая часть уравнения (7.20) имеет постоянное значение.

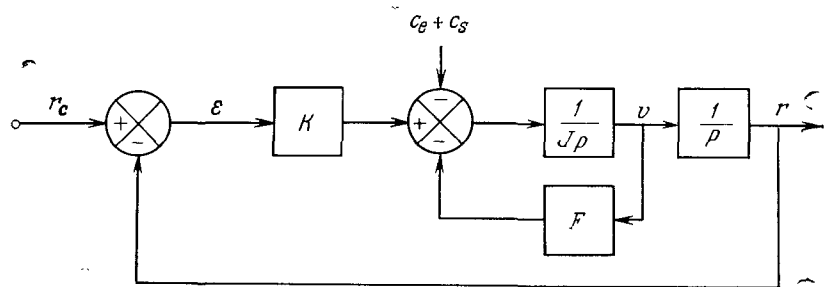


Рис. 7.11. Эквивалентная структурная схема системы автоматического регулирования с обратной связью по скорости.

**Примечание 1.** Структурную схему, приведенную на рис. 7.10, можно преобразовать к виду, показанному на рис. 7.12. Очевидно, из него вытекает новая интерпретация: внутренний кон-

тур представляет собой систему автоматического регулирования по скорости с задающим сигналом  $v_c$ , которая входит как часть в систему автоматического регулирования по положению (внешний контур).

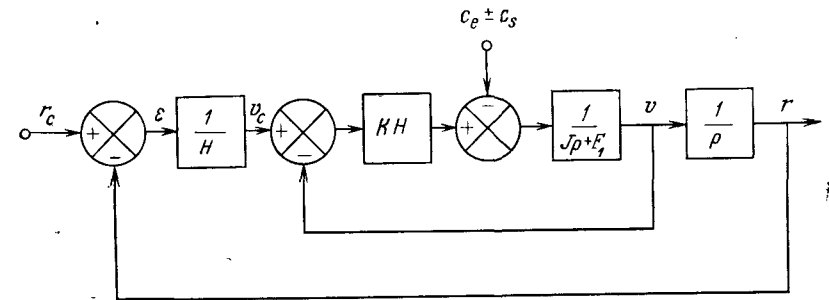


Рис. 7.12. Преобразованная структурная схема (рис. 7.10) с внутренним контуром обратной связи по скорости.

**Примечание 2.** Если существуют ограничения на предельные значения скорости и ускорения, то их выполнение можно обеспечить за счет введения нелинейных цепей (типа контуров насыщения) на выходе органов, вырабатывающих сигналы по скорости  $v_c$  и ток управления  $i$ , пропорциональный движущему моменту.

### 7.3.2. Система автоматического регулирования с двигателем постоянного тока, управляемым по напряжению

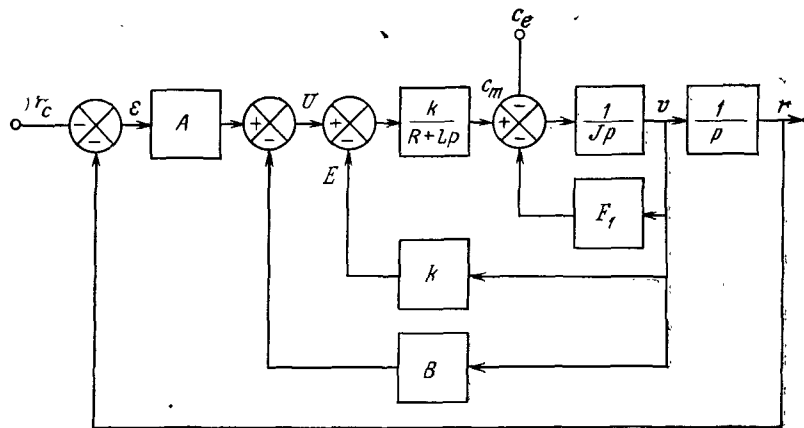
На рис. 7.13 приведена схема системы автоматического регулирования по положению, управляемой напряжением на якоре. Ток, создающий вращающий момент, определяется разностью между напряжением управления и противо-э.д.с.  $E$ , пропорциональной скорости  $v$ . Это пример контура с обратной связью, который обуславливает затухание и эквивалентен скоростному контуру, но с коэффициентом  $k$ , зависящим от конструкции двигателя (в данном случае  $k$  — коэффициент электро-механической связи). Отсюда вытекает необходимость применения дополнительной обратной связи с регулируемым коэффициентом  $B$ , что требует включения специального датчика.

Если индуктивность  $L$  такова, что электрической постоянной времени  $\tau = L/R$  можно пренебречь (например, в случае двигателя с плоским якорем), схему, приведенную на рис. 7.13, б,

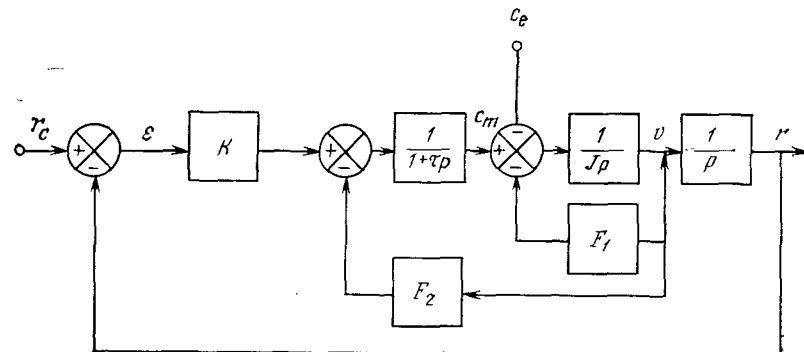
можно привести к исходной схеме для двигателя с обратной связью по току (рис. 7.11), но со значением

$$F = F_1 + (kB/R) + k^2/R. \quad (7.22)$$

Последнее слагаемое в этом выражении всегда присутствует и представляет собой внутреннее трение двигателя, которое от-



а



б

Рис. 7.13. Структурная схема системы с обратной связью по положению с двигателем постоянного тока, управляемым по напряжению.  
а — исходная схема; б — преобразованная схема.

существует в схеме с обратной связью по току. Второе слагаемое представляет собой фиктивное трение, обусловленное обратной связью по скорости.

Коэффициент усиления системы автоматического регулирования равен

$$K = Ak/R, \quad (7.23)$$

где  $A$  — коэффициент преобразования сигнала в цепи усиления ошибки,  $R$  — сопротивление якоря.

В общем случае управление по напряжению приводит к необходимости учитывать электрическую постоянную времени  $\tau$ . Это запаздывание нежелательно с точки зрения обеспечения устойчивости систем автоматического регулирования, которая имеет место при выполнении неравенства

$$K \leq F/\tau. \quad (7.24)$$

### 7.3.3. Гидравлические системы автоматического регулирования

**Электрогидравлические системы автоматического регулирования.** Широкое применение получили гидроприводы с ограниченным ходом (гидроцилиндры) или неограниченным ходом (гидромоторы), управляемые с помощью следящих клапанов. Математическое описание для обоих типов приводов оказывается одинаковым. Но гидромоторы имеют преимущество в том смысле, что объем масла, находящегося в них под изменяющимся давлением, постоянен, т. е. не зависит от положения нагрузки. Это приводит к условиям инвариантности передаточных функций системы относительно положения нагрузки.

С этими небольшими оговорками и для случая, когда следящие клапаны имеют квазимгновенную реакцию на движение нагрузки, можно пользоваться уравнениями, приведенными в гл. 5. Учитывая то, что движущий момент пропорционален разности давлений, эти уравнения можно записать в следующем виде:

$$J (dr^2/dt^2) = c_m - c_e - F_1 (dr/dt), \quad (7.25)$$

$$\tau (dc_m/dt) + c_m = K (r_c - r) - F_2 (dr/dt). \quad (7.26)$$

Уравнения, записанные в такой форме, интерпретируются в виде структурной схемы, аналогичной той схеме, которая представлена на рис. 7.13, б для двигателя постоянного тока, управляемого по напряжению. Но эта аналогия не должна вводить в заблуждение. В действительности обе системы существенно отличаются друг от друга, так как:

● постоянной времени  $\tau$  пренебрегать нельзя (наоборот, она является основной величиной);

● естественное затухание, обусловленное  $F_2$ , является очень слабым (в отсутствие связи по скорости), поскольку вызвано утечками, ограниченными по величине.

Разомкнутый контур представляет собой колебательное звено, связанное с интегратором, поэтому при реализации быстродействующей системы автоматического регулирования с сильным затуханием требуется не только скоростная обратная связь (или устройства демпфирования), но и связь по ускорению, определяемая изменением давления в полостях гидропривода.

**Элементы, использующие гидромеханические следящие устройства.** Редко используются системы автоматического регулирования, в которых применяются два связанных между собой следящих привода: один с электрическим микродвигателем, а другой с гидравлическим двигателем (рис. 7.14, а). Их можно

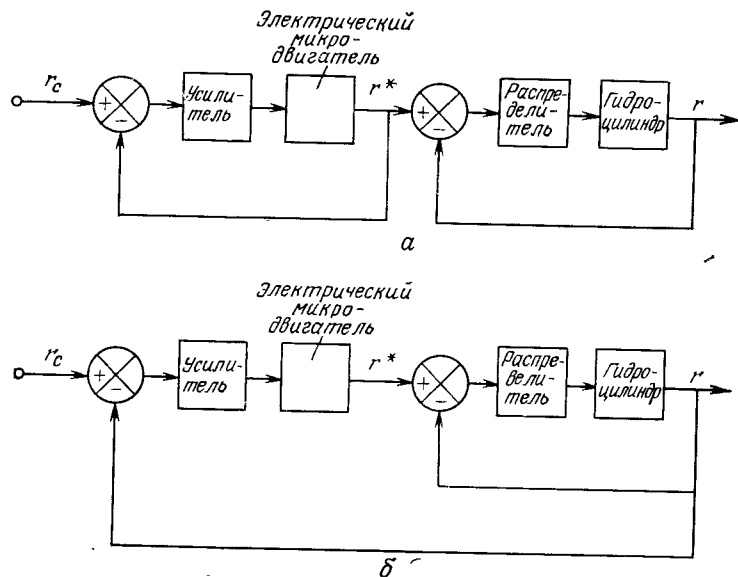


Рис. 7.14. Две схемы электрогидравлической системы автоматического регулирования для обеспечения движения манипулятора. а — с двумя независимыми обратными связями; б — с двумя зависимыми обратными связями.

представить в виде двух независимых замкнутых контуров (электрического и гидравлического с различными мощностями, соединенными последовательно). В этом случае времена реакции и погрешности, вносимые контурами, складываются. В действительности же рабочие характеристики такой системы практически определяются гидроприводом. Если точность работы гидропривода оказывается недостаточной, последний можно

ввести в качестве элемента в цепь системы автоматического регулирования по положению, содержащую датчик на выходе, позволяющий получить две отрицательные обратные связи (рис. 7.14, б). Однако управление такой системой усложняется из-за большого числа элементов.

## 7.4. КОНТУРНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Осуществление правильных относительных взаимных перемещений отдельных кинематических пар обеспечивает успешное формирование пространственной траектории манипулятора в целом. Поэтому ниже будет рассмотрено управление одним сочленением, описываемым обобщенной переменной  $r$ . Пусть переменная  $r$  изменяется во времени по закону  $r=e(t)$ . Существуют два способа управления движением кинематической пары: управление по усилию (динамическое) и управление с помощью следящей системы.

### 7.4.1. Управление по усилию

**Основной принцип.** Нагрузка на сочленение обычно зависит от относительного положения звеньев манипулятора и скорости их перемещения и является функцией времени. Уравнение движения имеет вид

$$c_m = J(r) (d^2r/dt^2) + c_r(r, dr/dt, t). \quad (7.27)$$

Если для заданного режима работы нагрузка в точности известна, то при подстановке  $r=e(t)$ ,  $dr/dt=de/dt$  из уравнения (7.27) получим закон изменения  $c_m$  во времени

$$c_m = g(t). \quad (7.28)$$

Движущий момент в свою очередь связан с переменной управления  $u$ . Если эта зависимость представима в виде

$$u = \varphi(c_m, dc_m/dt, d^2c_m/dt^2, \dots; r, dr/dt, \dots; t), \quad (7.29)$$

то легко получить выражение для требуемого сигнала управления

$$\hat{u} = \varphi[g(t), (dg/dt), \dots; e(t), (de/dt), \dots; t], \quad (7.30)$$

или окончательно

$$\hat{u} = h(t). \quad (7.31)$$

При подаче этого управляющего сигнала на привод заданное изменение  $r=e(t)$  будет обеспечено лишь при выполнении следующих условий:

● Фактические начальные условия действительно равны требуемым величинам, т. е.

$$r_0 = e(0), \quad v_0 = (de/dt)(0). \quad (7.32)$$

● Сведения о моменте сил сопротивления являются точными, что исключает внешние возмущения или процессы, которые часто трудно подавить (сухое трение, удары, зазоры и т. д.).

● Данные о приводе верны и хорошо известны даже при больших изменениях параметров, что не всегда представляется возможным, особенно в гидравлике (где очень трудно определить вязкость, сжимаемость, утечку, изменение нагрузки и т. п.).

На практике, по-видимому, этот принцип управления может применяться в основном для выполнения не очень точных, но быстрых движений.

**Управление по замкнутому контуру.** Управление, описываемое формулой (7.31), полностью соответствует управлению по разомкнутому контуру и проводится с опережением по времени: сигнал всегда посылается до окончания движения. Чтобы уменьшить влияние возмущений, можно перейти к полному или частичному управлению по замкнутому контуру (это тем не менее не делает его аналогичным управлению с помощью системы автоматического регулирования). Если закон движения  $r = e(t)$  взаимнооднозначен, можно написать

$$t = e^{-1}(r), \quad (7.33)$$

откуда получаем управление по положению по замкнутому контуру (при этом требуется соответствующий датчик)

$$\hat{u} = f(r), \quad (7.34)$$

где

$$f = h[e^{-1}(r)]. \quad (7.35)$$

Иногда можно также преобразовать соотношение  $de/dt = k(t)$  к виду

$$t = k^{-1}(v), \quad (7.36)$$

откуда получаем управление по скорости по замкнутому контуру

$$\hat{u} = l(v), \quad (7.37)$$

при

$$l = h[k^{-1}(v)]. \quad (7.38)$$

**Пример.** Можно проиллюстрировать сказанное выше на простом примере движения с постоянным торможением:

$$d^2r/dt^2 = -a,$$

что осуществляется двигателем постоянного тока, управляемым по напряжению.

Считаем начальную скорость заданной  $v_0 = b$ . Требуется, чтобы в момент  $T = b/a$  координата  $r$  принимала конечное значение  $r_1$ . Закон изменения скорости в интервале времени от 0 до  $T$  запишется в виде

$$v = k(t) = b - at, \quad (7.39)$$

$$r = e(t) = r_1 - [(b - at)^2/2a] \quad (7.40)$$

в случае, когда начальное положение равно

$$r_0 = r_1 - (b^2/2a). \quad (7.41)$$

Для чисто инерционной нагрузки движущий момент будет равен

$$c_m = -Ja. \quad (7.42)$$

Этот момент связан с управляющим напряжением следующим соотношением

$$u = (R/k)c_m + (L/k)(dc_m/dt) + kv. \quad (7.43)$$

В случае управления по разомкнутому контуру выражение (7.43) принимает вид

$$\hat{u} = -(RJ/k)a + kb - kat. \quad (7.44)$$

Аналогичный результат можно получить с помощью управления в замкнутом контуре по положению

$$\hat{u} = -(RJ/k)a + k\sqrt{2a(r_1 - r)}, \quad (7.45)$$

или по скорости

$$\hat{u} = -(RJ/k)a + kv. \quad (7.46)$$

*Примечание.* Такие системы с постоянным торможением используются в некоторых роботах с цифровым управлением (замкнутый контур позиционирования которых обеспечивает быстрое протекание переходного процесса, исключаяющее превышение заданного уровня).

#### 7.4.2. Управление с помощью следящей системы

**Основные понятия.** Системы автоматического регулирования обеспечивают слежение за изменяемым сигналом  $r_c = e(t)$ , но неизбежно вносят динамическую ошибку, поскольку сигнал управления начинает вырабатываться с момента изменения этой ошибки (обратная связь действует без опережения). Динамическая точность системы может быть исследована двумя способами:

● Если разложить функции  $e(t)$  и  $r(t)$  в ряд Фурье, их составляющие будут очень близки для частот в полосе пропускания следящей системы, однако вне полосы пропускания они будут различаться очень сильно.

При управлении с помощью системы автоматического регулирования по току полосу пропускания можно оценить, исходя из первой характеристической частоты замкнутого контура:

$$\omega_1 = K/F. \quad (7.47)$$

● Другой способ состоит в представлении  $e(t)$  в виде разложения в ряд по степеням  $t$ :

$$e = e_0 + \alpha t + \beta (t^2/2) + \dots \quad (7.48)$$

Системы автоматического регулирования, содержащие в разомкнутом контуре только один интегратор, имеют нулевую ошибку рассогласования при действии постоянного входного сигнала, конечную ошибку при линейном входном сигнале и возрастающую ошибку при параболическом входном сигнале (если рассматривать процессы неограниченной длительности).

Когда допустимо приближение первого порядка, то

$$r \simeq e_0 + \alpha(t - T), \quad (7.49)$$

где

$$T = F/K. \quad (7.50)$$

Следовательно, всегда целесообразно повышать коэффициент усиления системы автоматического регулирования. Это позволит не только уменьшить статические ошибки в определении положения, вызванные наличием постоянных внешних усилий (например, силы тяжести), но также снизить ошибки в переходном режиме. Однако коэффициент усиления ограничивается требованиями устойчивости и временем затухания (разд. 7.3). Кроме того, для осуществления заданных перемещений с высокой точностью желательно уменьшить коэффициент усиления системы автоматического регулирования, чтобы было можно использовать системы, адаптирующиеся к внешним условиям (гл. 8).

Отметим тем не менее, что недостаточно высокое значение коэффициента усиления может привести к некоторым другим трудностям.

**Прерывистость движения.** Сухое трение, которым часто пренебрегают в первом приближении, может быть причиной нежелательных явлений, когда оно сопутствует, с одной стороны, силам инерции, а с другой — силам упругости механических элементов (недостаточная жесткость звеньев, сочленений или передач), гидроприводов (сжимаемость жидкости или газа) или

системы автоматического регулирования (не бесконечный коэффициент усиления).

В статике мы констатировали существование зоны нечувствительности  $\pm \Delta$ , величина которой

$$\Delta = c_s/K. \quad (7.51)$$

В динамике может появиться прерывистость движения (скачкообразность), т. е. чередование скачков и внезапных остановок, которых необходимо избегать.

Опишем данное явление для одной следящей системы (рис. 7.8) без обратной связи по скорости, но при большой величине сухого трения (эта ситуация часто встречается при низких скоростях, когда имеется вязкое трение).

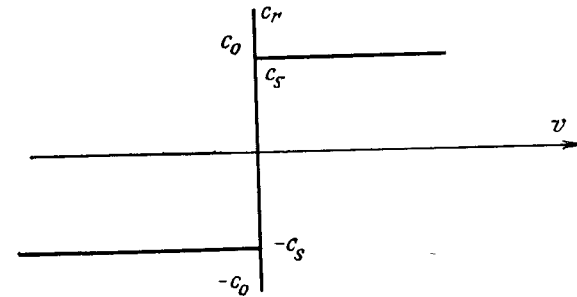


Рис. 7.15. Идеализированный закон изменения трения.

Попробуем на очень простых моделях объяснить возникновение данного явления, проявление которого различно из-за сложной природы трения взаимодействующих звеньев. Полученные результаты дают только качественное представление.

*Математическое описание.* Во многих случаях усилие  $c_0$ , необходимое для приведения в движение звена, находящегося в покое, превышает величину усилия  $c_s$ , прикладываемого во время движения для преодоления сил реакции. Рассмотрим идеализированный закон изменения трения от скорости (рис. 7.15). Считается, что в равновесии

$$(dr/dt = 0) \wedge (d^2r/dt^2 = 0),$$

и условие равновесия записывается в виде

$$c_m \in [-c_0, +c_0], \quad (7.52)$$

а в движении

$$(dr/dt \neq 0) \vee (d^2r/dt^2 \neq 0),$$

и уравнение движения записывается в виде

$$c_m = J(d^2r/dt^2) + c_s \operatorname{sign}(dr/dt). \quad (7.53)$$

Для нашей системы автоматического регулирования движущий момент пропорционален отклонению сочленения

$$c_m = K(r_c - r), \quad (7.54)$$

и мы рассматриваем случай, когда задающий сигнал линеен, т. е. когда предполагается движение с постоянной скоростью:

$$r_c = \bar{v}t \quad (\bar{v} > 0). \quad (7.55)$$

Запаздывание в начале движения (рис. 7.16). Система, первоначально находящаяся в покое, не может начать двигаться до тех пор, пока задающий сигнал не достигнет величины, до-

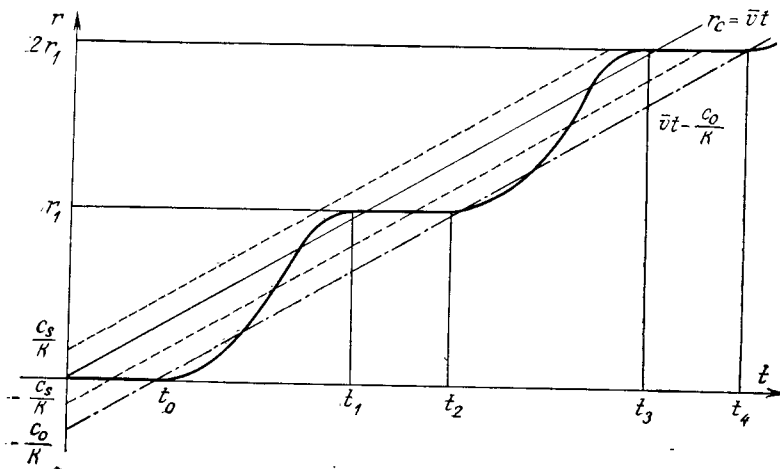


Рис. 7.16. Возникновение прерывистости движения под действием сухого трения.

статочной для того, чтобы  $c_m$  стало больше  $c_0$ . В результате происходит задержка, равная

$$t_0 = c_0/K\bar{v}. \quad (7.56)$$

**Движение с положительной скоростью.** Пусть  $\omega = \sqrt{K/J}$  — собственная круговая частота механической системы. Трогание с места при начале движения в момент  $t_0$  происходит с поло-

жительной скоростью до момента  $t_1$ , который необходимо определить. В интервале  $t_0 - t_1$  уравнение можно записать в виде

$$(1/\omega^2)(d^2r/dt^2) + r = \bar{v}t - (c_s/K), \quad (7.57)$$

$$r(t_0) = 0, \quad (dr/dt)(t_0) = 0.$$

Отсюда получаем

$$r = \bar{v} \left[ (t - t_0) - \frac{\sin \omega(t - t_0)}{\omega} \right] + \frac{c_0 - c_s}{K} [1 - \cos \omega(t - t_0)], \quad (7.58)$$

$$dv/dt = \bar{v} [1 - \cos \omega(t - t_0)] + \omega \frac{c_0 - c_s}{K} \sin \omega(t - t_0).$$

Скорость становится равной нулю в момент  $t_1$ , определяемый выражением

$$t_1 = t_0 + \frac{2}{\omega} \left[ \pi - \arctg \frac{\omega(c_0 - c_s)}{K\bar{v}} \right], \quad (7.59)$$

при котором положение сочленения определяется формулой

$$r_1 = \bar{v}t_1 + (c_0/K) - 2c_s/K, \quad (7.60)$$

а движущий момент — выражением

$$c_m(t_1) = c_0 - 2c_s. \quad (7.61)$$

До момента времени  $t_1$  ускорение отрицательно (замедление) и движение должно было бы продолжаться с отрицательной скоростью. Но уравнение движения теряет силу при  $t > t_1$ , так как перемена знака скорости изменяет направление момента силы сухого трения. При  $t > t_1$  уравнение движения принимает вид

$$(1/\omega^2)(d^2r/dt^2) + r = \bar{v}t + (c_s/K), \quad (7.62)$$

$$r(t_1) = r_1, \quad (dr/dt)(t_1) = 0.$$

Следовательно, в момент времени  $t_1$  ускорение испытывает положительный скачок  $2\omega^2 c_s/K$ . При этом возможны две ситуации:

● **Движение с отрицательной скоростью.** В этой первой ситуации величина сигнала недостаточна для того, чтобы изменить знак ускорения, и движение продолжается с отрицательной



следящей системой по усилению с нулевым задающим сигналом.

При реализации подобных систем автоматического регулирования возникает проблема разработки датчиков очувствления<sup>1)</sup>. Полученные контуры управления имеют динамику, существенно отличающуюся от динамики регулирования по положению.

На рис. 7.17 приведена схема следящей системы с двигателем постоянного тока, управляемого по напряжению. Сигнал управления определяется величиной усилия взаимодействия с внешней средой. Отметим, что для  $r < r_1$  система функционирует как разомкнутый контур, т. е. отсутствует взаимодействие с внешней средой, и момент взаимодействия равен нулю. Напротив, с превышением  $r_1$  возникает процесс взаимодействия, и момент сил очень быстро увеличивается (с повышенным коэффициентом усиления  $K$ ) до

$$c_i = K(r - r_1). \quad (7.67)$$

Возможно существование и других моментов сопротивления, обусловленных взаимодействием на расстоянии (сила тяжести) или силами трения.

Для электрогидравлических следящих систем с обычным следящим клапаном схема системы будет идентична схеме с двигателем постоянного тока.

## 7.6. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДВУСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ

Система управления двустороннего действия состоит из двух систем одного типа (но не обязательно идентичных) — «ведомой» и «ведущей». Ведомая система представляет собой обычную систему автоматического регулирования по положению: под действием заданного сигнала  $r_c^E$  и усилия  $c^E$  она будет принимать выходное положение  $r^E$ , отличающееся от заданного в среднем на

$$r_c^E - r^E = c^E / K_E, \quad (7.68)$$

где  $K_E$  — коэффициент усиления ведомой системы автоматического регулирования с передаточной функцией  $K_E H_E(p)$ , связывающей движущий момент с отклонением от заданного положения (рис. 7.18, а).

Ведущая система представляет собой такую же систему автоматического регулирования по положению с коэффициентом усиления  $K_M$ , воздействием  $r_c^M$  и выходным сигналом  $r^M$ . Вели-

<sup>1)</sup> См. Куафе Ф. Взаимодействие с внешней средой. — М.: Мир, 1986.

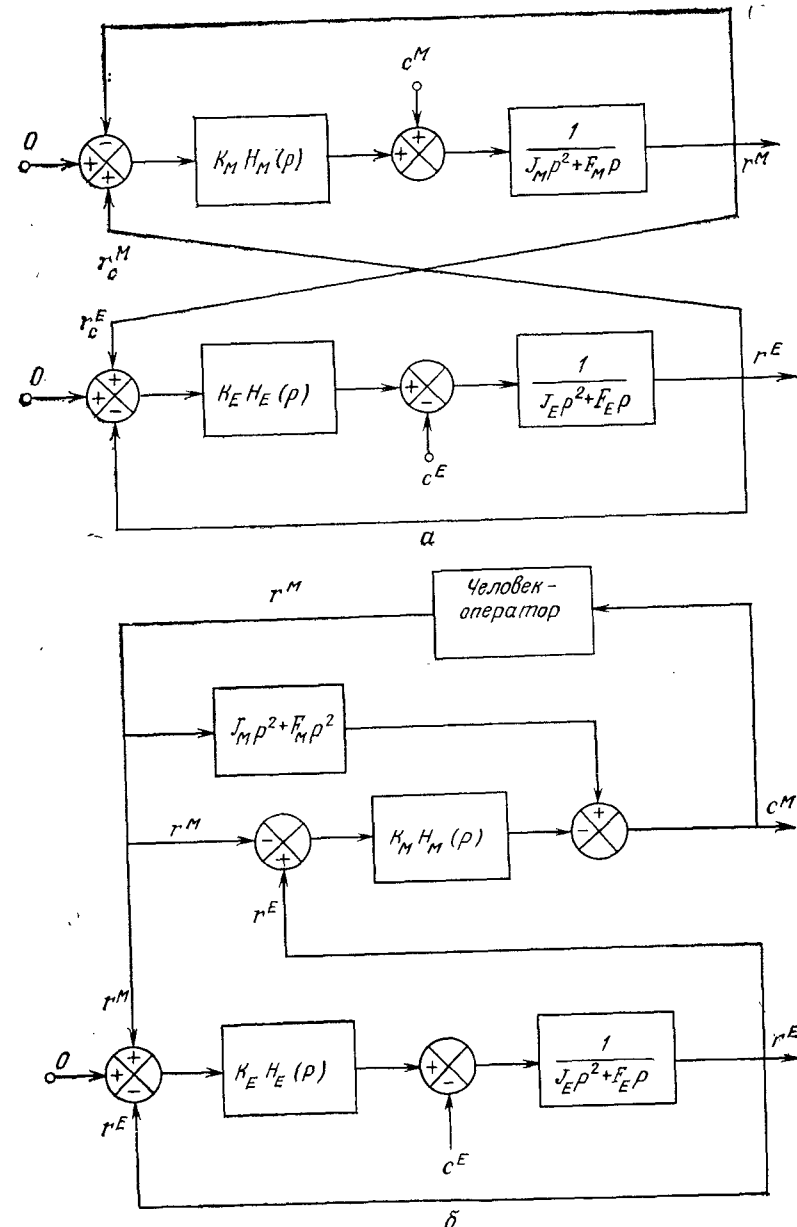


Рис. 7.18. Структурная схема системы автоматического регулирования двустороннего действия.

а — режим покоя; б — рабочий режим.

чиной  $c_M$  обозначают момент внешних сил, который считается положительным, если его направление совпадает с направлением момента вращения двигателя.

Согласование ведущей системы с ведомой состоит в том, что сигнал на выходе одной системы является задающим сигналом для другой и наоборот, т. е.

$$r_c^E = r^M, \quad r_c^M = r^E. \quad (7.69)$$

В системе двустороннего действия возможны два режима работы.

**Рабочий режим** (рис. 7.18, б). Человек-оператор вручную управляет положением ведущей системы  $r^M$ , тем самым изменяя обычный порядок управления движением. В результате он вырабатывает сигнал управления на вход ведомой системы, которая под его действием изменяется и направляет на вход ведущей системы сигнал  $r_c^M = r^E$ .

В свою очередь человек-оператор в ответ ощущает усилие  $c^M$ , необходимое для поддержания выходного сигнала ведущей системы. Это усилие, изменяющееся во время движения, в устойчивом состоянии принимает значение

$$c^M = -K_M (r_c^M - r^M). \quad (7.70)$$

Отсюда с учетом выражения (7.68) получаем

$$c^M = (K_M/K_E) c^E. \quad (7.71)$$

Таким образом, воспринимаемое усилие  $c_M$  пропорционально моменту сил, который должна обеспечить ведомая система с коэффициентом пропорциональности, равным отношению коэффициентов усиления двух систем автоматического регулирования. Это позволяет произвольно увеличить или уменьшить усилия обратной связи в зависимости от эргономических требований.

Если предположить, что человек-оператор не вносит динамических искажений в систему управления, то асимптотическая устойчивость системы двустороннего действия совпадает с устойчивостью ведомой системы автоматического регулирования.

**Режим покоя** (рис. 7.18, а). Если в устойчивом состоянии и при отсутствии усилия  $c^E$  на ведомую систему человек-оператор «отпускает» ведущую систему ( $c^M = 0$ ), то системы вновь принимают обычный порядок управления. Система двустороннего действия может оставаться в устойчивом состоянии в указанном выше случае (при этом  $r^E = r^M$ ), если составленная из двух спаренных контуров система автоматического регулирования асимптотически устойчива. Пусть

$$G^i(p) = K_i H_i(p) / (J_i^2 p^2 + F_i p) \quad (i = M \text{ или } E). \quad (7.72)$$

Тогда характеристическое уравнение имеет вид

$$1 + G^M(p) + G^E(p) = 0. \quad (7.73)$$

В случае применения двухпозиционных двигателей, управляемых по току,  $H_i(p) = 1$ , и легко проверить, что устойчивость всегда обеспечивается.

## 7.7. ДАТЧИКИ

### 7.7.1. Основные положения

Датчики внутреннего состояния манипулятора применяются преимущественно для обеспечения функционирования систем автоматического регулирования, которые практически всегда представляют собой системы с замкнутым контуром. Следует отметить, что не все датчики одинаковы с метрологической точки зрения.

**Датчики усилий.** Принцип их действия заключается в измерении деформаций или напряжений в элементе с известными механическими свойствами («образце»). При этом в качестве чувствительных элементов часто используются тензометры, применяются также полупроводниковые, пьезокерамические, пьезокварцевые преобразователи, миниатюрные дифференциальные трансформаторы и другие устройства.

В большинстве случаев не требуется ни высокой точности, ни линейности характеристик; определяются не только порядок величины измеряемого усилия и (в случае одновременного применения нескольких устройств измерения) его приблизительное направление. Однако указанные датчики обладают следующими достоинствами: надежностью (в случае применения метода программного обучения), высокой разрешающей способностью, быстродействием, обеспечением зоны безопасной работы, которая должна быть намного больше, чем номинальная зона обслуживания.

**Датчики скорости.** Они используются только для обеспечения устойчивости в некоторых системах автоматического регулирования по положению. От них обычно не требуется ни линейности, ни точности. Датчики скорости должны иметь главным образом хорошую чувствительность, особенно при малых скоростях.

Существуют следующие типы датчиков скорости:

- тахогенератор постоянного тока (возбуждение создается полем постоянного магнита статора; на клеммах обмотки ротора образуется индуцированная э.д.с. со средним значением, пропорциональным угловой скорости вращения ротора, и с колебаниями, зависящими от числа пластин коллектора);

● тахометрический асинхронный генератор переменного тока (переменное возбуждение первичной обмотки статора создает на клеммах вторичной обмотки статора напряжения той же частоты и с амплитудой, пропорциональной угловой скорости вращения ротора (обычно полого));

● тахометрический синхронный генератор (ротор представляет собой постоянный магнит, который индуцирует в обмотке статора напряжение, величина и частота которого пропорциональны угловой скорости вращения);

● генератор импульсов (угловое перемещение диска со щелями перед считывающей оптоэлектронной головкой дает прямоугловой сигнал по частоте, пропорциональной угловой скорости вращения).

*Примечание.* В последнее время в цифровых системах автоматического регулирования стараются не пользоваться датчиками данного типа. Управляющие сигналы создаются путем формирования приращений по положению.

**Датчики ускорения.** Эти датчики (в основном пьезоэлектрические) используются редко, так как их стоимость еще очень высока. В сущности необходимо иметь лишь приближенное значение второй производной перемещения, которое можно получить с помощью конечных разностей второго порядка, вычисленных по сигналу положения.

**Датчики положения.** Эти датчики, наоборот, должны обладать высокой точностью и надежностью определения положения при оснащении ими роботов без оцувствления. Требования к точности и надежности снижаются лишь для роботов с оцувствлением и для роботов, управляемых человеком-оператором. Ниже рассмотрены основные типы датчиков положения, используемые в робототехнике в настоящее время.

### 7.7.2. Потенциометрические датчики положения

Принцип действия потенциометров хорошо известен. Большой прогресс в области их изготовления и применения оказался возможным благодаря разработке пластмассовых токоъемников, которые имеют повышенный срок работы (свыше  $10^7$  циклов), высокую линейность характеристики (порядка  $10^{-3}$ ) и почти неограниченную разрешающую способность измерения перемещения. Однако возможная скорость его ограничена величиной, иногда недостаточной для нормального функционирования (10 об/с при вращении и 1 м/с при поступательном перемещении).

Причиной износа и появления шумов, очевидно, может оказаться бегунок с трущимся контактом, который также чувстви-

телен к загрязнениям, вызванным окружающей средой. В некоторых случаях микрзоны нечувствительности и гистерезиса возникают вследствие упругих деформаций и нарушения симметрии контакта (по отношению к направлению хода). Тем не менее потенциометрические датчики широко применяются благодаря их невысокой стоимости.

### 7.7.3. Индуктивные датчики положения

**Датчики на основе дифференциального трансформатора.** Принцип их действия состоит в следующем: сердечник из магнитного материала перемещается относительно двух неподвижных катушек, изменяя тем самым их взаимную индуктивность. Этот датчик может измерять как линейные, так и угловые положения и работает на переменном токе без контактов. Он наиболее пригоден для определения малых перемещений и обеспечивает при этом высокое качество измерений.

**Машины синхронной связи.** К машинам синхронной связи относится большое число микромашин с вращающимися роторами, работающих на переменном токе постоянной частоты (50, 400, 2000, 10000 Гц и т. д.) На рис. 7.19 приведена схема одного

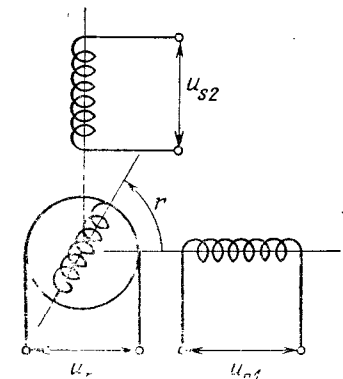


Рис. 7.19. Устройство поворотного трансформатора.

из вариантов машины синхронной связи, которая обязательно содержит обмотку возбуждения, намотанную на пакет пластин ротора, и одну или несколько обмоток синхронизации, намотанных на пакет пластин статора.

По конструкции машины синхронной связи аналогичны электрическим машинам переменного тока (генераторам и двигателям), но они используются для других целей, так как якорь возбуждается не непрерывно, а лишь при поступлении сигнала управления. Питание якоря обычно осуществляется с помощью щеток, трущихся по двум кольцам. В настоящее время суще-

ствуют системы без щеток, в которых для передачи энергии ротору используется вращающийся трансформатор.

Машины синхронной связи могут быть выполнены в виде удлиненных или плоских конструкций, в компактных корпусах или из произвольно комбинируемых блоков. Взаимная индуктивность между ротором и статором зависит от относительного пространственного расположения их обмоток (она максимальна, когда оси катушек совпадают, и равна нулю, когда оси пространственно сдвинуты на  $90^\circ$ ), поэтому данные машины подобны трансформаторам, коэффициент усиления которых пропорционален синусоидальной функции положения  $r$ . Часто машины с тремя обмотками, пространственно смещенными относительно друг друга на  $2\pi/3$ , называют сельсинами, устройства с двумя обмотками в одном квадранте, т. е. сдвинутыми на  $\pi/2$ , — поворотными трансформаторами, а устройства с одной обмоткой статора — индуктивными потенциометрами.

*Примечание 1.* Машины синхронной связи электрически обратимы, и обмотки возбуждения могут располагаться на статоре.

*Примечание 2.* По функциональному назначению одни машины относятся к датчикам, другие — к приемникам. Первые из них являются действительно датчиками, угол поворота ротора которых зависит от величины измеряемых характеристик. Вторые же работают как двигатели: положение ротора (свободного от механических связей) в них определяется электромагнитным взаимодействием, возникающим при подаче сигналов на обмотки статора и ротора. Для создания вязкого трения на валу ротора приемники оснащаются дополнительным электромагнитным устройством (амортизатором).

*Индикаторная синхронная передача.* В системе синхронной передачи роторы датчика и приемника питаются одним и тем же напряжением, а клеммы обмоток статора соединены между собой. Обозначим через  $r_1$  и  $r_2$  положения роторов датчика и приемника. На ротор приемника воздействует синхронизирующий момент

$$c = K \sin(r_1 - r_2). \quad (7.74)$$

Отметим, что данная зависимость близка к закону изменения момента упругих сил при малых угловых отклонениях. Таким образом, приемник отслеживает угловое положение датчика. При этом колебания, присущие любой системе, представимой схематически в виде пружины и вала с определенным моментом инерции, ослабляются или устраняются с помощью упомянутого выше амортизатора.

Данная система синхронной связи служит для аналоговой индикации (т. е. для перемещения легкой уравновешенной указательной стрелки прибора) или для передачи на расстояние

измеряемого углового положения оси, но не представляет интереса для робототехники. Однако этот принцип связи используется в одном из основных применений сельсинов.

*Слежение с помощью систем синхронной связи (следящий привод).* В данном случае датчик закрепляется на задающем валу, а приемник — на выходном валу, связанном с приводом системы автоматического регулирования. Подобная схема редко применяется в робототехнике и встречается либо в режиме обучения (при ручном дистанционном управлении, когда копирующий манипулятор оснащен датчиками), либо в следящих системах двустороннего действия.

Поскольку клеммы статоров соединены между собой, а питание подается лишь на одну роторную обмотку, то с обмотки другого ротора снимается напряжение, амплитуда которого является синусоидальной функцией угла рассогласования:

$$u(t) = U_m \sin(r_1 - r_2) \sin(\omega t + \varphi). \quad (7.75)$$

Полученный сигнал напряжения после демодуляции можно использовать для управления приводом, отслеживающим положение некоторой оси.

*Примечание.* Данные системы синхронной связи могут использоваться как для проведения некоторых аналоговых вычислений (преобразование координат), так и в качестве следящих систем, обеспечивающих высокую точность.

*Поворотные трансформаторы.* При подаче на обмотку ротора напряжения

$$u_r = U_r \sin \omega t, \quad (7.76)$$

на статорных обмотках возникают напряжения

$$u_{s1} = KU_r \cos r \sin(\omega t + \varphi), \quad (7.77)$$

$$u_{s2} = KU_r \sin r \sin(\omega t + \varphi),$$

где  $K$  — коэффициент трансформации,  $\varphi$  — сдвиг по фазе (постоянный для заданной частоты питания). Из уравнений (7.77) можно определить угол  $r$  с точностью до  $2\pi$ . Однако при непосредственном использовании полученных амплитуд напряжений точность невелика из-за искажения, вносимого гармониками, отстающими по фазе от полезного напряжения на  $\pi/2$ <sup>1)</sup>:

$$u'_{s1} = U_r f(r) \cos(\omega t + \varphi), \quad (7.78)$$

$$u'_{s2} = U_r g(r) \cos(\omega t + \varphi).$$

<sup>1)</sup> Физически это связано с наличием поперечного магнитного поля в роторе. — Прим. ред.

Поэтому рекомендуется измерять  $\cos r$  и  $\sin r$  методом синхронной демодуляции, используя опорный сигнал (не совпадающий с напряжением на роторе)

$$U_R = A \sin(\omega t + \varphi).$$

Этим способом легко получить точность измерения по дуге порядка 3 мин (7200 точек за один оборот). При использовании многополюсных (а не двухполюсных) поворотных трансформаторов эта точность увеличивается и может достигать пяти дуговых секунд.

*Совместное использование электронно-цифровых преобразователей и поворотных трансформаторов.* Возможны различные варианты совместного применения электронных преобразователей и поворотных трансформаторов, особенно в системах автоматического регулирования, в которых управляющий сигнал задается в цифровой форме. Приведем несколько примеров.

1. На ротор подается синусоидальное напряжение; напряжения на статоре демодулируются и преобразуются в цифровую форму с помощью линейных аналого-цифровых преобразователей. Данные по  $\cos r$  и  $\sin r$  готовы к обработке на ЭВМ.

2. На обмотки статора подаются синусоидальные напряжения, сдвинутые по фазе на  $\pi/2$ . При этом на роторе возникает напряжение

$$u_r = U_r \sin(\omega t + \varphi - r). \quad (7.79)$$

Величину  $r$  можно измерить с помощью цифрового фазометра (подсчет числа импульсов таймера, посылаемых за интервал времени между прохождением через нуль напряжения на роторе и нуль опорного напряжения). На статор можно также подавать импульсы напряжения прямоугольной формы, при получении которых легче добиться высокой точности в сдвиге фаз на  $\pi/2$ , при этом напряжение на роторе фильтруется до измерения сдвига фаз.

3. На статор поочередно подаются импульсы напряжения прямоугольной формы с круговой частотой  $\omega$  в полосе частот соответственно шириной  $2(\pi/2 - r')$  и  $2r'$ . Их основные составляющие пропорциональны соответственно  $\cos r'$  и  $\sin r'$ . При фильтрации сигнала напряжения на роторе, повернутого на угол  $r$ , получим напряжение

$$u_r = U_r [\cos r \cos r' - \sin r \sin r'] \sin(\omega t + \varphi), \quad (7.80)$$

амплитуда которого является синусоидальной функцией угла рассогласования  $(r - r')$ . После демодуляции этот сигнал подается на вход прямой цепи системы с обратной связью без усиления, выходной сигнал  $r'$  которой воспроизводит получен-

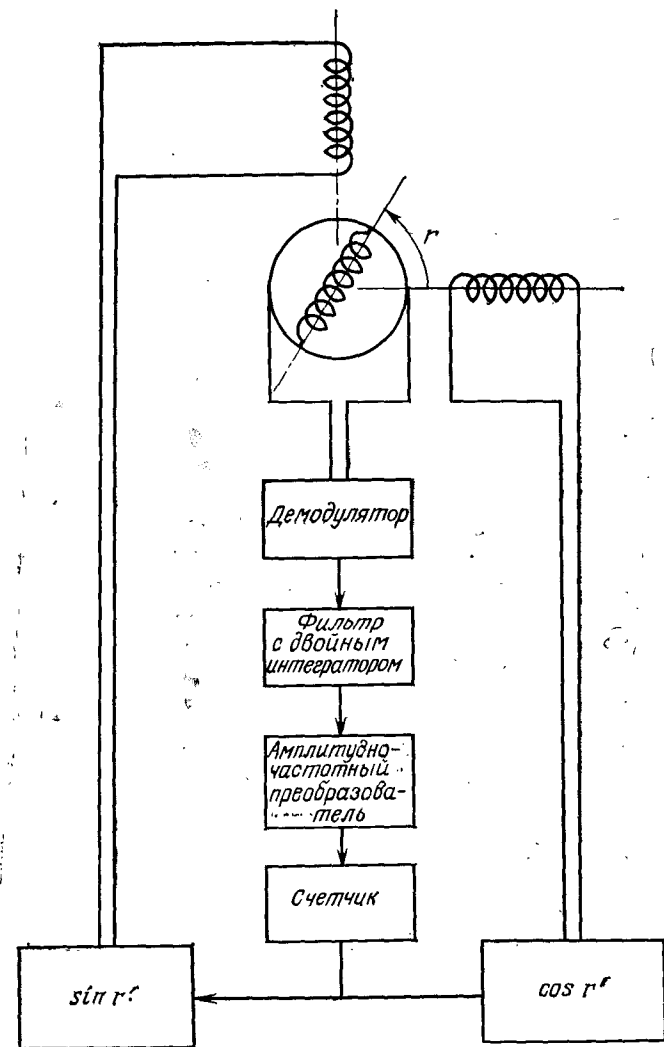


Рис. 7.20. Структурная схема системы аналого-цифрового преобразования с поворотным трансформатором.

ный «задающий» сигнал  $r$ . В эту цепь входят фильтр с двойным интегратором, амплитудно-частотный преобразователь и счетчик, содержащий в цифровом коде координату  $r' = r$ , в зависимости от значения которой вырабатываются селектирующие импульсы (рис. 7.20).

Для получения синусоидальных во времени сигналов на статоре можно использовать другие устройства при воспроизведении из постоянной памяти ЭВМ табулированных функций синуса и косинуса.

*Измерения с высокой точностью.* Существуют различные способы проведения измерений с высокой точностью.

● Использование двух и более поворотных трансформаторов: один из них приводится в действие с помощью вала, положение которого требуется измерить, и выдает приближенное значение; другой поворотный трансформатор, приводимый в действие с помощью передачи мультипликатором (например, с передаточным отношением 100), выдает точное значение.

● Использование вместо первого поворотного трансформатора системы счета числа оборотов второго поворотного трансформатора. Данные измерения не дают абсолютно точных значений полученных величин.

● Размещение двухполюсных или многополюсных (например, 32 пары полюсов) обмоток на одном и том же валу и даже на якоре поворотного трансформатора приводит к результатам, эквивалентным полученным в первом способе.

● Использование круговых или линейных индуксинов. Рассматриваемые системы имеют много общего с многополюсными поворотными трансформаторами. Они состоят из диска или рейки, на которые нанесены полюсы по технологии печатных схем (на диск — до 360 пар полюсов, на рейку — со стандартным двойным расстоянием между соседними полюсами по 2 мм), и бегунка, который относительно их перемещается. Благодаря применению этих устройств достигается повышенная точность (1 дуговая секунда при вращении и 2,5 мкм при линейном перемещении), но стоимость их высока, и они требуют очень осторожного обращения.

*Заключение.* Надежные, точные, с широкой полосой пропускания (зависящей от частоты напряжения питания) машины синхронной связи чрезвычайно удобны для проведения измерений в робототехнике. Эти машины могут работать без щеток при больших скоростях вращения (до 150 об/с), однако используются совместно со сложными электронными преобразователями, и стоимость их высока. К тому же необходимо очень тщательно соблюдать требования, предъявляемые к монтажу механических элементов (центровка и соосность валов и т. д.).

#### 7.7.4. Емкостные датчики положения

Напомним только, что датчики данного типа предназначаются для точного измерения очень малых перемещений.

#### 7.7.5. Оптоэлектронные датчики положения

Датчики данного типа состоят из диска или рейки, содержащих несколько параллельных дорожек. Каждая дорожка состоит из чередующихся прозрачных и непрозрачных зон (или белых и черных участков). Над дорожками установлены считывающие головки, в которых используется оптоэлектронная пара: источник света (диод из арсенида галлия) и приемник света (кремниевый фототранзистор, фотоэлемент с запирающим слоем).

Рассматриваемые элементы чувствительны к электромагнитным наводкам, создаваемым приводами (коллекторами, выключателями и т. д.). Поэтому все чаще датчик и приемник разделяют дистанционно. При этом передача света к считывающей головке производится с помощью оптических световодов. Существуют два типа оптоэлектронных датчиков (обычно со встроеной электронной схемой).

*Датчики счета приращений.* Они имеют два канала и вырабатывают сигналы прямоугольной формы, сдвинутые по фазе на 90°, что позволяет определить направление движения. Измерение перемещения, отсчитываемое от начального положения, производится путем считывания и обработки подаваемых импульсов в зависимости от значения индикатрисы логической цепи, разделяющей направления движения. Отметим, что система измеряет только приращение перемещений (относительное измерение) и вносит в результат ошибки отсчета из-за помех. Для их устранения можно ввести синхронизирующий импульс и подавать его в третий канал при каждом проходе через отсчетное положение датчика. Подобные датчики уже созданы. Они позволяют определять до 5000 положений за один оборот.

*Кодирующие устройства.* Из-за большого числа дорожек эти системы (более сложные по конструкции и более дорогостоящие, чем рассмотренные выше) осуществляют двоичное кодирование положения (1 бит на дорожку).

Наиболее часто дискретное положение звена кодируется одним двоичным словом, размещенным между двумя словами, кодирующими соседние положения. В этом случае каждое перемещение записывается одновременно только на одну дорожку. Это облегчает кодирование, устраняет риск выдачи ошибочных кодов. На практике встречаются в основном двоичный циклический код и десятичный натуральный код, когда каждая цифра в свою очередь кодируется одним двоичным словом размером 4 бит, согласно двоичному коду, в троичный код (код BDR+3).

Имеются также монооборотные кодирующие устройства, дающие до 14 бит (16 384 точки) и многооборотные кодирую-

щие устройства (например, 262 144 точки за 64 оборота по 4096 точек).

*Примечание.* В будущем магнитные рейки фирмы SONY могут конкурировать с оптическими рейками.

## 7.8. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При разработке систем автоматического регулирования для управления движением манипулятора возникает много проблем и часто возможны различные технические решения. В данной главе были затронуты лишь основные принципы действия и использования датчиков для этих систем.

В настоящее время традиционные схемы систем автоматического регулирования существенно изменяются благодаря использованию микропроцессоров, позволяющих выбирать сложные алгоритмы обработки управления. В связи с этим можно выбирать, например, управление, обеспечивающее минимальное время выполнения, управление по усилию, адаптивное управление и т. д. Напомним два положения, о которых иногда забывают:

1) разрешающая способность цифрового или приведенного к цифровому виду датчика не определяет точности работы системы регулирования, но указывает ее предельное значение;

2) иногда целесообразно выбирать шаг квантования меньшим, чем это требуется для обеспечения заданной точности, особенно в случае, когда на основании этих измерений вырабатываются связи по скорости или ускорению.

## ГЛАВА 8

# Модули исполнительных устройств

## 8.1. ВВЕДЕНИЕ

Исполнительные органы робота играют очень важную роль при автоматизации производственного процесса. В настоящее время создание роботов для многих сфер производства тормозится в основном из-за отсутствия соответствующих исполнительных устройств.

Многие обычные инструменты, используемые при ручных операциях и на некоторых типах станков (при захвате, завинчивании, склейке и т. д.), могут также применяться в качестве рабочих органов манипуляторов с некоторыми изменениями их конструкции, сделанных с целью компенсации погрешностей и случайных ошибок при определении положений, размеров и параметров предметов внешней среды и манипулятора и с целью расширения возможностей робота при решении различных задач.

В связи с этим исполнительный орган следует рассматривать как некоторую систему, оснащенную часто датчиками и специальными приводами.

Основные трудности связаны со способами соединения рабочего органа со звеньями. При этом возникают проблемы, касающиеся следующих факторов:

- механических связей (соединение, передача усилий);
- энергетических связей (передача электрической, пневматической или гидравлической энергии для приведения в действие исполнительного органа);
- организации подачи материалов к месту работы исполнительного органа (сварочной проволочки, охлаждающих веществ, смазки, а также жидких растворов, пасты или порошка для покрытий и распыления и т. д.);
- информационных связей (передача команд от органов управления на отдельные приводы и сигналов с датчиков, находящихся в цепи обратной связи);
- логических связей (учет функций, выполняемых исполнительным органом, и соответствующей системы информации в общей структурной схеме управления роботом).

Следует отметить, что рабочий орган, который обычно размещается на конце кинематической цепи манипулятора и постоянно находится в контакте с предметами внешней среды, наиболее подвержен различным повреждениям и поэтому должен быть надежно защищен (для этого используются механические «предохранители», «упоры», ограничивающие отклонения по сигналам датчиков, и т. д.).

Область применения исполнительных органов чрезвычайно обширна. Мы рассмотрим здесь лишь исполнительные органы, предназначенные для операций захвата при сборке, не касаясь вопросов получения и использования информации о взаимодействии с внешней средой<sup>1)</sup>.

## 8.2. УСТРОЙСТВА ЗАХВАТА

### 8.2.1. Основные положения

Среди проблем, возникающих при внедрении роботов в производство, по-видимому, наиболее важной является проблема создания устройств захвата, пригодных для решения конкретных задач. В самом деле, как бы сложен ни был манипулятор по структуре, без соответствующего исполнительного органа (например, при манипулировании твердыми или деформируемыми деталями) он попадает в положение «безрукого человека».

Во многих работах обсуждается применение универсальных устройств захвата, и в последние годы было создано много сложных устройств, разработчики которых стремились использовать модель человеческой руки с ее 32 степенями подвижности и тысячами датчиков положений, усилий, давления, температуры и т. д. К сожалению, современная технология недостаточно совершенна для изготовления подобной «биологической» модели. В результате получаются громоздкие, неудобные и дорогостоящие конструкции.

Поэтому оказывается предпочтительней разрабатывать органы захвата, предназначенные для выполнения конкретных функций и изготавливаемые в виде съемных модулей, которые можно заменять в соответствии с получаемыми заданиями (рис. 8.1).

Создание подобных схватов требует проведения большого объема теоретических и экспериментальных работ. Нередко затраты на эти исследования включаются в стоимость манипулятора, составляя 5—10% общей величины. Однако использо-

<sup>1)</sup> Эти вопросы рассмотрены в книге Куафе Ф. Взаимодействие робота с внешней средой. — М.: Мир, 1986.

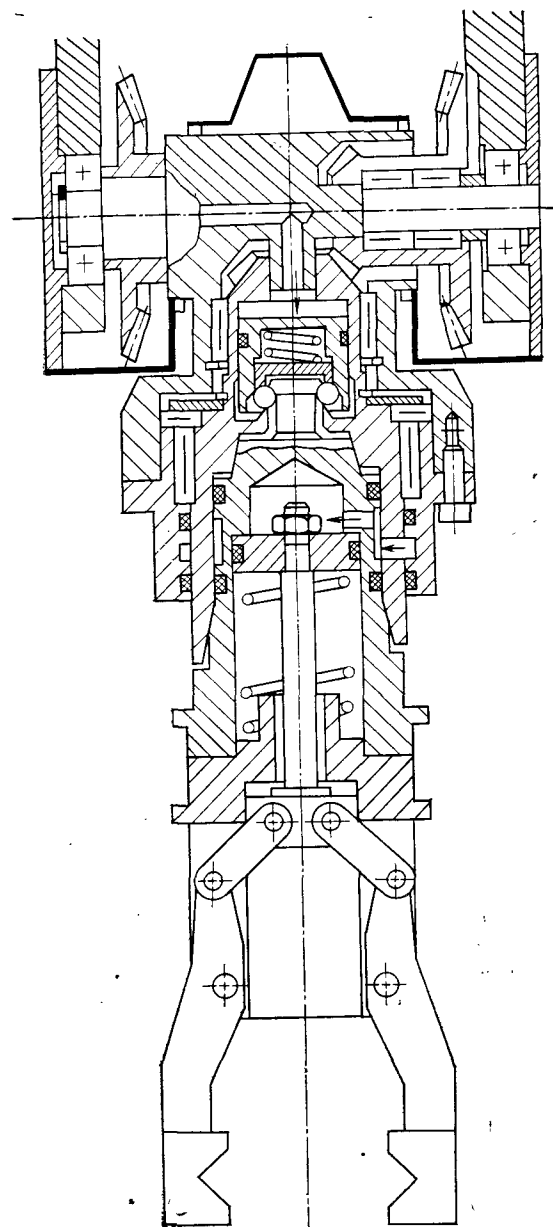


Рис. 8.1. Вариант конструкции съемного исполнительного органа (схвата).

вание систем автоматического проектирования (САПР) при конструировании некоторых типов манипуляторов должно существенно снизить эти расходы и значительно сократить сроки создания.

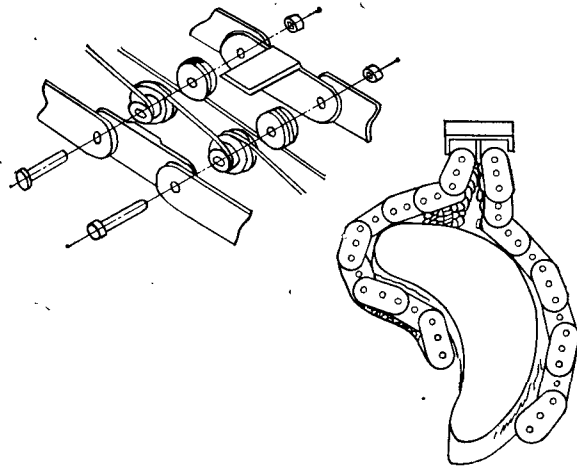


Рис. 8.2. Конструкция схвата, подстраивающегося под форму захватываемого предмета. (По данным *Revue Microtechnique*.)

При транспортировке и погрузочно-разгрузочных работах основными функциями схвата являются следующие:

- захват деталей для их переноса;
- поддержание определенной ориентации переносимого предмета;
- определение положения детали относительно схвата.

Примерами такого схвата могут служить параллельно перемещающиеся клещи, оснащенные тактильными датчиками, системы многостороннего захвата, подстраивающиеся к форме предмета (рис. 8.2, а—б), и самоцентрирующиеся системы (рис. 8.3) для установки деталей в губках токарного станка.

### 8.2.2. Критерии выбора схвата

До того как разрабатывать систему захвата, необходимо иметь следующие данные:

- Рабочие характеристики манипулятора и особенно максимально переносимую массу (т. е. массу схвата и массу манипулируемого предмета).
- Характеристики переносимого предмета (наиболее существенные):  
массу (нетто и брутто);

твердость (жесткие или деформируемые предметы); свойства материала (хрупкость, намагничиваемость, шероховатость поверхности и т. д.);

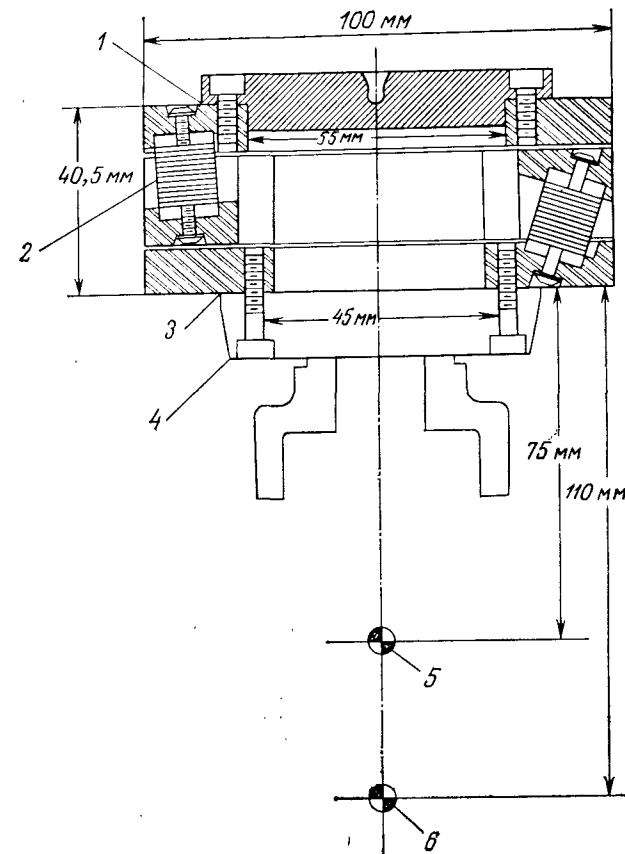


Рис. 8.3. Самоцентрирующаяся система захвата. (По данным фирмы Astek.)  
1 — поверхность раздела между плитой манипулятора с внутренним диаметром ~55 мм, прикрепляемой четырьмя болтами M4X0,7 с расстоянием между их центрами ~64 мм и со схватом; 2 — набор упругих пластин (от 1 до 6); 3 — поверхность раздела между корпусом схвата и плитой с губками, имеющей внутренний диаметр ~45 мм и прикрепляемой четырьмя болтами M4X0,7 с расстоянием между их центрами ~54 мм; 4 — плата схвата; 5 — центр корректировки AST-100-75; 6 — центр корректировки AST-100-110.

геометрическую форму (предметы с одним, двумя или тремя характерными размерами) и внутреннюю структуру (сплошные или полые предметы и т. п.); габариты; соответствие внешним условиям и виду выполняемой операции (упаковка, загрузка, штабелирование);

начальное и конечное расположение (положение и ориентация, точность установки);

поверхность контакта (зоны захвата, устойчивость положения);

действующие силы (инерция, сила тяжести, давление);

состояние внешней среды (температура, влажность) и т. д.

● Методы захвата, в частности способ захвата (клещи, вакуумные и магнитные присоски) и способ удержания предмета во время его переноса.

● Гибкость в работе схвата, состоящая в возможности быстрой замены инструмента (автоматически устанавливаемого из стандартного набора), простоте настройки и внешних видоизменений схвата, наконец, в его способности подстраиваться к виду предметов, включенных в рабочую номенклатуру.

● Стоимость и сроки разработки, изготовления, испытаний, эксплуатации и технического обслуживания.

### 8.2.3. Основные типы манипулируемых объектов

Даже из далеко не исчерпывающего перечня манипулируемых объектов, приведенного ниже, видно, насколько трудно создать универсальный схват. Эти объекты можно разделить на следующие группы:

1. Плоские детали, которые получены резанием, штамповкой, литьем [металлические (обычно с магнитными свойствами), пластмассовые (часто деформируемые), из легкого сплава, стекла или керамики (хрупкие) и т. д.].

2. Детали в форме тел вращения, полученные в результате механической обработки, прокатки, литья (из металла, пластмассы), выдавливанием (стаканчики), и детали различной формы — в виде цилиндров (коротких или длинных), конусов, шаров и т. д.

3. Объемные детали произвольной формы (литые, штампованные, кованные, обработанные резанием, торцевым спеканием).

4. Упаковочные коробки и контейнеры из картона, пластика, стекла, алюминия, бумаги; плоские или объемные, цилиндрической формы, в форме параллелепипеда и т. д.

5. Изделия изменяемой формы (ленты, электрокабели, шланги, ткани, пленки, мембраны или резиновые прокладки и т. д.).

### 8.2.4. Виды устройств захвата

Существуют три основных вида захватывающих устройств: системы одностороннего действия, системы двустороннего действия и системы многостороннего действия. Каждая

из этих систем может оснащаться датчиками для определения либо сил сжатия, либо положений сжимающих элементов (пальцев) относительно основания кисти, либо степени деформации переносимого предмета, либо положения детали относительно манипулятора.

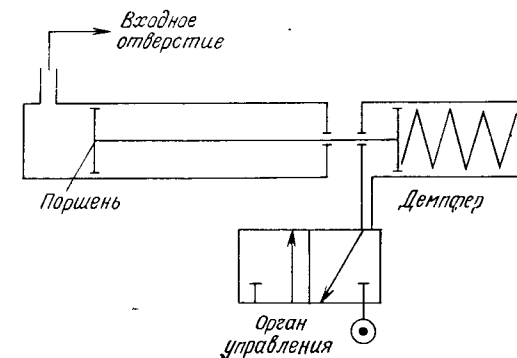


Рис. 8.4. Поршневой насос.

Что же касается приводов, то они выбираются в зависимости от величины передаваемых усилий, скоростей перемещения, массы и габаритов переносимого предмета. При этом нежелательно размещать приводы на манипуляторе, так как в данном случае конструкция передач ограничивает возможности использования съемных схватов.

**Зажимы одностороннего действия.** К этой группе относятся устройства типа вакуумных, турбинных и магнитных присосок, которые вступают в контакт лишь с одной поверхностью предмета. Проиллюстрируем возможности подобных систем на некоторых примерах.

**Вакуумная присоска.** Это устройство имеет небольшие размеры и не загрязняет окружающее пространство. Разряжение в присоске может создаваться вакуумным или поршневым насосом (рис. 8.4), а также эжектором — простой и надежной системой, но расходующей большое количество сжатого воздуха (рис. 8.5).

Вакуумная присоска используется для захвата плоских твердых предметов с гладкой поверхностью (стеклянные, металлические плоские поверхности и т. д.). Выбор материала для изготовления присосок зависит от условий, в которых будут работать эти присоски, в первую очередь от температуры и наличия в рабочей среде масла или химических реагентов. Используются как стандартные присоски, так и видоизмененные в соответствии с размерами предмета; при этом внутренней поверхности присоски придается внешняя форма предмета, что

обеспечивает лучшее взаимное расположение для захвата (рис. 8.6).

*Турбинные присоски* используются в случае, когда невозможно применение вакуумных присосок: при захвате картонных, деревянных предметов, некоторых типов конгломератов и дета-

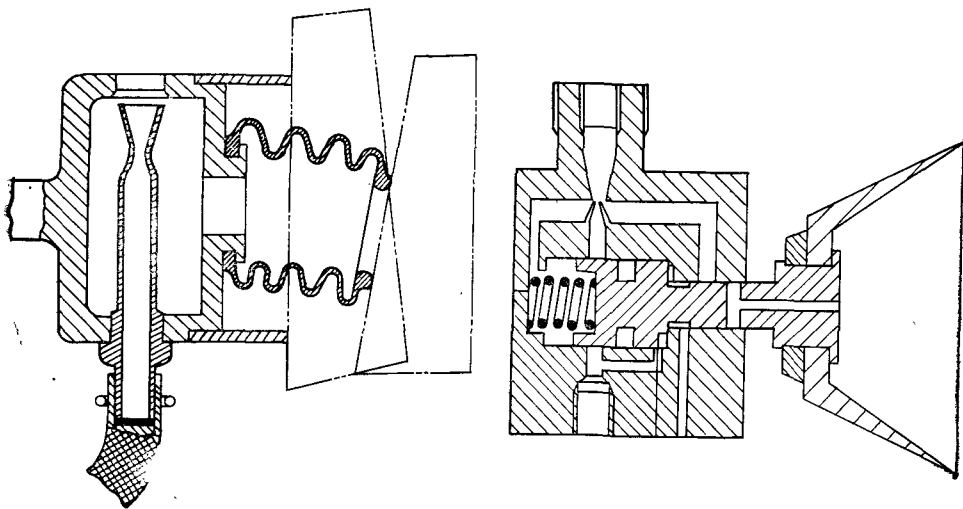


Рис. 8.5. Эжекторные присоски.

лей, не имеющих плоской поверхности (рис. 8.7). Разрезание в турбинной присоске гораздо меньше, чем в вакуумной, и поэтому она должна иметь большую площадь контакта с засасываемым предметом.

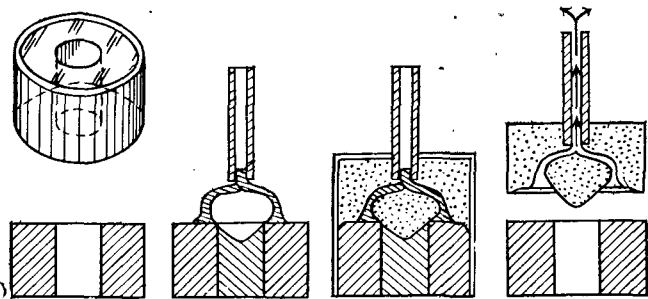


Рис. 8.6. Применение вакуумных присосок для отливки деталей различной формы и их подъема. (По данным *Industrial Robots Gripper Review*.)

*Примечание.* Если объем вакуумирования достаточно большой, приходится учитывать время начала работы.

*Магнитные присоски.* В устройствах данного типа используются системы с постоянным магнитом или электромагнитом. Как следует из самого названия, эти присоски пригодны исключительно для захвата предметов, сделанных из магнитных материалов. В некоторых случаях, особенно при установке двигателей на металлорежущих станках, приходится учитывать ос-

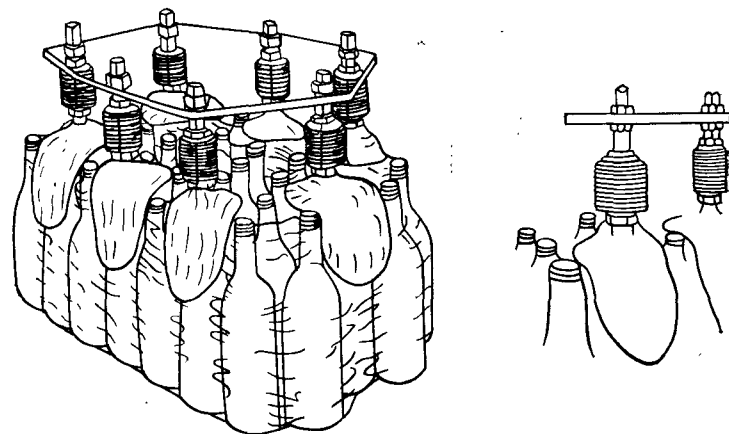


Рис. 8.7. Схема турбинной присоски. (По данным *Industrial Robots Gripper Review*.)

таточное намагничивание. Постоянные магниты надежны и не расходуют энергии, однако требуют введения специального механизма для разъединения магнита и деталей. Их недостаток заключается в том, что они притягивают также металлические опилки и стружку. Поэтому чаще используются электромагниты, более простые в эксплуатации (при подводе и отводе магнита); кроме того, оказывается возможным размагничивание перенесенных металлических предметов (рис. 8.8).

*Другие устройства.* К ним относятся липкие ленты, ленты Velcro, вибрирующие, захватывающие органы с иглами или многими пинцетами (захват деталей одежды).

*Зажимы двустороннего действия.* В данных устройствах захвата имеются по крайней мере два жестких прижима. В зависимости от формы предмета, состояния его поверхности (которое влияет на величину сухого трения и образование локальных деформаций) и других характеристик объекта и схвата контакт схват — предмет может происходить в двух точках, по двум линиям или по двум поверхностям. Почти в 50% случаев этого контакта оказывается достаточно для удержания предмета, несмотря на действие сил тяжести и моментов инерции.

Большая часть подобных устройств разрабатывается с учетом конкретных задач. Различные способы захвата предмета с помощью систем с двумя губками схематически представлены на рис. 8.9.

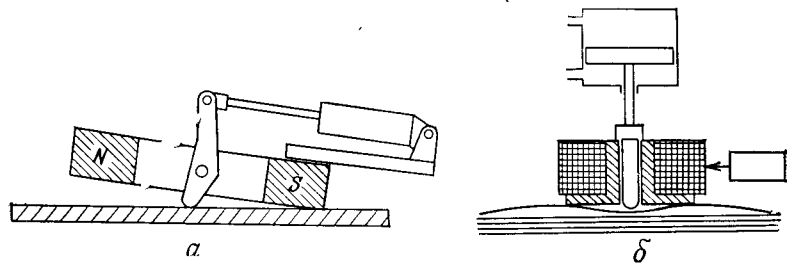


Рис. 8.8. Схемы магнитных присосок. (По данным *Industrial Robots Gripper Review*.)

*a* — схват с постоянным магнитом и устройством для механического разъединения деталей; *b* — схват с электромагнитом и силовым цилиндром для обеспечения захвата лишь единственного предмета (из пакета тонких железных листов). Подобное устройство можно сконструировать и для вакуумных присосок.

Некоторые устройства с тремя прижимами придают захватывающей системе большую универсальность, однако конструкция их намного сложнее (рис. 8.10).

Устройства с симметричным зажимом. Оба прижима, или губки, образующие зажим, приводятся в действие одним приво-

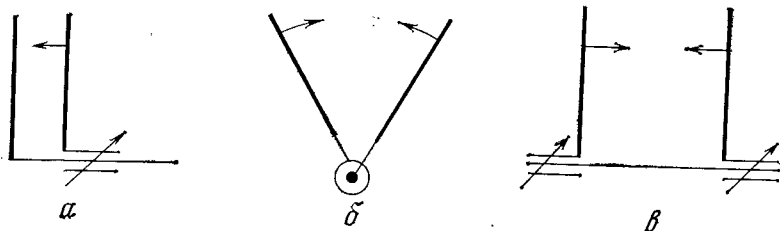


Рис. 8.9. Схема захвата двустороннего действия.

*a* — несимметричный захват с поступательным перемещением губок; *b* — симметричный захват с поворотом губок; *b* — симметричный захват с поступательным перемещением губок.

дом и связаны с исполнительным органом через два вращательных соединения, в результате чего они перемещаются симметрично. Ниже мы подробно изучим форму прижимов, особенно тех их частей, которые непосредственно вступают в контакт с рабочим предметом и должны обеспечить его правильное положение и ориентацию при манипулировании (например, рассеянные цилиндрические поверхности для захвата цилиндриче-

ских деталей, конусы для полых деталей, параллельные плоскости для листовых материалов и т. д.). Наиболее распространенные схемы подобных устройств приведены на рис. 8.11.

В другом варианте устройства обе подвижные части зажима перемещаются параллельно, так что при захвате до начала переноса можно сохранять неизменным положение нагрузки. Од-

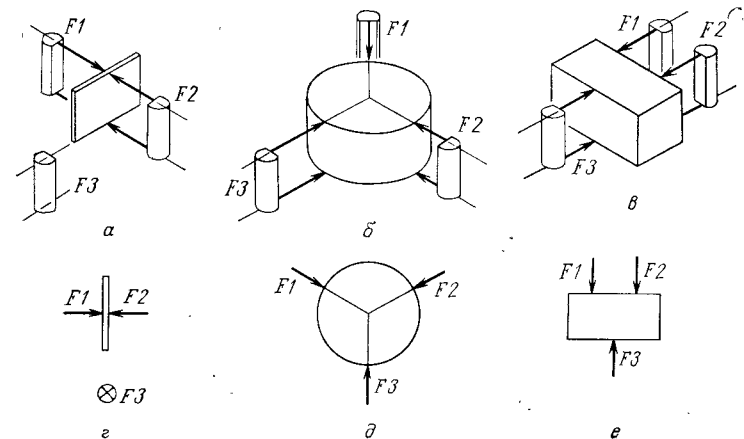


Рис. 8.10. Схема захвата с помощью трех прижимов. (По данным EPFL, Швейцария.)

*a* — захват листа; *b* — захват цилиндра; *c* — захват параллелепипеда; *d*, *e* — схемы действия сил.

нако механика подобных систем сложнее и при их разработке необходимо учитывать зазоры, которые увеличиваются в процессе эксплуатации (из-за износа оборудования) и снижают точность захвата. К устройствам, в которых используется параллельное перемещение двух губок с помощью одного привода, относятся устройства с параллелограммом (рис. 8.12), схват с реечной зубчатой передачей (рис. 8.13), схват с соединением типа болт — гайка и деформируемые конструкции с малыми упругими деформациями.

Устройства с несимметричным зажимом. Более простые по конструкции эти схваты часто неудобны в работе, так как могут изменять координаты начального расположения переносимого предмета. Однако в подобных схватах не требуется передача движения, так как привод, обеспечивающий поступательное движение перемещающихся губок (чаще всего это пневмоцилиндр), размещен на оси скольжения.

Зажимы многостороннего действия. Зажимы этого типа используются значительно реже, но имеют ряд достоинств: большая гибкость в работе (возможность подстраиваться к перенос-

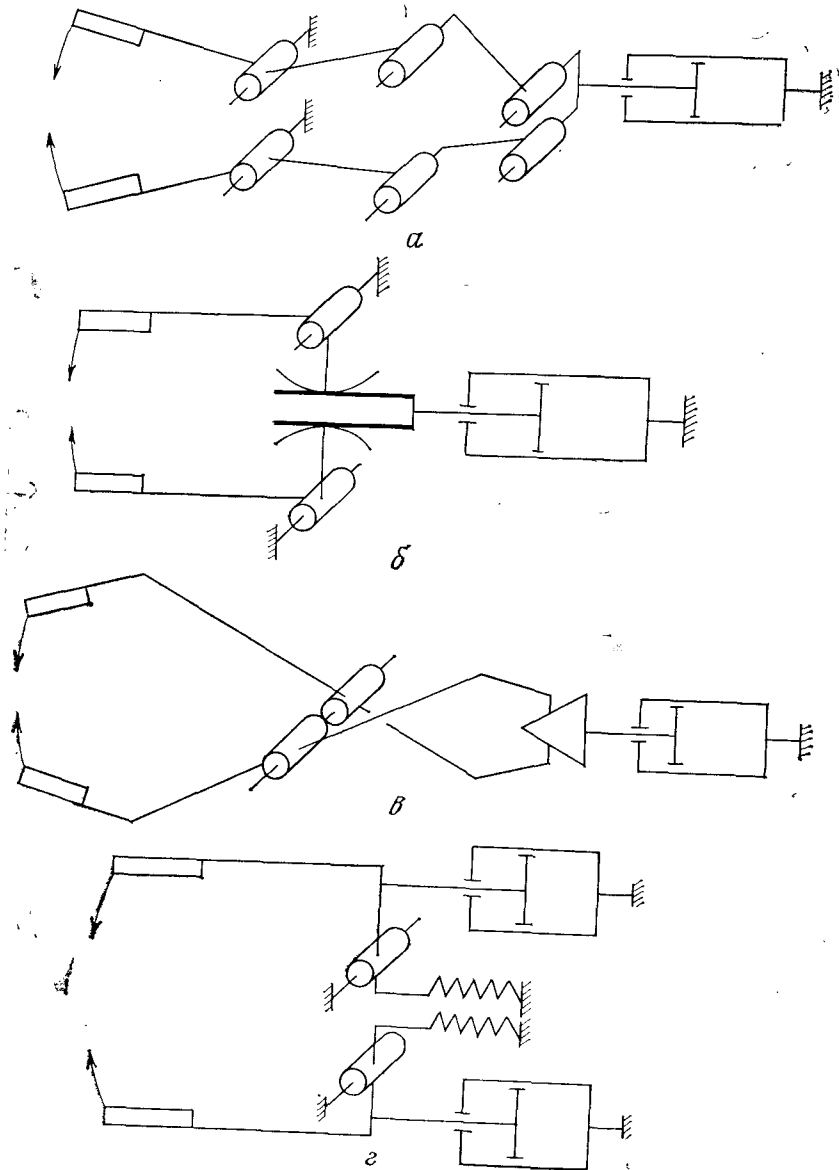


Рис. 8.11. Схемы схватов с симметричным зажимом.  
 а — с кривошипным механизмом; б — с зубчатой рейкой; в — с силовым клином; г — с двумя приводами.

симу предмету), строгое удержание положения и ориентации предмета по отношению к манипулятору. Принцип действия подобных систем состоит в сгибе схвата (пальцев, трубок, мембран) в зависимости от формы захватываемого предмета с целью

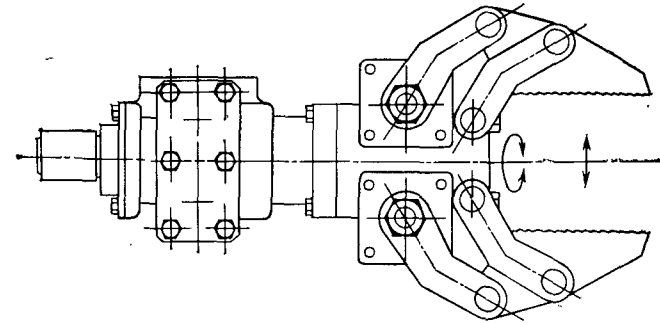


Рис. 8.12. Схват с губками, приводимыми в движение параллелограммом.

увеличения зон контакта схват — предмет. Устройства подразделяются на механические и гидравлические (или пневматические) зажимы многостороннего действия.

Механические зажимы имеют по крайней мере два пальца, состоящие из нескольких фаланг, и при управлении одним при-

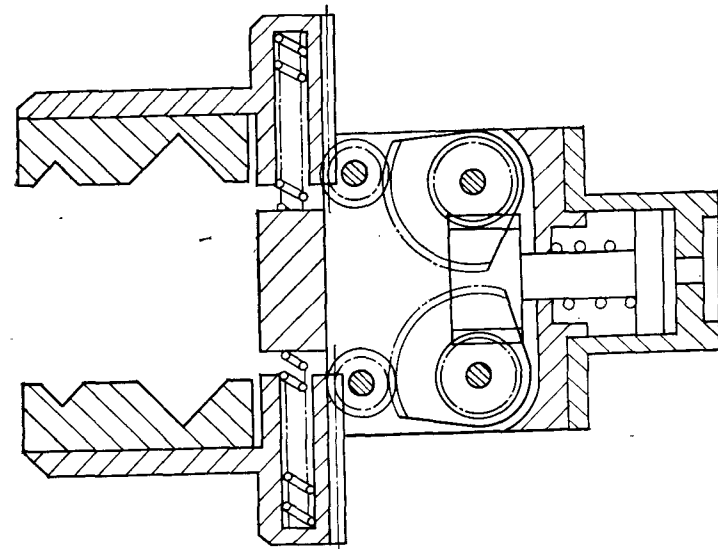


Рис. 8.13. Схват с зубчатой реечной передачей.

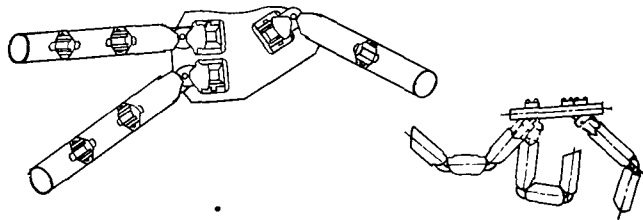
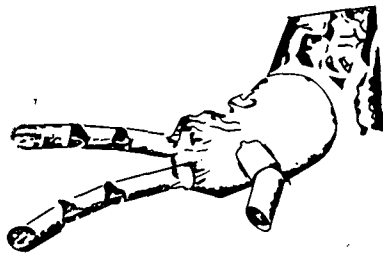


Рис. 8.14. Схват с тремя пальцами. (По данным *Mechanical Hand*.)

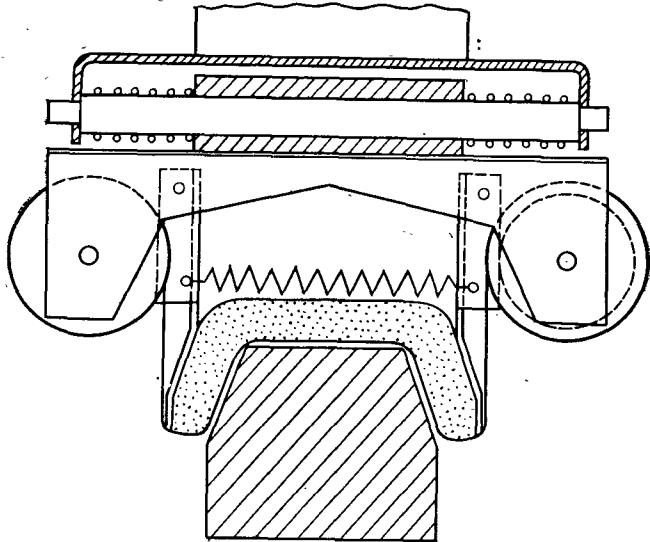


Рис. 8.15. Многосторонний захват. (По данным *Mechanical Hand*.)

водом устанавливают контакт с предметом сложной формы в большом числе точек, линий и поверхностей.

Выше (на рис. 8.2) уже была приведена схема конструкции подобного устройства в виде цепи, звенья которой через металлические тросики связаны с двумя приводами. Это дает возможность обоим пальцам подстраиваться к форме предмета.

При разработке других вариантов такого схвата использовалась модель человеческой руки. Эти схваты имеют различное число пальцев и очень сложную конструкцию (рис. 8.14 и 8.15).

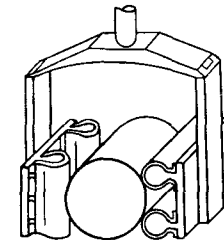
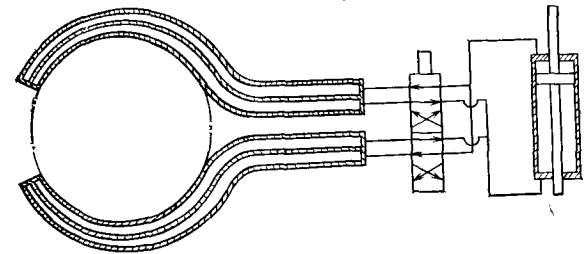


Рис. 8.16. Гидравлические схваты. (По данным *Mechanical Hand*.)

*Гидравлические (или пневматические) зажимы.* Обычно это гибкие и достаточно прочные камеры, в которые под давлением подается жидкость или газ. При захвате предмета камеры деформируются и обволакивают его. В результате поверхность контакта может быть очень большой, что обеспечивает прочное удержание предмета. При этом сила сжатия пропорциональна давлению жидкости или газа в камере и может регулироваться в зависимости от хрупкости предмета. Такие схваты одинаково хорошо пригодны для захвата предмета как снаружи, так и изнутри. Однако точность их позиционирования невелика и камеры быстро изнашиваются (рис. 8.16).

### 8.3. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ ДЛЯ СБОРОЧНЫХ ОПЕРАЦИЙ

#### 8.3.1. Определения

Прежде чем описывать конкретные исполнительные устройства, введем понятия монтажа и сборки. *Сборка* состоит в получении конечного изделия путем соединения менее сложных деталей. При этом внутренние связи между различными частями собранного изделия имеют от 0 до 6 степеней подвижности.

*Монтажом* называется сборка, при которой конечное изделие может быть разобрано без нарушения целостности и повреждений составляющих его деталей (демонтаж). Иными словами, соединения не закрепляются намертво. Таким образом, монтаж можно рассматривать как разновидность сборки, когда недопустимо выполнение необратимых операций, таких, как клепка, сварка, пайка и т. д., и при соединении используются лишь различные взаимные перемещения одних деталей относительно других.

Выполнение монтажа можно разложить на элементарные операции, каждая из которых имеет дело с небольшим числом деталей. Наиболее распространена операция бинарного монтажа, при которой соединяются два объекта: первичный объект, полученный в результате предшествующих элементарных операций, и вторичный объект, который соединяется с первичным. Эта операция выполняется в несколько этапов.

*Этап подвода.* Если первичный объект удерживается вспомогательным исполнительным устройством, на этом этапе выполняются следующие операции:

- Поиск основным исполнительным органом вторичного объекта в рабочем пространстве. При этом кроме перемещения манипулятора может возникнуть необходимость локализации и распознавания вторичного объекта.
- Захват этого объекта основным исполнительным органом кроме захвата может включать и повторное установление положения переносимого предмета.
- Подача вторичного объекта к месту монтажа вначале путем простого переноса, а затем путем точного сближения.

На этом этапе фактически решается обычная задача транспортировки, и для ее выполнения используются схваты, подобные рассмотренным в начале данной главы.

*Этап стыковки.* После выполнения этапа подвода проводятся небольшие перемещения с целью обеспечения взаимодействия между обоими монтируемыми объектами. Движение этих объектов не свободно, а взаимосвязано и определяется ограниче-

ниями, устанавливаемыми в ходе выполняемой операции. Последовательность действий на этом этапе включает следующие шаги:

- Сближение или установление контакта (точечного, линейного, поверхностного) между двумя объектами.
- Установка вторичного объекта за счет микроперемещений, определяемых видом односторонних или двусторонних связей, накладываемых на контакты между соединяемыми объектами, и соответствующими величинами усилий. Характер и степень подвижности связей изменяются в ходе выполнения перемещений.
- Обеспечение неподвижности, в результате чего образуется окончательное соединение, имеющее конечное число степеней подвижности  $m_f$  (оно характеризует подвижность данной конструкции при рассмотрении ее как первичного объекта для проведения дальнейшей сборки). Цель монтажа не всегда состоит в создании неподвижных конструкций, и поэтому число  $m_f$  не обязательно равно нулю (особенно на промежуточном этапе монтажа).
- Разъединение основного схвата и вторичного вмонтированного объекта путем ослабления и освобождения связей между ними.

Отметим, что характер действий на втором этапе накладывает на конструкции схвата и манипулятора определенные требования, которые подробно проанализированы ниже.

В наиболее общем случае сборка может включать третий этап.

*Этап закрепления.* На этом этапе в результате дополнительной обработки (закатка, сварка, пайка и т. д.) детали видоизменяются для получения окончательного неизменного соединения и тем самым фиксируется число степеней их относительной подвижности  $m_f$ .

В данной книге мы ограничимся рассмотрением лишь исполнительных органов для сборочных операций.

#### 8.3.2. Организация роботизированной системы сборки

Значительная часть промышленной продукции выпускается небольшими сериями. Это обуславливает необходимость создания гибких автоматизированных поточных линий при переходе от выпуска одного вида продукции к другому. Использование роботов позволяет решить эту проблему и придать системам сборки требуемую гибкость в работе за счет повышения числа программируемых операций и сокращения числа механических настроек.

Роботизированная система сборки содержит следующие элементы:

- руки-манипуляторы для проведения действия над предметами (часто легкими);
- рабочие инструменты, предназначенные для операций монтажа и в случае необходимости оснащенные сенсорными датчиками;
- возможные органы восприятия (системы визуализации);
- систему управления, которая обрабатывает информацию с сенсоров, формирует в динамическом режиме команды для манипулятора и устанавливает последовательность выполнения задач, решаемых при сборке;
- устройства доставки и подготовки собираемых предметов.

### 8.3.3. Монтаж

Наиболее распространенной операцией монтажа является операция вставки. Мы будем рассматривать в основном вставку цилиндрических деталей: ввод одной цилиндрической детали (штифта) в цилиндрическое отверстие несколько большего диаметра, когда обеспечивается небольшой зазор между ними.

**Ручной монтаж.** Рука человека плохо приспособлена для выполнения точного позиционирования. Кроме того, человек использует не только гибкость руки, но также зрение и ощущения, которые играют роль превосходной обратной связи. При ручном монтаже выполняются следующие шаги:

● **Сближение.** Рабочий подводит друг к другу две собираемые детали, не зная заранее их взаимного расположения. Благодаря зрению точность позиционирования, которая сильно зависит от темпа работы, может достигать нескольких десятых долей миллиметра.

● **Вставка.** Как только контакт между двумя деталями установлен, человек начинает совершать небольшие движения рукой в поисках оси, вдоль которой осуществляется вставка. При этом он инстинктивно наклоняет детали относительно общей оси монтажа, чтобы облегчить обнаружение контакта (рис. 8.17).

Отметим высокую степень адаптивности человека к операциям ручной сборки. Рабочий без труда переходит от одного типа деталей к другому, практически без обучения и «настройки».

**Автоматизированный монтаж с помощью робота.** Нельзя считать, что роботизированная система отвечает требованиям производства, если ее производительность ниже, чем при ручной работе. Выполнение работы может затрудняться наличием малых зазоров между деталями, когда требуется проводить осо-

бо точные движения. Погрешности возникают по разным причинам. Назовем некоторые из них:

- случайные ошибки в определении точных размеров собираемых деталей (наличие «допусков» на размеры, несущественные для вида и свойств конечной конструкции);

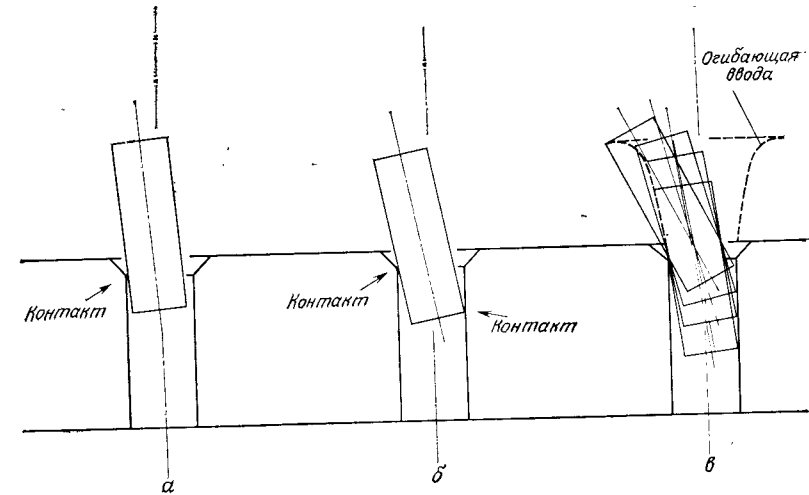


Рис. 8.17. Ручная вставка штифта в отверстие.

а — контакт в одной точке; б — контакт в двух точках; в — огибающая ввода штифта.

- случайные ошибки в определении начальных положений собираемых деталей (погрешности исполнительного устройства, удерживающего первичный объект) и манипулятора, подающего вторичные объекты к месту сборки;
- погрешности в позиционировании робота (систематические ошибки, недостаточная разрешающая способность, заедание под действием внешних возмущений, вибрации и т. д.).

Успешное автоматическое выполнение роботом сборочных операций можно схематически представить двумя различными способами.

**Монтаж с управлением по разомкнутому циклу.** Для достижения удовлетворительных результатов на органы позиционирования, датчики внутренней информации и конструкцию периферийных устройств накладываются повышенные ограничения по жесткости и точности. Однако данное решение оказывается дорогостоящим и снижает производительность труда. При этом также уменьшаются допуски на изготовление деталей.

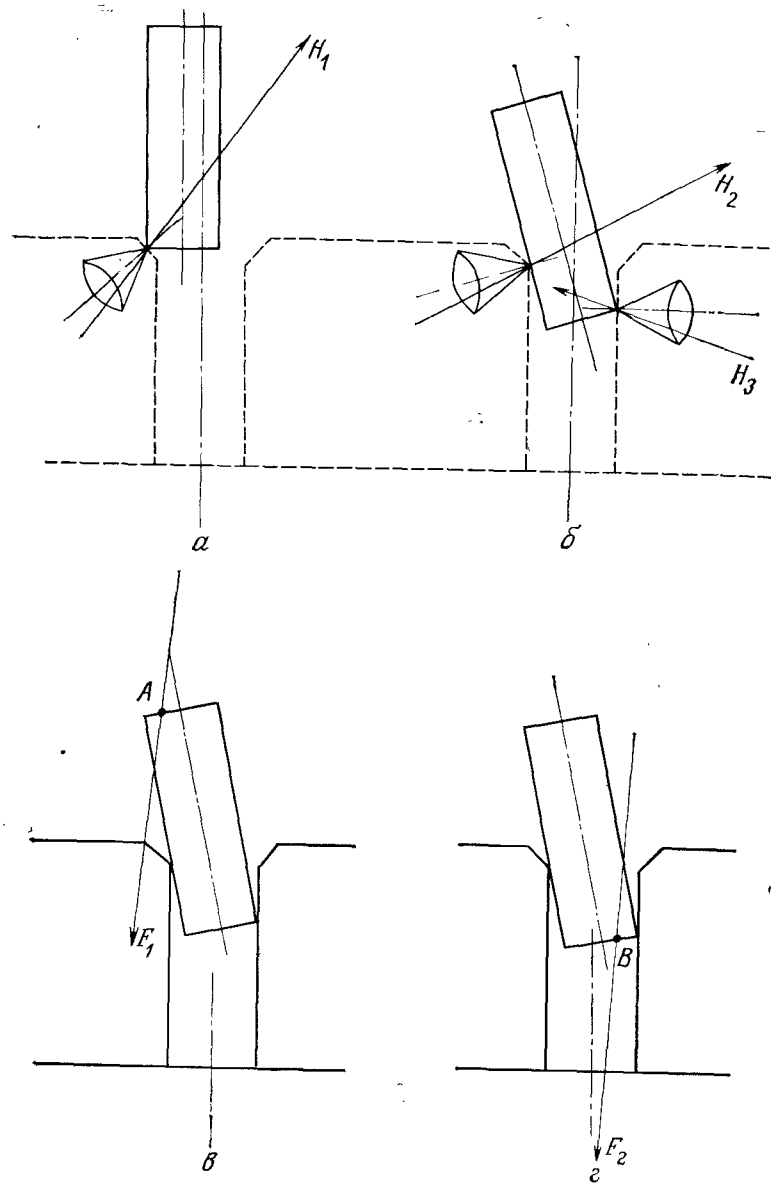


Рис. 8.18. Возможные схемы контактов при вставке штифта.  
 а — возникновение контакта при касании штифта с фаской; б — возникновение контакта в двух точках при углублении штифта в отверстие; в — схема заклинивания в результате действия внешней силы  $F_1$ , приложенной в точке А; г — вставка штифта под действием внешней силы  $F_2$ , приложенной в точке В.

Этот подход подобен разработке специальных механизмов и приемлем в робототехнике лишь в случае, когда допуски на монтаж достаточно велики.

*Монтаж с управлением по замкнутому циклу.* В данном способе от робота требуются более низкие точностные характеристики. Однако вид и характер его действий изменяются в зависимости от усилий, возникающих при установлении контакта между переносимым предметом и внешней средой (рис. 8.18). Реализацию подобного восприятия усилий можно обеспечить явным или косвенным образом, используя различные средства:

1) силомоментный датчик (для измерения сил и моментов), обеспечивающий управление различными степенями подвижности робота;

2) силомоментный датчик для сбора информации, обрабатываемой индивидуальными микропроцессорами, включенными в следящую систему в зависимости от конструкции манипулятора (числа степеней подвижности). Таким образом, исполнительный орган становится самокорректирующимся, что позволяет повысить быстроту действия и обеспечить приспособление к различным задачам;

3) упругие элементы, чувствительные к усилиям, возникающим в месте контакта с внешней средой. Под действием этих усилий упругие связи деформируются и обеспечивают малые смещения стыкуемых деталей, необходимые для правильного проведения монтажа.

*Примечание 1.* Термином самокорректировка положения (активная или пассивная) называется общее свойство рассмотренных выше устройств создавать корректирующие смещения в зависимости от усилий:  $x = c(f)$ .

*Примечание 2.* Несмотря на то что самокорректирующееся устройство не оснащено собственными датчиками и приводами, его можно рассматривать как систему, работающую по замкнутому циклу, потому что определяется текущая величина усилия (с помощью упругой деформации) и осуществляется обратная связь (с помощью взаимных перемещений собираемых деталей).

*Способы реализации.* Силы реакции, возникающие при контакте первичного и вторичного объектов, оказывают влияние на все элементы кинематической цепи манипулятора, расположенные до вторичного объекта. При этом в зависимости от размещения сенсорных элементов возможны три типа технических решений:

1. Определение усилий в соединении вторичный объект — хват («кисть»). Чувствительные элементы (тактильные датчики, искусственная кожа и т. д.) размещаются на «пальцах» или

на «ладони». Этот способ редко применяется в производственных условиях, так как необходимо уметь определять усилия, возникающие при взаимодействии двух собираемых объектов, по результатам измерения усилий в соединении вторичный объект — схват. Это довольно сложно, поскольку связь между этими двумя величинами зависит от конструкции схвата, формы удерживаемого предмета, способа выполнения захвата (изостатический захват или нет) и т. д.

2. Определение сил и моментов сопротивления с помощью приводов манипулятора. В данном способе используются соотношения между определяемыми величинами, пропорциональными силам и моментам в приводах, и некоторыми их рабочими характеристиками, такими, как ток в якоре электродвигателя постоянного тока, разность давлений в камерах гидроцилиндра и т. д.

3. Определение усилий в соединении схват — манипулятор («запястье»). Такое промежуточное решение нашло наибольшее распространение. Чувствительные датчики размещаются непосредственно на элементах, соединяющих схват со звеньями манипулятора. Можно сказать, что исполнительный орган образован из двух различных (часто съемных) модулей с разграниченными функциями захвата и самокорректировки положения.

Ниже рассмотрено несколько решений третьего типа, которые в настоящее время разрабатываются в лабораториях или уже внедрены в производство.

#### 8.3.4. Устройства с пассивной самокорректировкой положения за счет упругих связей

**Принцип действия.** При соединении схвата со звеном кинематической цепи манипулятора с помощью системы стержней с шарнирами можно проводить перемещение схвата для изменения положения центра тяжести и переориентацию удерживаемой детали (например, штифта). В этом случае во избежание заклинивания штифт нужно не «вталкивать» в отверстие, а вводить (т. е. постоянно корректировать его направление) (разд. 6.3.2). С геометрической точки зрения подобное устройство должно обеспечить:

- компенсацию отклонений от коаксиальности отверстия и штифта за счет поступательного движения штифта (две поступательные степени свободы в плоскости, перпендикулярной оси);
- компенсацию угловых отклонений за счет поворота штифта до совпадения обеих осей (две вращательные степени свободы вокруг взаимно ортогональных осей, перпендикулярных оси штифта).

Эти четыре степени свободы (при малых отклонениях) могут быть обеспечены различными способами. В частности, в отдельных случаях они могут быть не связаны между собой, но это не обязательно.

С динамической точки зрения очевидно, что упругость системы не может быть произвольной, так как

- устройства с повышенной жесткостью могут проводить корректирующие движения лишь при больших контактных усилиях;

- устройства с малой жесткостью чрезвычайно чувствительны к случайным возмущениям (силам инерции, вибрациям). В результате перемещение штифта может выйти из-под контроля еще до начала монтажа.

Более того, для различных направлений ввода оптимальные коэффициенты жесткости неодинаковы и могут варьироваться в зависимости от вида осуществляемого соединения (монтаж с зазором, монтаж с натягом) и свойств соединяемых объектов (размеров, масс, упругости, состояния поверхности и т. д.).

**Устройство с удаленным центром корректировки (Remote**

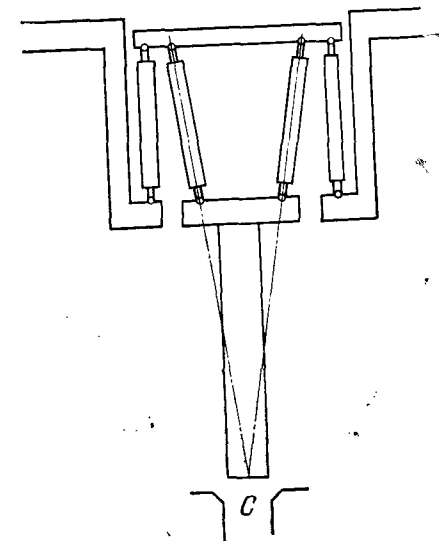


Рис. 8.19. Устройство с удаленным центром корректировки, в котором стержни подвижно закреплены на основаниях с помощью шаровых цапф (точка С является удаленным центром корректировки положения).

Compliance Center — RCC). Принцип действия этого устройства, разработанного Невинсом и Уитнеем, основан на геометрических свойствах шарнирного четырехугольника, обобщенных на случай трехмерного пространства (рис. 8.19):

- конструкция из трех параллельных стержней позволяет осуществлять поступательное перемещение (пространственная аналогия шарнирного параллелограмма);

● конструкция из трех стержней с пересекающимися осями позволяет получить подобие сферического шарнира, обеспечивающего повороты с небольшой амплитудой вокруг точки пересечения осей стержней, которая в данном устройстве называется центром корректировки и расположена в конце штифта. Подобное устройство позволяет разграничить поступатель-

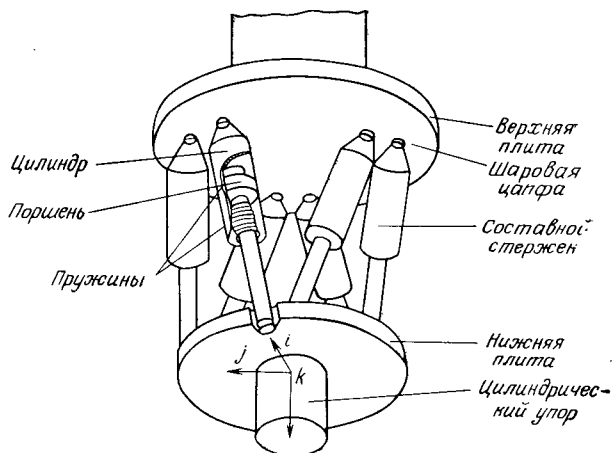


Рис. 8.20. Устройство с пассивной самокорректировкой положения. (По данным *Assembly Automation*, 1980.)

ное и вращательное перемещения штифта, которые вызваны усилиями, приложенными в центре корректировки *C*. Очевидно, при вставке эти усилия совпадают с силами и моментами реакции, возникающими при контакте штифт—отверстие. В данном случае центровка обеспечивается за счет скольжения фаски штифта по фаске отверстия.

С помощью такого устройства можно очень быстро (за несколько долей секунды) осуществлять вставку с малым зазором (сотые доли миллиметра); например, сборка автомобильного генератора с его помощью производится за 2 мин 42 с.

**Устройство с пассивной корректировкой положения** (*Passive Compliance device—PCD*) (разработано в Новой Зеландии в Университете *Canterbury*). По конструкции оно напоминает устройство с удаленным центром корректировки, однако принципы их работы различаются (рис. 8.20). Оно представляет собой деформируемую конструкцию из жестких, но с изменяемой длиной составных стержней, которые образуют две группы параллельных соединений, шарнирно закрепленных на двух пластинах. При поступательном движении удерживаемого предмета соединительные стержни поворачиваются, а при его

вращении (с малой амплитудой) они незначительно удлиняются или укорачиваются. С точки зрения технического исполнения представляют интерес некоторые оригинальные идеи, лежащие в основе создания этого устройства:

1) изменение длины соединительных элементов осуществляется с помощью поршней, размещенных на пружинах;

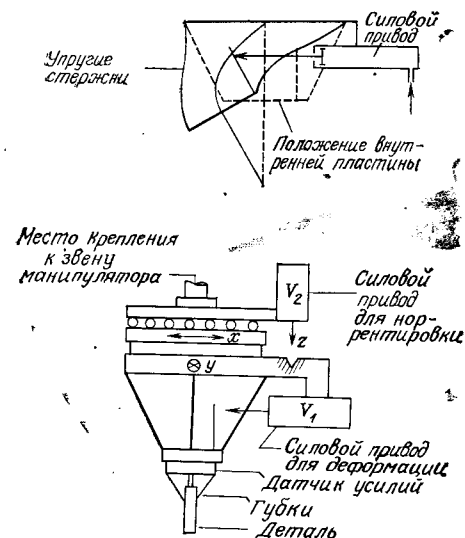


Рис. 8.21. Принцип действия самокорректирующегося устройства положения с изменяемой структурой.

2) соединительные элементы крепятся с помощью шаровых цапф.

**Самокорректирующееся по положению устройство с изменяемой структурой.** Разработано в Лаборатории автоматки г. Безансона и изготовлено фирмой *Sogmel*. Корректировка движения схвата производится с помощью системы с упругими связями, осуществляющими поворот схвата и его поступательное движение, а также датчиков и приводов, работающих по принципу прерывателей релейного типа (рис. 8.21). Стратегия действий робота вырабатывается на основе анализа последовательности операций при выполнении данной задачи человеком вручную. Особое внимание обращается на предварительный наклон вставляемого штифта относительно оси отверстия. При этом утрачивается потребность в изготовлении фаски и может быть увеличена погрешность при установлении штифта (в данном способе зона приемлемой погрешности позиционирования фактически равна площади отверстия). Наклон проводится с помощью силового цилиндра  $V_1$ , который создает первоначальную деформацию упругой структуры. При вертикальном сближении обеспечивается неподвижность по направлениям  $x$

и  $y$  (гидроцилиндр  $V_2$ ). О возникновении контакта наклоненный штифт — отверстие сигнализирует миниатюрный датчик усилий, помещенный между упругими стержнями и схватом.

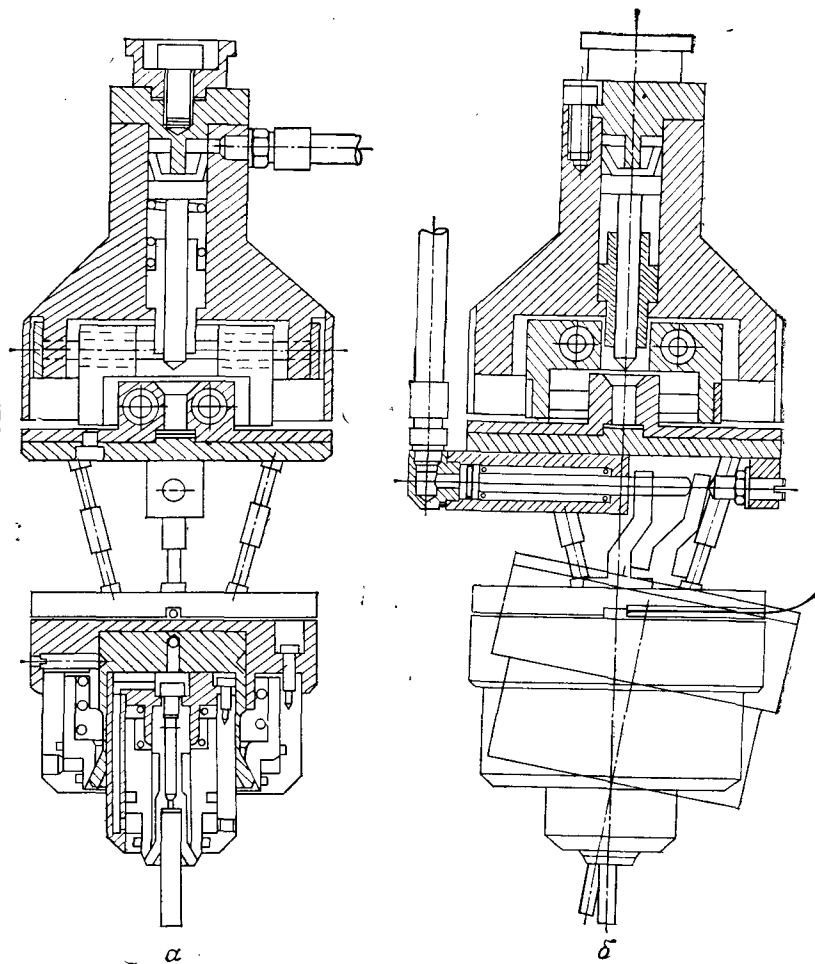


Рис. 8.22. Схема самокорректирующегося по положению устройства.  
а — продольное сечение схвата; б — боковое сечение схвата.

Схват продолжает вертикально опускаться штифт до полной остановки движения (возникновение контакта в трех точках), обнаруживаемой по превышению некоторого порога усилий. На данном этапе производится перецентрировка штифта по отношению к отверстию за счет малой дополнительной деформации

упругой структуры стержней устройства. В результате перемещения по  $x$  и  $y$  становятся возможными, и за счет энергии упругой деформации штифт выпрямляется, что обеспечивает правильное смещение всей системы штифт — структура. После этого временно прерванное опускание схвата возобновляется и производится до окончания вставки. В течение этого времени упругая система компенсирует случайные угловые отклонения.

На различных этапах выполнения сборки датчик вертикальных усилий также выполняет функцию предохранительного устройства системы, которое сигнализирует об отклонениях усилий от нормы и таким образом позволяет при возможных нарушениях в работе избежать повреждений деталей и органов робота. На рис. 8.22 представлен вариант схемы схвата, работающего по описанному выше принципу.

Из экспериментальных работ упомянем о способе вставки стального штифта диаметром 2 мм в расточное отверстие из того же материала с зазором 0,01 мм, при этом допустимо первоначальное отклонение оси схвата от оси отверстия до 1,2 мм. Такое устройство особенно пригодно для монтажа мелких деталей, так как в данном случае фаска (если она существует) всегда выполнена с низким качеством и имеет малую величину. Наконец, этот исполнительный модуль осуществляет вставку цилиндрических штифтов диаметром 0,5—8 мм.

### 8.3.5. Устройства с активной самокорректировкой положения за счет упругих связей

**Принцип действия.** В основе конструкции всех данных устройств лежит принцип проведения корректирующих движений в соответствии с точно измеренными усилиями в контакте штифт — отверстие. Поэтому эти устройства должны оснащаться датчиками усилий на исполнительном органе, системой обработки информации, определяющей по измеряемым усилиям величину необходимых перемещений, и приводами для проведения корректирующих движений.

В данной книге мы не рассматриваем принципы действия датчиков<sup>1)</sup>, а также способы осуществления корректирующих движений с помощью основных приводов, управляющих перемещением манипулятора большой амплитуды. Принципиально эти вопросы ясны, но не всегда достаточно хорошо реализуемы на практике.

<sup>1)</sup> Эти вопросы рассмотрены в книге Куафе Ф. Взаимодействие робота с внешней средой. — М.: Мир, 1986.

Здесь же определенное внимание уделяется конструктивным решениям, когда малые перемещения осуществляются специальными приводами. Подобные устройства более громоздки и работают медленнее, чем системы с пассивной корректировкой, однако их возможности более универсальны.

**Активное самокорректирующееся устройство**, показанное на рис. 8.23, было создано Ван Брюсселем и Симонсом из Лувенского католического университета (Бельгия). Перемещение кор-

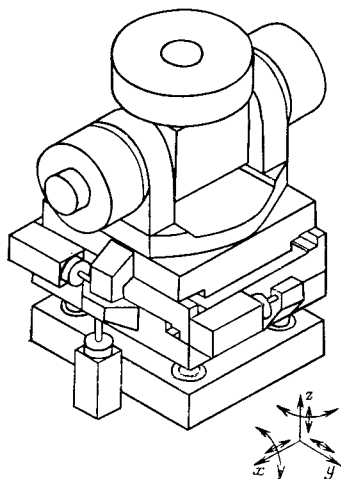


Рис. 8.23. Активный самокорректирующийся схват.

ректирующего устройства, имеющего пять степеней свободы, производится с помощью контроля внутренних усилий. Таким образом, искусственно достигается регулируемая корректировка движений в течение всего времени (даже во время ввода), что обуславливает широкие возможности данной системы.

При сборке движение схвата осуществляется с помощью алгоритма, определяющего для каждого момента времени наилучшее перемещение, исключающее заклинивание. При самообучении вставка штифта повторяется несколько раз, при этом в каждом случае определяются силы реакции и другие регулируемые параметры.

**Рабочий стол.** Для уменьшения габаритов исполнительных органов работа можно размещать приводы и датчики на сборочном столе, или, точнее, на стойке вспомогательного исполнительного органа, удерживающего первичный объект для его сборки со вторичным объектом. Схема подобной системы, разработанной фирмой Hitachi, приведена на рис. 8.24. Она оснащена датчиками усилий и имеет шесть степеней свободы. Функции ее исполнительных органов различны. Основной манипулятор

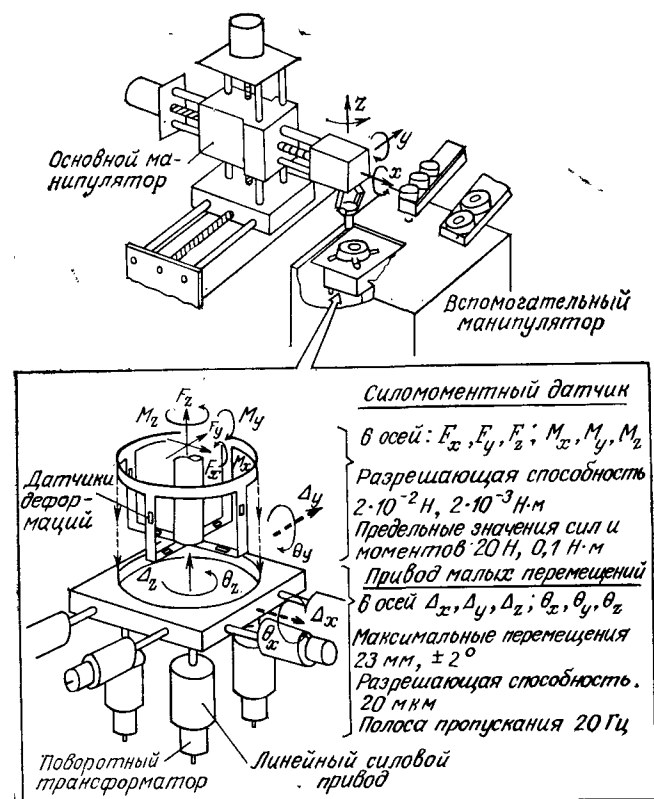


Рис. 8.24. Схема рабочего стола с шестью степенями свободы. (По данным 11<sup>е</sup> ISIR, 1981.)

(удерживающий вторичный объект) предназначен для больших перемещений. Корректировку движения с высокой точностью осуществляет вспомогательный манипулятор, имеющий систему звеньев и схват (губки).

#### 8.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Конструированию исполнительных органов манипуляторов и технологии изготовления, а также механическим структурам и принципам их действия можно было бы посвятить целые тома. В данной книге мы лишь кратко описали некоторые из этих вопросов с целью показать на конкретных примерах технико-экономическое значение и всю сложность этой важной области робототехники.

## ГЛАВА 9

## Принципиальная схема и конструкция робота

Подобно любой технической системе, робот нельзя рассматривать как механическую совокупность составляющих его органов даже на уровне выполнения операций. Функции, выполняемые схватом и манипулятором, достаточно сложны и зависят от конструкции, и тем не менее их следует разрабатывать с учетом общей структуры робота.

Данная книга не затрагивает проблемы выбора архитектуры робота. Ниже рассмотрены лишь некоторые основные связи между принципиальной схемой и конструктивным оформлением робота.

### 9.1. ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ПИТАНИЯ ПРИВОДОВ РОБОТОВ

Приводы, управляющие сочленениями манипуляторов, могут питаться от источников энергии трех типов: электрических, гидравлических, пневматических. Пневматические приводы были созданы относительно недавно. И пока трудно дать правильную оценку их применению, которое на первых порах кажется достаточно сложным, но является перспективным. Классическая проблема состоит в выборе между электрическими и гидравлическими приводами.

#### 9.1.1. Электрическая энергия

Электроприводы обладают рядом бесспорных достоинств.

- Их энергообеспечение производится от электросети, хотя переменное напряжение в сети, передаваемое с частотой 50 Гц, обычно непосредственно не используется.

- При передаче и потреблении электроэнергии не загрязняется окружающая среда.

- Особенности использования электроэнергии и характеристики электроприводов хорошо известны многим инженерам и проектировщикам.

- Электроэнергию достаточно просто передавать на расстояния, используя при этом легкие и гибкие линии связи, что особенно ценно в случае использования систем с изменяемой геометрией.

Однако электродвигатели мало пригодны для обеспечения медленных или прерывистых движений манипулятора робота, так как вращаются с большой скоростью и развивают малые моменты (по сравнению с аналогичными гидродвигателями той же мощности). Поэтому почти всегда необходимо соединять их с редукторами, что увеличивает общую массу привода. Более того, коллекторный двигатель постоянного тока не может поддерживать достаточно большой движущий момент при длительной остановке манипулятора. Действительно, величину момента для обеспечения неподвижного состояния нельзя получить методом экстраполяции механической характеристики на очень малые скорости вращения, так как при этих скоростях ток сосредоточен лишь в некоторой зоне коллектора (а не распределен по всему объему) и в результате нагрев происходит локально.

С экономической точки зрения в стоимость привода кроме стоимости двигателя и редуктора приходится также включать стоимость электронных устройств, преобразующих первоначальную электроэнергию сети к виду, пригодному для получения мощности, которую потребляет данный двигатель.

#### 9.1.2. Гидравлическая энергия

Гидродвигатели пока не получили широкого применения, так как стоимость гидроэнергии еще достаточно высока (необходимо для каждого робота отдельно вырабатывать гидроэнергию, и имеются большие потери за счет принципиальных особенностей конструкции даже с модульными устройствами (с ограниченной утечкой масла в установившихся пределах)).

Кроме того, особенности использования гидроэнергии и характеристики гидродвигателей мало известны потребителям (необходимо обучать специалистов). В результате этого сложность применения гидродвигателей часто преувеличивается и недооценивается возможность получения соответствующих высоконадежных технических решений, особенно ценных в роботах, применяемых в авионавтике или для ремонтно-строительных работ.

В действительности и с технической, и с экономической точки зрения сравнивать оба типа приводов очень трудно, так

как при этом необходимо учитывать не только данные о приводах с системами управления (преобразователь, двигатель и редуктор), но и требования, налагаемые ими на остальные элементы конструкции робота (разд. 9.1.3). Существенным параметром при сравнении является удельная мощность на единицу массы двигателя, которая для гидравлических систем больше и может достигать  $\sim 10$  кВт/кг. Эта разница возрастает еще в связи с тем, что гидродвигатель часто имеет автономное питание и может быть установлен на более простом и легком редукторе, чем его электрический аналог.

Мощность, переносимая жидкостью, пропорциональна давлению. Однако необходимо также учитывать массу и габаритные размеры баков и трубопроводов. Поэтому нецелесообразно создавать давления, превышающие величину порядка сотни бар (при этом давлении можно применять гибкие и легкие трубопроводы и существуют простые конструктивные решения проблемы стыковки и герметичности).

### 9.1.3. Требования к конструкции роботов

Отметим, не принимая за строгое правило, очевидную зависимость между типом конструкции робота и способом приведения его в движение. Так, использование гидравлики требует организации автономного питания, при котором каждый привод размещается непосредственно на оси сочленения, которое он приводит в движение. Подобный тип размещения приводов делает возможным построение манипулятора робота в виде раздельной кинематической цепи, позволяя создавать ее элементы в виде модулей (в виде соединения стандартных элементов, выполняющих все функции, необходимые для обеспечения одной степени подвижности манипулятора).

При использовании электроэнергии питание, как правило, централизовано и источники расположены на некотором расстоянии от управляемых сочленений. При этом стремятся найти компромиссное решение между двумя тенденциями: облегчением конструкции робота благодаря удалению из нее двигателей и увеличением массы, габаритов, трения, зазоров и т. д. за счет введения органов передач движения по предшествующим сочленениям.

Поэтому в данном случае часто применяют конструкцию в виде единой кинематической цепи, когда каждый элемент выполняет много функций (и тем самым их трудно создавать в виде отдельных модулей).

Другие требования обусловлены действием на конструкцию робота силы тяжести.

## 9.2. ДЕЙСТВИЕ СИЛЫ ТЯЖЕСТИ

Конструкция робота должна выдерживать собственный вес (часто намного превышающий полезную нагрузку). Отсюда вытекают два различных требования: в неподвижном состоянии робот должен поддерживать заданную конфигурацию, несмотря на действие силы тяжести (т. е. не должен прогибаться), а при движении режим работы двигателей определяется тем, как направлены развиваемые ими усилия — по направлению силы тяжести или против нее. С другой стороны, усилие, необходимое для уменьшения влияния силы тяжести, часто намного превышает полезное усилие.

### 9.2.1. Действие силы тяжести на робот в неподвижном состоянии

Электродвигатели постоянного тока плохо приспособлены для поддержания постоянного момента, но поскольку почти всегда их устанавливают на редукторах, то возникают сухое трение и самоторможение передачи. В частности, необратимые передачи болт — гайка обеспечивают идеальную неподвижность робота.

С помощью гидродвигателей или гидроцилиндров можно непосредственно уравнивать силы тяжести. Однако это техническое решение имеет два недостатка: сложность обеспечения безопасности в случае внезапного спада давления и расходование энергии в неподвижном состоянии (компенсация внутренних утечек).

Чаще всего эти трудности устраняются благодаря применению статического уравнивания, которое при использовании необратимых связей или тормозных электромагнитных муфт обладает определенными достоинствами. В частности, оказывается несложно с помощью отключения гидравлических двигателей приводов использовать манипулятор в режиме ручного управления для прямого обучения или любого другого вмешательства человека-оператора в управление движением.

### 9.2.2. Действие силы тяжести на робот при движении

Независимо от типа расходуемой энергии приходится уравнивать силу тяжести и при перемещениях манипулятора. Это позволяет использовать двигатели малой мощности, работающие в режиме, не зависящем от направления развиваемых ими усилий.

В общем случае не представляется возможным обеспечить полное уравнивание, так как структура манипулятора силь-

но изменяется в ходе выполнения производственной операции и нагрузка непостоянна. Однако для устранения причин, нарушающих равновесие, часто оказывается достаточно действия сухого трения.

Уравновешивание можно проводить разными способами.

### 9.2.3. Уравновешивание противовесами

На рис. 9.1 представлен очень простой случай — одно звено длиной  $l$  с закрепленной на его конце массой  $m$ . Эту массу при любом положении звена можно уравновесить массой  $M$ , расположенной на противоположном конце стержня дли-

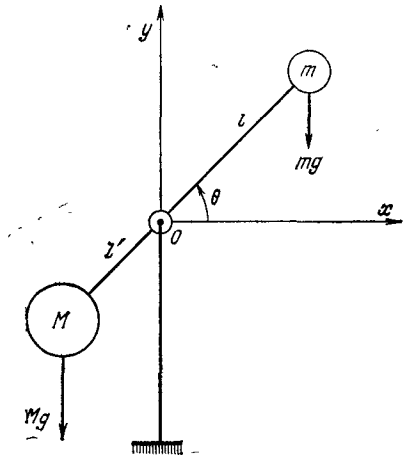


Рис. 9.1. Уравновешивание противовесом.

ной  $l'$  (продолжению звена в противоположную сторону от сочленения), т. е.  $Ml' = ml$ . Целесообразно длину рычага  $l'$  выбрать такой, чтобы ограничивались не только габариты, но и полный момент инерции относительно оси сочленения:

$$J = ml^2 + Ml'^2 \quad \text{или} \quad J = ml^2 [1 + (l'/l)].$$

### 9.2.4. Пассивное уравновешивание пружинами

Эта идея может вызвать удивление: пружина создает упругую силу реакции, пропорциональную ее удлинению, и создается впечатление, что при этом возможно лишь единственное положение равновесия, как в случае, показанном на рис. 9.2, который неприемлем на практике. На самом же деле следует учитывать, что в общем случае момент силы тяжести относительно данного сочленения является нелинейной функцией переменных кинематических пар, которую необходимо об-

ратить в нуль с помощью пружины. Проиллюстрируем этот способ на примере шарнира, изображенного на рис. 9.3. Требуется найти значения параметров пружины (жесткость  $k$ , первоначальную длину  $\rho$ , заданные положения креплений болтами на верхнем и нижнем звеньях и т. д.), при которых момент силы реакции пружины на звено относительно оси шарнира равен по

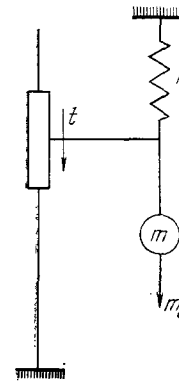


Рис. 9.2. Уравновешивание пружинной при одном положении равновесия.

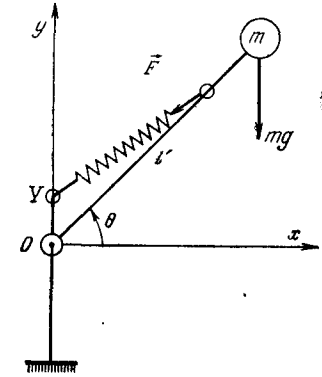


Рис. 9.3. Уравновешивание пружинной независимо от положения равновесия.

величине и противоположен по направлению моменту, создаваемому силой тяжести. Обозначим длину звена через  $l$ , а координаты точки крепления в системе, связанной с нижним звеном через  $X$  и  $Y$  и расстояние от точки крепления на верхнем звене до оси через  $l'$ . Тогда получим следующее выражение для момента силы  $F$  пружины:

$$C_1 = kl' (Y \cos \theta - X \sin \theta) \left( 1 - \frac{\rho}{\sqrt{l'^2 + X^2 + Y^2} - 2l'X \cos \theta - 2l'Y \sin \theta} \right).$$

Этот момент должен уравновесить момент силы тяжести тела массой  $m$ :

$$C_2 = -mgl \cos \theta.$$

Видно, что равновесие не может быть точным. Оптимальное решение внутри интервала  $[\theta_0, \theta_1]$  получается путем варьирования свободных параметров:

$$C_1 + C_2 \approx 0.$$

Для того чтобы действие пружины было одинаковым относительно среднего положения  $\theta = \pi/2$ , естественно положить  $X=0$ , что следует из условий равновесия в вертикальном положении. Уравновешивание будет тем точнее, чем ближе ось со-

членения к креплению к нижнему звену и дальше от крепления к верхнему (выходному) звену:  $Y \ll l'$ . Таким образом, условие равновесия будет иметь вид

$$k(l' - \rho)Y = mgl.$$

### 9.2.5. Активное уравнивание с помощью силового цилиндра

В данном способе уравнивающая сила имеет постоянную величину независимо от системы управления данным сочленением, однако ее направление может изменяться так, чтобы изменения создаваемого ею момента относительно оси сочленения и момента силы тяжести подчинялись бы одинаковому закону. При этом обычно используются пневматические силовые цилиндры одностороннего действия (рис. 9.4).

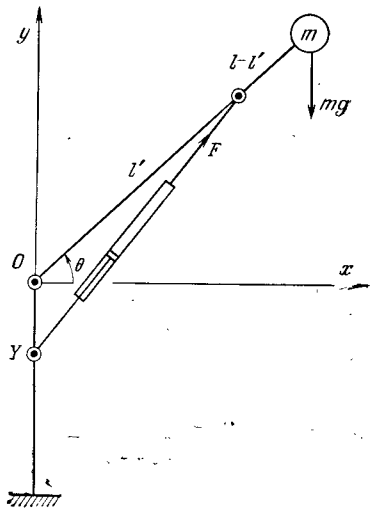


Рис. 9.4. Уравнивание с помощью силового цилиндра.

Для приведенного выше примера выражение для момента  $C_1$ , создаваемого силой  $F$  реакции силового цилиндра, имеет вид

$$C_1 = \frac{Fl'(X \sin \theta - Y \cos \theta)}{\sqrt{(X - l' \cos \theta)^2 + (Y - l' \sin \theta)^2}}.$$

Равновесие в вертикальном положении возможно при условии  $X=0$ . В других положениях приближенное равновесие имеет место, если  $F = (1/|Y|)mg$ , где  $Y < 0$  и  $|Y| \ll 1$ .

Данное решение выгодно отличается от уравнивания пружинами тем, что динамические характеристики (собствен-

ные частоты и т.д.) меняются не очень сильно. Кроме того, в обоих рассмотренных способах момент инерции всей системы изменяется меньше, чем при уравнивании противовесами.

### 9.3. ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИЙ

Инерционные и упругие силы являются причинами возникновения механических резонансов, которые нарушают нормальное функционирование робота, особенно на низких частотах, когда резонансными амплитудами нельзя пренебречь. В результате возникают неконтролируемые отклонения от траектории движения манипулятора (в частности, перескоки через запрограммированные положения остановки) и увеличивается время переходного процесса даже для быстродействующих систем.

Так как роботы функционируют в разнообразных условиях, вероятность возбуждения вибраций во время движения очень велика. Это явление пытаются устранить различными способами на разных уровнях.

● *На уровне системы управления.* При наличии точной динамической модели и возможности проводить необходимые вычисления в ходе производственного процесса можно по желанию менять режимы наблюдения и управления. Указанные требования не всегда выполняются, так как в модель входят нелинейные функции переменных кинематических пар, содержащие часто плохо известные параметры (нагрузки, трение и т.д.). Кроме того, возникает проблема существования многих режимов работы, на которые система управления не оказывает влияния, например «поперечные» относительно движения моды согласно степеням подвижности сочленения.

● *На уровне структуры.* Как показано в гл. 2 и 6, часто требуется большая жесткость рабочих органов звеньев, так как это позволяет одновременно добиться высокой статической точности (состояние равновесия манипулятора достигается за счет малых деформаций в соответствии с измерениями внутренних датчиков) и большей устойчивости к вибрациям (возбуждаются лишь высокочастотные вибрации с пренебрежимо малыми амплитудами).

Для этого используются специальные конструкции манипулятора (например, с замкнутыми кинематическими цепями твердых тел), которые увеличивают его массу и размеры. Поэтому конструкторы стремятся сделать манипуляторы гибкими и легкими и учесть эти свойства при управлении по замкнутому (относительно параметров рабочей среды) циклу. Однако данный подход не решает проблемы устранения поперечных мод.

● *На уровне динамического уравнивания.* В консольных конструкциях усилия, действующие на сочленения, несимметричны, и в тех случаях, когда в них развиваются переменные усилия, могут возникнуть вибрации. Этот нежелательный эффект можно уменьшить путем тщательно выполненной компенсации асимметрии, вносимой консолями и неуравновешенными звеньями (по крайней мере в первом приближении).

● *На уровне амортизаторов.* Трение в соединениях по своей природе вызывает затухание колебаний (амортизацию). К сожалению, при малых скоростях редко удается достаточно точно описать это явление, чтобы правильно учесть его в законах управления, в которых в наиболее неблагоприятном случае (сухое трение минимально или пренебрежимо мало) обычно вводится необходимое затухание путем применения отрицательной тахометрической обратной связи. Поэтому не рекомендуется увеличивать трение между твердыми телами, особенно в гибких манипуляторах, в которых такое увеличение приводит к существенному снижению точности позиционирования робота.

С другой стороны, мы уже говорили о целесообразности введения необратимых соединений с трением для разъединения механических подсистем с целью устранения колебаний (системы с «разомкнутой обратной связью»). Малые же поперечные колебания можно погасить, приклеивая на концы органов демпфирующие материалы (пенопласт).

#### 9.4. РОЛЬ ПЕРИФЕРИЙНЫХ УСТРОЙСТВ

С целью улучшения функционирования робота создаются системы двух классов: периферийно-информационные и периферийно-операционные системы.

##### 9.4.1. Периферийно-информационные системы

Функция этих систем состоит прежде всего в том, чтобы упростить диалог человек — машина в основном при программировании задач. Кроме классических устройств с кнопками или потенциометрами используются аналоговые средства, осуществляющие управление многими степенями подвижности с помощью движения руки оператора (рукоятка управления, синтезатор, копирующий механизм).

Копирующим механизмом называется пассивная многозвенная система со структурой, идентичной работающему манипулятору, с коэффициентом подобия, равным чаще всего единице. Такие устройства часто применяются в случаях, когда рабочие условия определены нечетко. Благодаря отсутствию привода вес

конструкции существенно уменьшается, однако возникает необходимость уравнивать силу тяжести. Более того, устройству, управляемому человеком-оператором, желательно придавать внешний вид действующего манипулятора. Тогда оператор будет иметь более наглядное представление о ходе процесса и сможет лучше учитывать при программировании действий габариты робота и предотвращать столкновения с предметами внешней среды и между отдельными частями манипулятора.

##### 9.4.2. Периферийно-операционные системы

Расположенные равномерно в рабочем пространстве робота, эти дополнительные устройства предназначены для облегчения выполнения роботом его задачи (с точки зрения улучшения механических характеристик и обработки информации). Приведем два характерных примера подобных систем.

**Пример 1.** В бункерных устройствах сборочного робота для подачи деталей небольших размеров применяются:

вибрационный бункер для извлечения деталей при их хаотическом расположении;

механическая ловушка с селектором, позволяющая передавать лишь те детали, которые соответствуют требуемой ориентации (из конечного множества);

вибрирующий транспортер, в котором для подачи деталей используются малые поступательные перемещения;

бункер, где хранится полностью ориентированная деталь для захвата роботом.

**Пример 2.** Стол для фиксации положения деталей при работе сварочных роботов.

Свариваемые детали удерживаются с помощью упоров на общем столе. Размер деталей и/или достижимые зоны сварки не всегда приемлемы для геометрии манипулятора данного сварочного робота при их установке на неподвижном основании. Эти трудности можно устранить, используя вспомогательные механизмы, например вращающийся и наклоняемый стол, на котором детали устанавливаются в полностью определенном и приемлемом для робота положении.

Большинство устройств фиксации положения деталей попеременно работает на двух столах, и во время сварки роботом на одном столе человек-оператор устанавливает детали на другом. Смена положений производится с постоянной скоростью, причем рабочие положения фиксируются по шкале и число их ограничено (например, деление шкалы равно 45°).

Оба примера иллюстрируют пути повышения производительности труда данного робота при среднесерийном производстве с помощью простых средств, работающих как прерыватели.

Для получения аналогичных результатов при работе робота в несерийном производстве требуются дополнительные средства, анализирующие состояние внешней среды и положение манипулятора. Это может быть выполнено с помощью следующих операций:

- распознавания и извлечения детали из кучи (при сборке) или же очень точной установки детали (при сварке);
- захвата произвольно расположенного предмета и манипулирования с ним без изменения его ориентации (при сборке);
- сварки в любом положении при обходе препятствий.

Основным недостатком периферийных устройств является отсутствие гибкости в работе, и при их проектировании необходимо проводить оптимизацию по технико-экономическому критерию. Однако, если в области конструирования данных средств и произойдет прогресс, очевидно, оптимальное решение никогда не будет состоять в том, чтобы превратить каждое периферийное устройство в настоящего робота.

### 9.5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Трудно провести полный обзор технологических проблем и устройств промышленных роботов. Проектировщику роботов приходится решать настоящие головоломки, выбирая возможные решения при большом числе ограничений и квазиразрешимых взаимоисключающих противоречий. Кроме того, необходимо правильно распределять операции между роботами и периферийным оборудованием для согласованности их действий. Поэтому разнообразие конструкций и большой объем лабораторных исследований не должны вызывать удивления.

Робототехника находится в начальной стадии своего развития и, без сомнения, будет претерпевать различные изменения в зависимости от степени совершенства технологии. В настоящее время разработка роботов пока остается искусством и увлекательной областью научных исследований.

## БИБЛИОГРАФИЯ

### К главам 1 и 2

Abdelmalek N. H. Robotics bibliography: 1970—1980, Part A: Applications of industrial robots, 1981; Part B: Research and development, 1982, National Research Council of Canada (Canada).

Demaurey M. O. Approche théorique de la conception de la structure mécanique d'un robot industriel, Thèse, n. 322, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (CH).

Engelberger J. F. Robotics in practice, Kogan Page, 1980 (GB).

Engelberger J. F. Designing robots for industrial environments, S. M. E. Technical paper, n. 76-600, 1976, 12 p. (USA).

Ferretti M. Le dossier de la robotique industrielle, *Le Nouvel Automatismes* (sept. — nov. 1978) (F).

Ferretti M. Panorama de 150 manipulateurs et robots industriels, *Le Nouvel Automatismes*, n. 26, pp. 56—77 (1981) (F).

Foucl J. N., Lopez P. Initiation à la robotique, *Le Nouvel Automatismes* (sept. — dec. 1980) (F).

Gomersall A., Farmer P. Robotics bibliography: 1970—1981, I. F. S. (Publications) Ltd., 1981, (GB).

Lhote F. La robotique légère, Précision, n. 1, pp. 16—20, 1983 (CH).

Makino H. A kinematical classification of robot manipulators, Proc. of the 6th Int. Symp. on Industrial Robots, Nottingham, mars 1976, pp. F.2-11-24 (GB).

Péiteau M., CADRATIC: un robot d'assemblage, 57ème congrès Société suisse de chronométrie, Montreux, 1982 (CH).

Roche A., Devimeux J. P. Fichier manipulateurs et robots, Centre technique des Industries Mécaniques, 1981 (F).

Romeo C., Camera A. The D. E. A. Assembly system. Proc. 10th I. S. I. R., Milan, 1980 (I).

Salmon M. Programmable assembly system, S. M. E. paper n. MS 79-298, 1979, 14 p. (USA).

Salmon M. SIGMA, an integrated system for general automatic manipulative work, *Robots and Automation in Manufacturing Industries*, n. 5, pp. 87—113 (1976) (I).

### К главам 3 и 4

Abignoli A., Louis J. P., Thuang S. Modélisation et commande d'un moteur pas-à-pas à aimant permanent, *Automatismes* (août-sept. 1977) (F).

Арменский Е. В., Фалк Г. Б. Электрические микромашинны. — М.: Высшая школа, 1975.

Bost E. Moteurs à aimants terres rares-samarium-cobalt, *Revue technique C. E. M.* (oct. 1981) (F).

- Bühler H. Electronique de puissance, Traité d'électricité de l'E. P. F. L., vol. 15, Ed. Georgi, 1981 (CH).
- Bühler H. Electronique de réglage et de commande, Traité d'électricité de l'E. P. F. L., vol. 16, Ed. Georgi, 1979 (CH).
- Champrade R. Commande électronique des moteurs à courant continu, Eyrolles, 1975 (F).
- Delattre M. Les moteurs série T. F. dits «fort couple» appliqués à la machine-outil, *Revue technique, C. E. M.*, (mars 1978) (F).
- Fitzgerald A. E., Kingsley C. Electric machinery, Int. Student Edition, McGraw-Hill, 1961, (USA).
- Foule J. N., Lopez P. Introduction à la robotique: sources d'énergie et actionneurs, *Le Nouvel Automatisme*, 25 (16), pp. 46—54 (1980) (F).
- Gaillard G., Chirignan C. Optimisation thermique des servomoteurs AXEM, *Revue technique C. E. M.* (avr. 1977) (F).
- Goedel C., Abignoli M. Banc d'essais pour les moteurs pas-à-pas avec microprocesseur, *Mesure, Régulation, Automatisme* (oct. 1977) (F).
- Guegan D. P. Calcul des servomoteurs AXEM et INCREDYNE dans les systèmes incrémentaux, *Revue technique C. E. M.* (nov. 1972) (F).
- Henry-Baudot J. Les machines électriques en automatique appliquée, Dunod, 1967 (F).
- Henry-Baudot J., Lacroux G. Petits moteurs électriques, Techniques de l'Ingénieur, D545, Editions Techniques, 1980 (F).
- Heroin P., Pierron G. Machines électriques d'asservissement, Ecole Supérieure d'Electricité, n. 2362/1, 1974 (F).
- Jacquin J. Les moteurs pas-à-pas, Dunod, 1974 (F).
- Jufer M. Transducteurs électromécaniques, Traité d'électricité de l'E. P. F. L., vol. 9, Ed. Georgi, 1979 (CH).
- Jufer M. Moteurs pas-à-pas: commande et réglage, *Mesure, Régulation, Automatisme* (sept. 1977) (F).
- Koroik K. The sleep motor: what it is and does, Proc. of the 3rd Symp. on Incremental Motion Control Systems and Devices, Univ. of Illinois, mai 1974 (USA).
- Laprais D. M. Un système de positionnement rapide et précis, l'Axumerik E, *Revue technique C. E. M.* (fév. 1981) (F).
- Lesueur Y. La série industrielle des servomoteurs AXEM, *Revue technique C. E. M.* (déc. 1979) (F).
- Müller G. Elektrische Maschinen, V. E. B. Verlag Technik, Berlin, 1977 (D).
- Regis A. Les servitudes du moteur courant continu à aimants permanents, *Revue technique C. E. M.* (mars 1980) (F).
- Seguier G. L'électronique de puissance, Dunod, 1978 (F).
- Steven A. E. Electromechanics and machines, Chapman and Hall, 1970 (USA).
- Weinmann D. Recoma: une nouvelle dimension aux applications d'aimants permanents, *Revue Brown-Boveri* (janv. 1979) (CH).

#### Ж главе 5

- Besson A. Détermination du débit normal d'une servovalve, *Energie Fluide*, mai 1975 (F).
- Blackburn J. F., Reethof G., Shearer J. L. Mécanismes et servomécanismes à fluide sous pression, Dunod, 1966 (F).
- Ducos C. Etat actuel de la technique des commandes hydrauliques, *Automatisme* (janv.—fév. 1978) (F).
- Faisandier J. Mécanismes hydrauliques et électrohydrauliques, Dunod, 1970 (F).

- Freeman F. G. Micropumps and motors, 3rd Int. Fluid Power Symposium, Turin, 1973 (I).
- Guillon M. L'asservissement hydraulique et électrohydraulique, T1 & T2, Dunod, 1972 (F).
- Lebrun M. Modélisation et simulation d'asservissement électrohydrauliques, Thèse de Docteur-Ingénieur n. 289, Université Claude Bernard, Lyon, 1978 (F).
- Lebrun M., Scarvarda S., Jutard A. Simulation sur ordinateur, à partir d'un programme de type SSPC, d'une servovalve à deux étages.
- Merrit H. E. Hydraulic control systems, John Wiley, 1967 (USA).
- Moog, Servocontrols, Technical Bulletin, janv. 1965.
- Perruchot J. P. L'amplificateur linéaire électrohydraulique, *Energie fluide*, mars 1978 (F).
- Pruvost J. C. Les servomécanismes hydrauliques et électrohydrauliques, *Technique et Documentation*, 1978 (F).
- Simon D. Contribution à l'étude de modules de motricité hydrauliques pour robot d'assemblage, Thèse de Docteur-Ingénieur n. 100, Univ. de Besançon, 1980 (F).
- Stepourjine R. Servomoteur hydraulique miniaturisé, Applications en robotique industrielle et médicale, Thèse de Docteur-Ingénieur n. 101, Univ. de Besançon, 1980 (F).
- Stepourjine R. Servomoteur électrohydraulique miniature, *Microtechniques*, n. 3, pp. 18—23 (1981) (F).

#### К главе 6

- Asada H., Kanade T., Reedy R. Design concept of direct-drive manipulator using rare-earth DC torque motors, Proc. of the 11th I. S. I. R., Tokyo, 1981 (J).
- Berger J. La famille des robots CADRATIC, Proc. of the 12th I. S. I. R., Paris, 1982 (F).
- Dalha C. Le mécanisme de Bennett: a propriétés et applications, Thèse de 3ème cycle, Univ. de Besançon, 1982 (F).
- Del Gaudio I., d'Auria A. Mechanical behaviour of SIGMA robot, Proc. of the 9th I. S. I. R., Washington, 1979 (USA).
- Duffy J. Analysis of mechanisms and robot manipulators, Arnold Publishers, 1980 (GB).
- Kersten L. The prototype wrist point assembly TACPAW, NASA-CR-150-885, nov. 1978, 67 p. (USA).
- Kersten L. The lemma concept: a new manipulator mechanism and machine theory, vol. 12, 1977 (USA).
- Kumer P., Truss P., Warner-Bartak C. G. System design features of the space shuttle remote manipulator, I. F. T. O. M., Montréal, 1979 (Canada).
- Mizutani T., Hasegawa K. On applications of differential gear mechanisms to manipulator, Proc. of the 11th I. S. I. R., Tokyo, 1981 (J).
- Prudhomme R., Lemasson G. Cinématique: théorie, applications, Dunod, 1966 (F).
- Pruvot F. Robots modulaires de la Régie Renault, *Automatisation flexible*, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1978 (CH).
- Salmon M. Consideration of the design of the Olivetti SIGMA: an industrial robot for the manufacturing industries, Proc. Ro-Man-Sy, Varsovie, sept. 1976, pp. 113—132.
- Veron M., Ris G. Interchangeabilité des robots, 3èmes journées scientifiques et techniques de la Production Automatisée, Toulouse, juin 1981 (F).
- Weichbrodt B. ASEA robot system—expanding the range of industrial applications, *Industrial Robot*, 3, n. 3, pp. 118—122 (sept. 1976) (GB).

## К главе 7

- Andre P., Bourjault A., Sepaser M. Modules de motricité électrohydrauliques à commande autoadaptive, Journée d'étude sur les nouvelles possibilités offertes à l'hydraulique-pneumatique par la microélectronique, CETIM, Senlis, 1983 (F).
- Ahrendt W. R. Servomechanism practice, McGraw-Hill, 1954 (USA). [Имеется перевод: Арендт В. Р., Свент К. Дж. Практика следящих систем. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1962.]
- Benzaken A., Krief J. P. Problèmes liés à l'énergie: détermination d'un moteur, Rapport de recherche, convention n. 76.055, I. R. I. A., avr. 1977 (F).
- Boursault A., Andre P., Sepaser M. Self-adaptive control of a high performance module, Proc. of the 13th Int. Symp. on Industrial Robots, Chicago, 1983 (USA).
- Chavey P., Henrioud J. M., Lhote F., Normand G., Simon D. Manipulateur programmable à hautes performances, Rapport de recherche, Convention n. 76.7.1905, D. G. R. S. T., mai 1978 (F).
- Chesnut H., Meyer R. W. Servomechanisms and regulating system design, vols. 1, 2, John Wiley, 1951 (USA).
- C. I. A. M. E. Capteurs français Pression, accélération (t. 1); Déplacement, La Documentation Française, 1981 (F).
- Coeuillet J. Choix des moteurs, *Automatisme* (fév. 1969) (F).
- Foulon L. Asservissement numérique d'un robot maître-esclave a retour d'effort, Thèse de Doctorat de 3ème cycle, Univ. de Paris-Sud, 1982 (F).
- Lhote F., Simon D., Berger J., Andre P. Programmable electrohydraulic motricity modules, Proc. of the 11th Int. Symposium on Industrial Robots, Tokyo, 1981 (J).
- Mansion D. Le point sur les capteurs: mesures de position et de déplacement, *Le Nouvel Automatisme*, n. 18, pp. 37—46 (1980) (F).
- Pellegrin M., Gille J. C., Decaulne P. Les organes des systèmes asservis. Dunod, 1965 (F).
- Pruvost J. C. Codeurs optiques incrémentaux, Le point en automatique, Technique et Documentation, 1981, pp. 198—257 (F).

## К главам 8 и 9

- Andreasen M. M., Kähler S., Lund T. Design for assembly: an integrated approach. Principles and strategy, Proc. of the 3rd Int. Conf. Assembly Automation, Stuttgart, mai 1982 (D).
- Arai T., Kinoshita N. The part mating forces that arise when using a worktable with compliance, Proc. of the 2nd Int. Conf. Assembly Automation, Brighton, août 1981 (GB).
- Berger J. La robotique dans les opérations d'assemblage, Proc. of the 12th I. S. I. R., Paris, 1982 (F).
- Berger J. Les robots d'assemblage multi-effecteurs, Colloque Micronora, Besançon, sept. 1982 (F).
- Berger J. Manipulateurs modulaires standards et dispositifs périphériques, Carrefour Robotique, Mulhouse, oct. 1982 (F).
- Berger J., Taillard J. P. Alimentateur vibrant, Compte-rendu de recherche, Convention 79.7.0748, D. G. R. S. T., 1981 (F).
- Borrel P. Modèle de comportement de manipulateurs. Application à l'analyse de leurs performances et à leur commande automatique, Thèse de Doctorat de 3ème cycle, Univ. des Sciences et Techniques du Languedoc, Montpellier, 1978 (F).
- Coince G., Pavlin C., Benzaken A., Bucharles A., Krief J. P., Labarrere A. Problèmes liés à l'énergie-étude exploratoire, Rapport, Convention de recherche n. 76-055, I. R. I. A., 1976 (F).

- Cutkosky M. R., Wright P. K. Position sensing wrists for industrial manipulators, Proc. of the 12th Symposium on Industrial Robots, Paris, 1982 (F).
- De Fazio T. L. Displacement-state monitoring for the Remote Center Compliance — Realisations & applications, Proc. of the 10th Int. Symp. on Industrial Robots, Milan, mars 1980 (I).
- Drake S. Using compliance instead of sensory feedback for high speed Robot Assembly, S. M. E. Paper AD 77-721, 1977 (USA).
- Drexel P. Modular flexible assembly system FMS from Bosch, Proc. of the 3rd Int. Conf. on Assembly Automation, Stuttgart, 1982 (D).
- Gerelle E. G. Force feedback control, Proc. of the 8th Int. Symposium on Industrial Robots, Stuttgart, 1978 (D).
- Goto T., Inoyama T., Takeyasu K. Precise insert operation by tactile controlled robot «HIT-Hand Expert-2», Proc. of the 4th Int. Symp. on Industrial Robots, Tokyo, 1974 (J).
- Jourden P. Les problèmes de préhension en robotique, *Revue Microtechniques*, n. 5 (1981) (F).
- Kasai M., Takeyasu K., Uno M., Muraoka K. Trainable assembly system with an active sensory table possessing 6 axes, Proc. of the 11th Int. Symp. on Industrial Robots, Tokyo, 1981 (J).
- Lundstrom G. Industrial robot grippers, *Industrial Robot*, vol. 1, n. 2, pp. 72—82, 1973 (GB).
- Lundstrom G., Glennie B., Rooks B. W. Industrial robots, Gripper review, IFS (Publications), Ltd., 1977 (GB).
- Makino H., Furuya N. Selective compliance assembly robots arm, Proc. of the 1st Int. Conf. on Assembly Automation, Brighton, 1980 (GB).
- Matsushi H., Hasegawa K. Study on the industrial robots with adaptability, *Bull. of the Tokyo Institute of Technology*, n. 123, pp. 115—129, 1974 (J).
- Mc Callion H., Johnson G. R., Pham D. T. Aids for automatic assembly, Proc. of the 1st Int. Conf. on Assembly Automation, Brighton, 1980 (GB).
- Mc Callion H., Johnson G. R., Pham D. T. A compliant device for inserting a peg in a hole, *The Industrial Robot*, 6, n. 2, pp. 81—87 (1979) (GB).
- Mc Callion H., Wong P. C. Some thoughts on the automatic assembly of a peg and a hole, *The Industrial Robot*, 2, n. 4, pp. 141—146, 1975 (GB).
- Nevins J. L., Whitney D. E. The force vector assembler concept, Proc. of the 1st Int. Symposium on the theory and practice of robots and manipulators, Udine, 1973 (I).
- Nevins J. L., Whitney D. E., Dunlavy M., Drake S. Exploratory research in industrial modular assembly, Proc. of the 4th Int. Symp. on Industrial Robots, Tokyo, 1974 (J).
- Nevins J. L., Whitney D. E. Research on advanced assembly automation, *Computer*, 10, n. 12 (1977) (USA).
- Nevins J. L., Whitney D. E. Computer-controlled assembly, *Scientific American*, 238, pp. 62—74 (1978) (USA).
- Nevins J. L., Whitney D. E. What is remote center compliance and what it can do? Proc. of the 9th Int. Symp. on Industrial Robots, Washington, 1979 (USA).
- Rabischong P., Perruchon E., Pech J. Is man still the best robot?, Proc. of the 7th Int. Symp. on Industrial Robots, Tokyo, 1977 (J).
- Simunovic S., Force information in assembly process, Proc. of the 5th Int. Symp. on Industrial Robots, Chicago, 1975 (USA).
- Stepourjine R., Rouget J. P., Automatic insertion module for light robotics, *Developments in Robotics 1983*, IFS (Publications) Ltd., 1983 (GB).
- Van Brussel H., Simons J. The adaptable compliance concept and its use for automatic assembly by active force feedback accommodations, Proc. of the 9th Int. Symp. on Industrial Robots, Washington, 1979 (USA).
- Van Brussel H., Simons J. A self-learning robot for automatic assembly, Proc. of the 1st Int. Conf. on Assembly Automation, Brighton, 1980 (GB).

Van Brussel H., Thielemans H., Simons J. Further developments of the active adaptable compliant wrist (AACW) for robot assembly, Proc. of the 11th Int. Symp. on Industrial Robots, Tokyo, 1981 (J).

Van der Loos M. Main de robot à multiples modes de préhension, Automatisation flexible, Ecole Polytechnique de Lausanne, oct. 1978 (CH).

Vertut J. Conception du manipulateur articulé pour tétraplégique, modèle n. 1: MAT 1, Rapport interne STEP-D, C. E. A., 1978 (F).

Warnecke H. J., Schweizer M., Haaf D. Programmable assembly with tactile sensors and visual inspection, Proc. of the 1st Int. Conf. on Assembly Automation, Brighton, 1980 (GB).

Whitney D. E. et al. Part-mating theory for compliant parts, 1st report C. S. D. L-R 1407, Cambridge, sept. 1979/août 1980 (USA).

## ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Автоматизированный монтаж с помощью робота 324  
 Адиабатический процесс 164  
 Активное уравнивание с помощью силового цилиндра 342  
 — самокорректирующееся устройство 334  
 Амортизатор 168
- Бесколлекторные двигатели 156  
 Биполярное питание 92  
 Биполярные транзисторы 101  
 Бифильные двигатели 139  
 — — с магнитом 139  
 Быстроходные передачи 237
- Вакуумная присоска 313  
 Ведомая система 294  
 Ведущая система 294  
 Вертикальная кисть ACMA-RE-NAULT 226, 227  
 Вибрации 343  
 Винтовые механизмы 234  
 Возбуждение с опережением 145, 156  
 Вращательное сочленение 20
- Гидравлические зажимы 321  
 — потенциометры 193  
 — системы автоматического регулирования 283  
 Гидродвигатели 337  
 Гидромеханические следящие системы управления 200—204  
 Гидромоторы для вращательного движения 181—183  
 Гидроприводы, характеристики 184  
 Гидростатический подшипник 50  
 Гидроцилиндр 51  
 — двустороннего действия 175, 176  
 — дифференциальный 176  
 — для углового перемещения 178  
 — плунжерный 177  
 — поворотный 179  
 — с преобразованием поступательного движения 178
- Датчики положения 297  
 — — емкостные 304  
 — — индуктивные 299  
 — — потенциометрические 296  
 — — оптоэлектронные 305  
 — усилителю 297  
 — счета приращений 305  
 Двигатели постоянного тока 57  
 — дисковые 85  
 — торoidalные 90  
 — с полым ротором 87  
 Движение с управлением по положению 268  
 — — — усилителю 269  
 Двухосевая кисть робота с клещами 212, 213  
 Двухпозиционные двигатели 193  
 Двухфазный синхронный двигатель 151—153  
 Демпфирующая обмотка 135
- Жесткость звеньев 140
- Зажимы двустороннего действия 315  
 — одностороннего действия 313  
 — многостороннего действия 317  
 Звенья 13  
 Зубчатые зацепления 220  
 — — виды 221  
 — передаточные механизмы 217  
 — — — кинематические соотношения 218, 219
- Избыточность связей 259  
 Изотермический процесс 163  
 Импульсное управление 269  
 Импульсные схемы питания 95  
 Индуксинны 304  
 Индуктивные потенциометры 300  
 Интегрированные механизмы 251  
 — элементы 196  
 — — гидроцилиндр — распределитель 197  
 — — следящий клапан — гидроцилиндр 200

- Информационные устройства 9  
 Исполнительные органы для сборочных операций 322  
 — — работа 307  
 — устройства 9
- Кинематическая схема робота MEL-KONG 245  
 Кисть с пересекающимися осями 32  
 — UNIMATE 4000 226, 228, 229  
 Кодированные устройства 305  
 Контурное управление 285  
 Копирующий механизм 248  
 Кривая намагничивания 62
- Ламинарное течение 162  
 Линейный контакт 44
- Магнитные присоски 315  
 Магниты альнико 61  
 Манипулятор 61, 18  
 Маанипулятор-подъемник ANDROMAT 244  
 Машины синхронной связи 299  
 Мертвый ход 214  
 Метод электрического демпфирования 135  
 Механизмы перемещения 134  
 — с замкнутой цепью 25, 35  
 — — открытой цепью 21  
 Механические зажимы 319  
 — системы передачи движения 210—216  
 Многосторонний хват 320  
 Мобильность робота 11  
 Моделирование 27  
 Модуль сжимаемости 165  
 Монтаж 324  
 — с управлением по замкнутому циклу 327  
 — — — — разомкнутому циклу 325
- Неориентированный граф 27  
 Неподвижный робот 11  
 Непосредственное управление движением 15  
 Нормальные сочленения 20
- Оптимальное управление 270
- Пантограф 37, 242  
 Пассивное уравнивание пружинами 340  
 Передаточная функция двигателя 67  
 Переменные кинематических пар 21  
 Периферийно-информационные системы 344
- Периферийно-операционные системы 345  
 Пневмоторы 170  
 Пневмоцилиндры 167  
 — поворотные 169  
 Поворотные трансформаторы 300, 301  
 Полевые транзисторы 102  
 Потери в двигателе постоянного тока 70  
 Привод с управлением по положению 64  
 Призматические соединения 52—54  
 — сочленения 20, 32  
 Простые сочленения 20  
 Пусковой движущий момент 82
- Рабочая среда 11  
 Рабочее место 9  
 Рабочие органы 12  
 Рамочный робот 230, 231  
 Распределитель 170  
 — без запаса перекрытия 186  
 — золотникового типа 178, 186  
 — клапанного типа 171  
 — открытый 188  
 — с гарантированным перекрытием 187  
 Расход на деформацию 165  
 — — сжимаемость 164  
 Реакция якоря 58, 59  
 Регулируемый пневматический демпфер 168  
 Редуктор с волновой зубчатой передачей 223, 226  
 Ременная зубчатая передача 230  
 Режим разносной частоты 110, 114, 131  
 Режимы работы двигателей 74—77  
 Ременные передачи 236, 238  
 Робот 9  
 — для окрасочных работ 233  
 — MOTOMAN 235  
 — AKR 3000 247  
 Роботизированная система сборки 323  
 Рычажные передачи 242
- Самариево-кобальтовые магниты 61  
 Самокорректировка положения 327  
 Самокорректирующееся по положению устройство с изменяемой структурой 331  
 Сборка 322  
 Сборочный робот PUNA2 207  
 — — SKILAM 206  
 Связи качения 39

- скольжения 39  
 Сельсины 300  
 Сервоклапан см. Следящий клапан 191  
 Сжимаемость 163, 167  
 Синхронный двигатель с автоматическим управлением 154—157  
 Система автоматического регулирования с двигателем постоянного тока, управляемого по току 276—281  
 — передачи движения кулачкового типа 209  
 — — с управлением по току 67  
 — управления двустороннего действия 294  
 — — — — рабочий режим 296  
 Следящие клапаны см. Сервоклапан 173, 175  
 — — характеристики 194—196  
 Следящий привод 301  
 Сложность сочленения 21  
 Сложные соединения 31  
 Смешанное управление движением 16  
 Согласованный привод 274  
 Степени свободы манипулятора 21, 23  
 Степень свободы твердого тела 18  
 Схват 309  
 — гидравлический 321  
 — критерии выбора 310  
 — с губками 319  
 — — зубчатой реечной передачей 319  
 — — тремя пальцами 321  
 Схема Дарлингтона 102
- Тахогенераторы 90  
 «Тахометрический» способ 272  
 Телеманипулятор LEMMA 251, 252  
 Тепловые постоянные 72  
 Типы сочленений 19  
 Турбинные присоски 314  
 Турбины 170  
 Турбулентное течение 162
- Угол рассогласования 276  
 Универсальный робот 10  
 Управление по замкнутому контуру 286  
 — — усилию 285, 292—294  
 — с помощью коммутаций 270—272  
 — — — следящей системы 276, 287  
 Уравнение расхода 164  
 — состояния газа 163  
 Уравнивающий ток 92
- Уравнивание противовесами 340  
 Уровень избыточности 25  
 Устройство захвата 308  
 — — виды 312  
 — с несимметричным зажимом 317  
 — с симметричным зажимом 316  
 Устройство с активной самокорректировкой положения за счет упругих связей 328, 333—334  
 — пассивной корректировкой положения 330  
 — с удаленным центром корректировки 329
- Ферритовые магниты 61
- Хобот ACMA-RENAULT 261  
 — NITRO-NOBEL-MEC 256
- Централизованное управление движением 16  
 Цепные передачи 236, 240, 241  
 Цикл графа 28  
 Циклическое число графа 28  
 Цикломатическое число 258
- Численные методы оценки нагрева двигателя 104, 113
- Шаговые двигатели гибридные 104, 113  
 — — линейные 150  
 — — механические характеристики 126  
 — — неустойчивость при низких частотах 128  
 — — однофазные 150  
 — — потери 145  
 — — рабочие характеристики 146  
 — — синхронные реактивные 109  
 — — с постоянным магнитом 117  
 — — схемы питания 112, 132, 133  
 — — — управления 143  
 — — тороидальные 151  
 Шарнирно-рычажные передачи 245
- Элементарные гидростатические соединения 48  
 Электрические приводы 55  
 — достоинства 336  
 Электрогидравлические системы автоматического регулирования 283  
 Эквивалентные схемы для определения режимов нагрева двигателя 70—72  
 Эпициклические передачи 218  
 Эпициклический редуктор 221

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие редактора перевода . . . . .	5
Предисловие . . . . .	7
Предисловие авторов . . . . .	8
<b>Глава 1. Конструкции робота. Общие положения . . . . .</b>	<b>9</b>
1.1. Структура . . . . .	9
1.2. О возможностях робота . . . . .	10
1.3. Конструкция робота . . . . .	12
1.4. Управление движением . . . . .	14
1.5. Заключение . . . . .	16
<b>Глава 2. Механика манипуляторов. Архитектура и составные части . . . . .</b>	<b>18</b>
2.1. Определения . . . . .	18
2.2. Типы сочленений . . . . .	19
2.3. Степени свободы манипулятора . . . . .	21
2.4. Методы описания . . . . .	27
2.5. Общепринятые структуры . . . . .	31
2.6. Технические проблемы . . . . .	39
<b>Глава 3. Электрические приводы постоянного тока . . . . .</b>	<b>55</b>
3.1. Общие положения . . . . .	55
3.2. Двигатели постоянного тока. Введение . . . . .	57
3.3. Уравнения, описывающие функционирование двигателей постоянного тока в стационарном режиме . . . . .	58
3.4. Постоянные магниты, используемые в двигателях . . . . .	61
3.5. Двигатель постоянного тока в позиционном приводе . . . . .	64
3.6. Ограничения режимов работы двигателя . . . . .	68
3.7. Характеристики двигателей постоянного тока . . . . .	81
3.8. Двигатели постоянного тока, применяемые в робототехнике . . . . .	84
3.9. Схемы питания двигателей постоянного тока . . . . .	92
3.10. Заключение . . . . .	103
<b>Глава 4. Шаговые двигатели . . . . .</b>	<b>104</b>
4.1. Введение . . . . .	104
4.2. Принцип действия двигателей с постоянными магнитами . . . . .	104

4.3. Переменное магнитное сопротивление . . . . .	105
4.4. Синхронные реактивные шаговые двигатели с переменным магнитным сопротивлением . . . . .	109
4.5. Гибридные двигатели . . . . .	113
4.6. Двигатели с постоянными магнитами . . . . .	117
4.7. Обмотки и электрические уравнения для двигателей . . . . .	119
4.8. Механические характеристики шаговых двигателей . . . . .	126
4.9. Схемы питания шаговых двигателей . . . . .	132
4.10. Схемы управления шаговыми двигателями . . . . .	143
4.11. Потери в шаговом двигателе . . . . .	145
4.12. Характеристические величины. Рабочие характеристики . . . . .	146
4.13. Примеры шаговых двигателей . . . . .	147
4.14. Двухфазный асинхронный двигатель . . . . .	151
4.15. Синхронный двигатель с автоматическим управлением . . . . .	154
4.16. Заключение . . . . .	157
<b>Глава 5. Пневматические и гидравлические приводы . . . . .</b>	<b>159</b>
5.1. Введение . . . . .	159
5.2. Пневматические системы . . . . .	166
5.3. Гидравлические системы . . . . .	174
<b>Глава 6. Органы системы передачи движения . . . . .</b>	<b>205</b>
6.1. Введение . . . . .	205
6.2. Механические системы передачи движения . . . . .	210
6.3. Системы передачи движения с зубчатым зацеплением . . . . .	217
6.4. Передача движения с помощью винтового механизма . . . . .	234
6.5. Цепные и ременные передачи . . . . .	236
6.6. Шарнирно-рычажные передачи . . . . .	242
6.7. Системы передачи движения с помощью гидроцилиндров . . . . .	246
6.8. Другие виды механизмов передачи движения . . . . .	248
6.9. Примеры применения . . . . .	251
6.10. Заключение . . . . .	267
<b>Глава 7. Системы автоматического регулирования движением манипулятора . . . . .</b>	<b>268</b>
7.1. Введение . . . . .	268
7.2. Движение от точки к точке. Импульсное управление . . . . .	269
7.3. Движение от точки к точке. Управление с помощью следящей системы . . . . .	276
7.4. Контурное управление . . . . .	285
7.5. Управление по усилию . . . . .	292
7.6. Система управления двустороннего действия . . . . .	294
7.7. Датчики . . . . .	297
7.8. Заключение . . . . .	306
<b>Глава 8. Модули исполнительных устройств . . . . .</b>	<b>307</b>
8.1. Введение . . . . .	307
8.2. Устройства захвата . . . . .	308
8.3. Исполнительные органы для сборочных операций . . . . .	322
8.4. Заключение . . . . .	335

<b>Глава 9. Принципиальная схема и конструкция робота</b> . . . . .	336
9.1. Источники энергии для питания приводов роботов . . . . .	336
9.2. Действие силы тяжести . . . . .	339
9.3. Проблемы вибраций . . . . .	343
9.4. Роль периферийных устройств . . . . .	344
9.5. Заключение . . . . .	346
<b>Библиография</b> . . . . .	347
<b>Предметный указатель</b> . . . . .	352

#### УВАЖАЕМЫИ ЧИТАТЕЛИ!

Ваши замечания о содержании книги, ее оформлении, качестве перевода и другие просим присылать по адресу: 129820, Москва, И-110, ГСП, 1-й Рижский пер., 2, издательство «Мир».